



Herbert Wittel · Dieter Muhs
Dieter Jannasch · Joachim Voßiek

Roloff/Matek Maschinenelemente

Normung · Berechnung · Gestaltung

22. Auflage

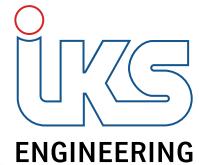


Springer Vieweg

1 Allgemeine und konstruktive Grundlagen	1–26
2 Toleranzen, Passungen, Oberflächenbeschaffenheit	27–43
3 Festigkeitsberechnung	44–84
4 Tribologie	85–101
5 Kleb- und Lötverbindungen	102–124
6 Schweißverbindungen	125–198
7 Nietverbindungen	199–229
8 Schraubenverbindungen	230–291
9 Bolzen-, Stiftverbindungen und Sicherungselemente	292–320
10 Federn	321–363
11 Achsen, Wellen und Zapfen	364–395
12 Elemente zum Verbinden von Wellen und Nabens	396–433
13 Kupplungen und Bremsen	434–505
14 Wälzlager und Wälzlagerungen	506–560
15 Gleitlager	561–618
16 Riemengetriebe	619–648
17 Kettengetriebe	649–668
18 Elemente zur Führung von Fluiden (Rohrleitungen)	669–697
19 Dichtungen	698–717
20 Zahnräder und Zahnradgetriebe (Grundlagen)	718–743
21 Stirnräder mit Evolventenverzahnung	744–791
22 Kegelräder und Kegelradgetriebe	792–813
23 Schraubrad- und Schneckengetriebe	814–838

IKS ENGINEERING

FACHKRÄFTE ZUR PERSONALUNTERSTÜZUNG

A composite image serves as the background. On the left, a close-up shows hands holding a black pen and a silver stylus, drawing on a light-colored surface with faint technical drawings. On the right, a portrait of a young man with short brown hair and blue eyes looks directly at the camera. The entire image is overlaid with a fine, light gray grid.

INGENIEURE
KONSTRUKTEURE
TECHNISCHE ASSISTENTEN
TECHNIKER

INGENIEURE AUS LEIDENSCHAFT

ZEITGEMÄSSE ENGINEERING DIENSTLEISTUNGEN

Das inhabergeführte Familienunternehmen iks Engineering bietet die ganze Bandbreite an Ingenieurleistungen in den Bereichen Entwicklung, Beratung, Konstruktion und Fertigung. Wir stehen mit unseren Leistungen für die ganze Vielfalt moderner Technik in der heutigen Gesellschaft – vom Funksensor bis zum Anlagenbau decken wir sämtliche Bereiche ab. Diese Leistungen stellen wir unseren Kunden an Standorten in ganz

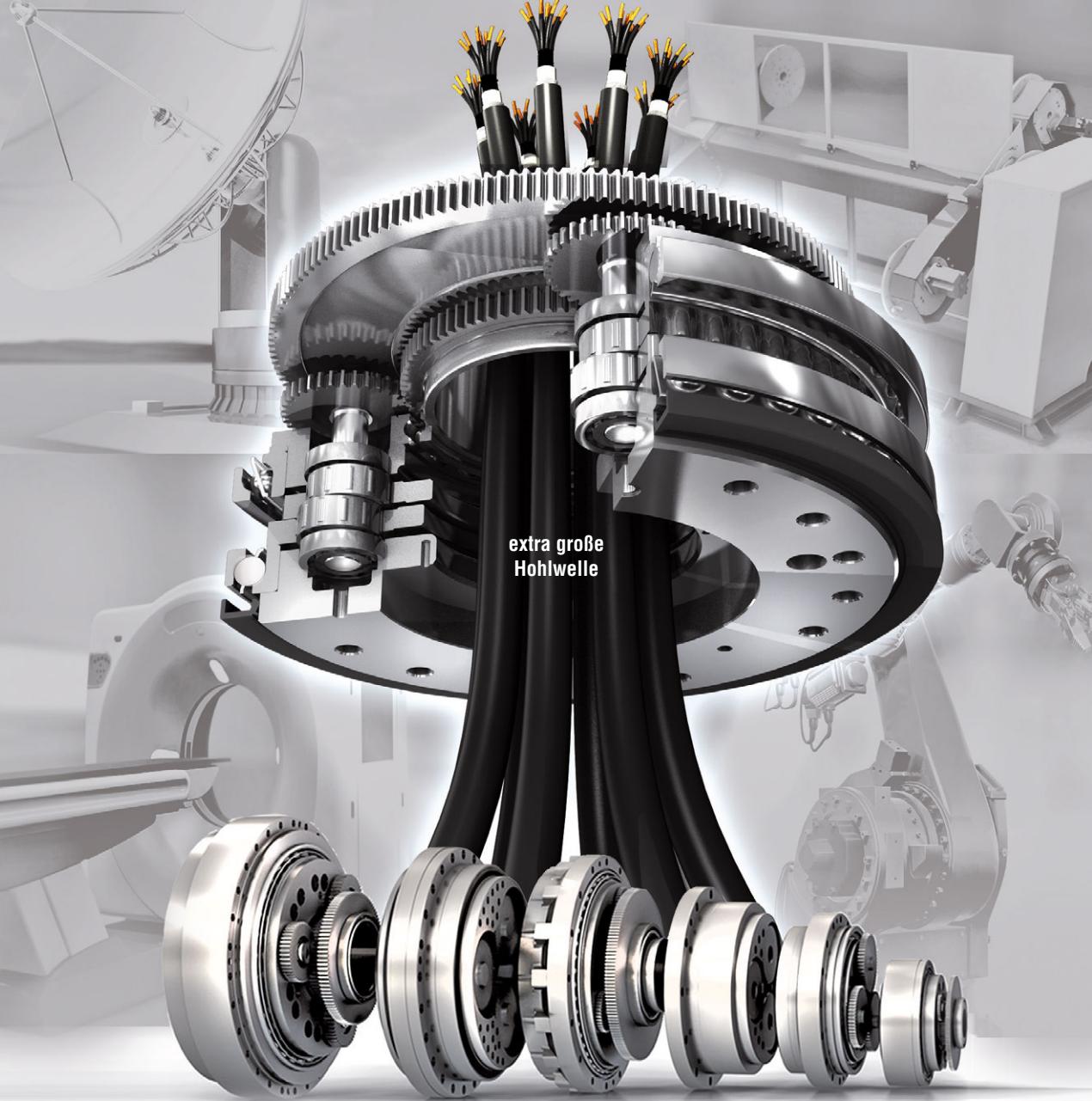
Deutschland und in internationalen Projekten zur Verfügung. Die iks Engineering GmbH bietet unseren Kunden erfahrene und hochqualifizierte Fachkräfte für alle Aufgaben entlang der Engineering-Wertschöpfungskette an.

„Made in Germany“-Qualität in den Branchen Maschinenbau, Fahrzeugtechnik, Anlagenbau, Elektrotechnik, Energietechnik, IT und viele mehr.

iks Engineering GmbH · Hauptsitz: Raiffeisenstr. 13/1 · 70794 Filderstadt · Tel: 0711 / 726250

WWW.IKS-ENGINEERING.DE

Roloff/Matek Maschinenelemente



Präzisionsgetriebe

Für genaues Positionieren in der Automatisierung

Die Zykloidgetriebe mit und ohne Hohlwelle überzeugen durch einen hohen Wirkungsgrad, eine lange Lebensdauer und ein geringes Spiel. Die hochpräzisen Exzentergetriebe kommen in verschiedenen Branchen zum Einsatz – zum Beispiel bei Robotik- und Handling-Anwendungen oder in der Werkzeugmaschine.



QR-Code: mit dem Smartphone scannen
für weitere Informationen
www.nabtesco.de

Nabtesco

Herbert Wittel · Dieter Muhs ·
Dieter Jannasch · Joachim Voßiek

Roloff/Matek Maschinenelemente

Normung, Berechnung, Gestaltung

22., überarbeitete und erweiterte Auflage

Mit 712 Abbildungen,
76 vollständig durchgerechneten Beispielen
und einem Tabellenbuch mit 287 Tabellen



Springer Vieweg

Herbert Wittel
Reutlingen, Deutschland

Dieter Muhs
Braunschweig, Deutschland

Dieter Jannasch
Joachim Voßiek
Fakultät Maschinenbau und Verfahrenstechnik
Hochschule Augsburg
Augsburg, Deutschland

ISBN 978-3-658-09081-4
DOI 10.1007/978-3-658-09082-1

ISBN 978-3-658-09082-1 (eBook)

Die Deutsche Nationalbibliothek verzeichnetet diese Publikation in der Deutschen Nationalbibliografie; detaillierte bibliografische Daten sind im Internet über <http://dnb.d-nb.de> abrufbar.

Springer Vieweg
© Springer Fachmedien Wiesbaden 1963, 1966, 1968, 1970, 1972, 1974, 1976, 1983, 1984, 1986, 1987, 1992, 1994, 2000, 2001, 2003, 2005, 2007, 2009, 2011, 2013, 2015
Das Werk einschließlich aller seiner Teile ist urheberrechtlich geschützt. Jede Verwertung, die nicht ausdrücklich vom Urheberrechtsgesetz zugelassen ist, bedarf der vorherigen Zustimmung des Verlags. Das gilt insbesondere für Vervielfältigungen, Bearbeitungen, Übersetzungen, Mikroverfilmungen und die Ein speicherung und Verarbeitung in elektronischen Systemen.

Die Wiedergabe von Gebrauchsnamen, Handelsnamen, Warenbezeichnungen usw. in diesem Werk be rechtfertigt auch ohne besondere Kennzeichnung nicht zu der Annahme, dass solche Namen im Sinne der Warenzeichen- und Markenschutz-Gesetzgebung als frei zu betrachten wären und daher von jedermann benutzt werden dürften.

Der Verlag, die Autoren und die Herausgeber gehen davon aus, dass die Angaben und Informationen in diesem Werk zum Zeitpunkt der Veröffentlichung vollständig und korrekt sind. Weder der Verlag noch die Autoren oder die Herausgeber übernehmen, ausdrücklich oder implizit, Gewähr für den Inhalt des Werkes, etwaige Fehler oder Äußerungen.

Lektorat: Thomas Zipsner
Satz: Beltz Bad Langensalza GmbH, Bad Langensalza
Bilder: Graphik & Text Studio, Dr. Wolfgang Zettlmeier, Barbing

Gedruckt auf säurefreiem und chlorfrei gebleichtem Papier.

Springer Fachmedien Wiesbaden ist Teil der Fachverlagsgruppe Springer Science+Business Media (www.springer.com)

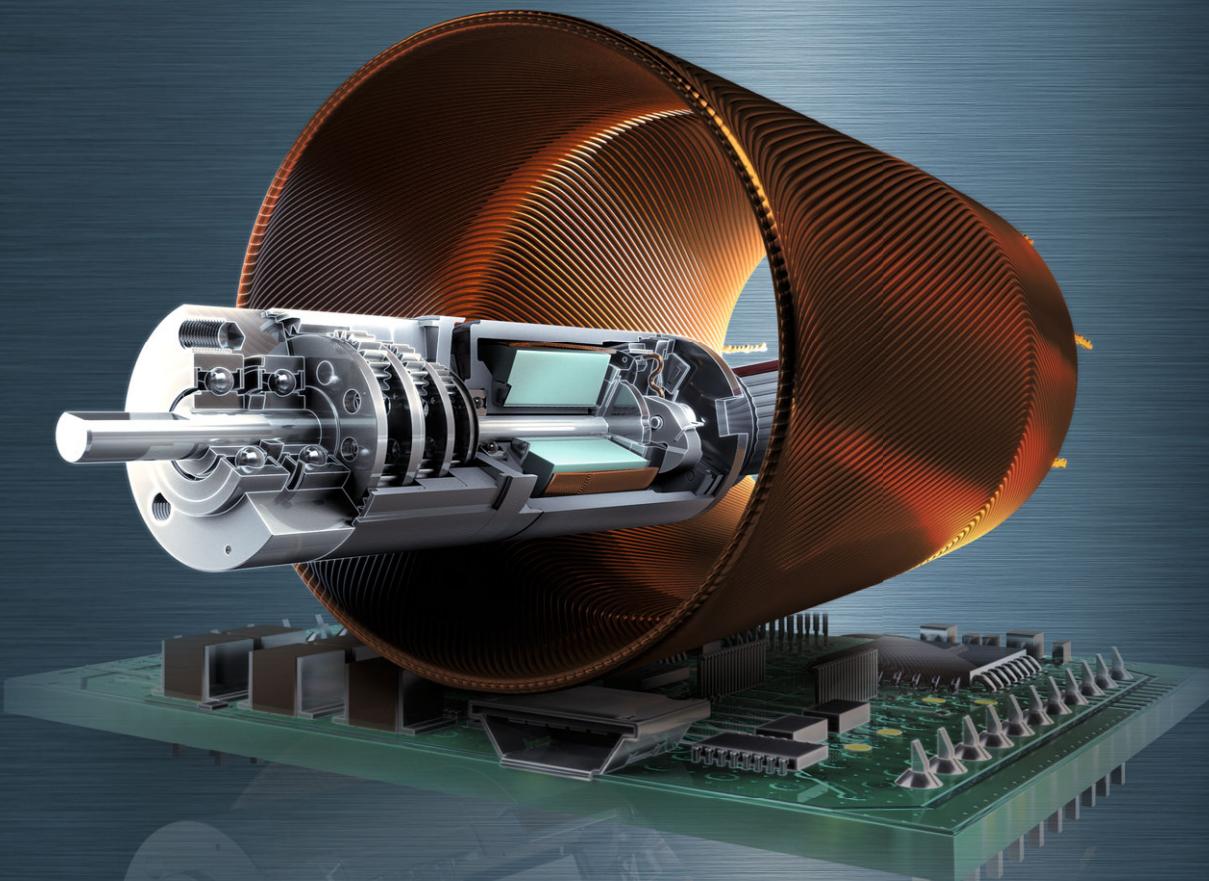


KENNEN SIE DEN SCHLÜSSEL ZU IHREM GEWÜNSCHTEN PRODUKT?



www.misumi-europe.com

- Mehr als **9 Millionen Produkte**
- **Konfigurierbare Komponenten** in bis zu 0,01-mm-Schritten und **Standardkomponenten**
- Kostenloser Download von **3D CAD-Modellen**
- Lieferung ab **Stückzahl 1**
- **Bestelltag = Versandtag** für Lagerteile



Effiziente Antriebslösungen.

Bürstenbehaftete und bürstenlose DC-Motoren mit über 90% Wirkungsgrad, Getriebe, Steuerungselektronik. Wir finden den Antrieb für Ihre individuellen Bedürfnisse.

Erprobt auf dem Mars, entwickelt für Ihre spezifischen Anforderungen. Entdecken Sie maxon motor als starken Schweizer Hersteller von präzisen Antriebssystemen.

www.maxonmotor.com

maxon motor
driven by precision

Vorwort

„*Roloff/Matek Maschinenelemente*“ ist seit mehr als 50 Jahren zu einem Synonym für umfassende Informationen, Normenaktualität, leichte Verständlichkeit und sofortige Nutzbarkeit der Auslegungs- oder Berechnungsgleichungen geworden. Das haben die Anwender in Ausbildung und Beruf längst erkannt, auch ist das Standwerk von den Konstruktions-Schreibtischen nicht mehr wegzudenken. Nach dem Studium oder der Ausbildung findet der „*Roloff/Matek Maschinenelemente*“ wie selbstverständlich weitere Verwendung im Berufsalltag.

Im Lehr- und Tabellenbuch werden die wichtigsten Maschinenelemente in 23 einzelnen, in sich abgeschlossenen Kapiteln dargestellt und können somit unabhängig voneinander erarbeitet werden. Jedes Kapitel schließt mit Literaturhinweisen ab, die auf Möglichkeiten zum Weiterstudium verweisen. Ein ausführliches Sachwortverzeichnis am Ende sowohl des Lehrbuches als auch des Tabellenbuches gestattet es, gesuchte Begriffe schnell aufzufinden.

Besonderer Wert wurde auf die Herleitung der einzelnen Berechnungsgleichungen gelegt, um den Einfluss der Formelgrößen besser beurteilen zu können. Zum besseren Verständnis des logischen Zusammenwirkens einzelner Beziehungen zueinander werden für die Berechnung einzelner Elemente teilweise Ablaufpläne angegeben, die wiederum die Grundlage für die Erstellung eigener Programme darstellen können. Eine Reihe vollständig durchgerechneter Beispiele, die den einzelnen Kapiteln oder Abschnitten zugeordnet sind, sollen dem Lernenden helfen, den erarbeiteten Stoff gezielt anwenden zu können und ihm eine Richtlinie für eigene Berechnungen geben.

Die für die Berechnung und Konstruktion erforderlichen Zahlenunterlagen, Diagramme, Normenauszüge und Erfahrungsangaben sind in einem beigelegten umfangreichen *Tabellenbuch* in kompakter, übersichtlicher Form für einen schnellen und sicheren Zugriff zusammengestellt. Im Lehrbuch selbst sind nur solche Angaben und Diagramme aufgeführt, die unmittelbar mit dem Text verbunden und deshalb zum Verständnis notwendig sind.

In der vorliegenden aktuellen 22. Auflage wurde die zurückgezogene DS 952 durch die neue Richtlinie DVS 1612 für Schweißverbindungen im Schienenfahrzeugbau ersetzt und hierbei auch die Berechnung der Schweißnahtspannungen überarbeitet. Bei hochfesten Schraubenverbindungen ist die Berechnung jetzt an die aktuelle VDI 2230 (Ausgabe 12/2014) angepasst. Die langjährig bewährte Berechnung der Flanschnachgiebigkeit nach dem Ersatzquerschnittsmodell sowie die Abschätzung der Kraftangriffshöhe wurden aber auf Grund ihrer relativ einfachen Handhabung beibehalten. In Ergänzung zur Umstellung der Berechnungen von DIN 18800 auf den europäischen Standard gemäß EC 3 (EC 9) bei Schweiß-, Niet-, Schrauben- und Bolzenverbindungen in der letzten Auflage wurde nun die noch fehlende Berechnung der Punktschweißverbindungen aktualisiert sowie kleinere Korrekturen durchgeführt.

Weiterhin waren eine Reihe von Aktualisierungen erforderlich, um die gewünschte Normenaktualität sicherzustellen.

Unter www.roloff-matek.de wird dem Leser zusätzlich ein Forum geboten. Hier kann der Leser direkt mit dem Autorenteam und dem Verlag in Kontakt treten und sowohl aktuelle Informationen zum Lehrsystem erfahren als auch Vorschläge zur weiteren Verbesserung einbringen. Sehr gern wird auf die über 40 Excel-Arbeitsblätter in Excel 2010 zurückgegriffen. Sie sind für Berechnungen in der Ausbildung und im Studium gedacht, ermöglichen aber auch Entwurfsberechnungen in der Konstruktionspraxis.

Eine auf das Buch abgestimmte *Aufgaben- sowie eine Formelsammlung* ergänzen das Lehr- und Lernsystem Roloff/Matek Maschinenelemente.

Für das Arbeiten in der Konstruktionspraxis mit dem vorliegenden Buch weisen wir darauf hin, dass es zwingend erforderlich ist, die jeweils *aktuelle* und vor allem *vollständige* Ausgabe der entsprechenden DIN-Normen und der anderen maßgebenden Regelwerke der Berechnung der Bauteile zugrunde zu legen. Für die praktische Auslegung von Kaufteilen, wie z. B. *Kupplungen*, *Spannlemente*, *Lager*, *Ketten-* und *Riementriebe* usw. sind jeweils die aktuellen Berechnungsunterlagen und Leistungsdaten der betreffenden Lieferfirmen maßgebend, die vielfach von denen im Lehrbuch abweichen können. Gleches gilt sinngemäß auch für Artikel der Zulieferindustrie, die keine Maschinenelemente im eigentlichen Sinne sind, wie z. B. *Klebstoffe*, *Lote* und *Schmierstoffe*. Trotz sorgfältigster Recherchen kann bei direkter und indirekter Bezugnahme auf Vorschriften, Regelwerke, Firmenschriften u. a. keine Gewähr für die Richtigkeit übernommen werden.

Abschließend möchten wir den Firmen danken, die uns durch zahlreiche Informationen wie Zeichnungen, Funktions- und Verwendungsbeschreibungen, Richt-, Einbau- und Tabellenwerte nun schon jahrzehntelang kontinuierlich und zuverlässig unterstützt haben. Mit diesen und anderen Unterlagen sowie durch wertvolle Hinweise und Anregungen haben sie unsere Arbeit wesentlich erleichtert, auch wenn nicht alle Informationen aus Zeitgründen bzw. infolge Umfangsbeschränkungen verwendet werden konnten. Bedanken möchten sich die Autoren ebenso bei den Lesern für die vielen konstruktiven Zuschriften, die häufig Veränderungen in nachfolgenden Auflagen bewirkten. Natürlich hoffen wir, dass sie weiterhin durch konstruktive Kritik zur Verbesserung des Buches beitragen werden. Dem Springer Vieweg Verlag, insbesondere Frau Imke Zander, Frau Gabriele McLemore und Herrn Thomas Zipsner vom Lektorat Maschinenbau danken die Autoren für die Anregung zur weiteren Abstimmung des Systems auf immer neue Erfordernisse der Leser sowie die Bereitschaft zu dessen kontinuierlichen Weiterentwicklung und die professionelle und reibungslose Abwicklung.

Reutlingen, Augsburg im Juni 2015

Dipl.-Ing. Herbert Wittel
Dr.-Ing. Dieter Jannasch
Dr.-Ing. Joachim Voßiek

ELEKTRISCH BEWEGEN

effizient · wartungsarm · zuverlässig

**Zwei
starke Typen:**

LA25 + LA36

exakte Positionierung

heben und senken von bis zu 250 kg (LA25) und bis zu 1.000 kg (LA36)

kleines Einbaumaß

iFLEX™ – moderne
Kommunikations-
schnittstelle

Eine elektrische Bewegung
bietet:

- ✓ Sicherheit.
- ✓ Eine kostengünstige Lösung mit einfacher Installation und einfacher Einstellung.
- ✓ Eingebaute elektronische Features.
- ✓ Umweltfreundliche Lösungen – keine Leckagen.
- ✓ Batteriebetriebene Optionen.



Meisterleistungen.

Made in Germany.

J. Lehmann

Jens Lehmann, deutsche Torwartlegende,
seit 2012 SCHUNK-Markenbotschafter
für präzises Greifen und sicheres Halten.
www.de.schunk.com/lehmann

Deutscher Meister
mit Borussia Dortmund 2002

Englischer Meister
mit Arsenal London 2004

Manfred Kiefer,
Meister Bereich Werkzeughalter

Alwin Burgäy,
Meister Bereich
SCHUNK Greifer



www.de.schunk.com

Dominic Schneider,
Meister Bereich Drehtechnik

1945 – 2015

70 Jahre

Superior Clamping and Gripping

SCHUNK ®

Ein starkes Team

In der Spanntechnik und bei Greifsystemen ist SCHUNK die Nr. 1. Wir wissen, wie man präzise greift und sicher hält – genau wie unser Markenbotschafter, die Torwartlegende Jens Lehmann.

Seit Jahrzehnten setzen unsere Greifer und Präzisionsspannmittel rund um den Globus Maßstäbe. Mehr noch: Sie prägen den rasanten Fortschritt in vielen Branchen.

In acht Werken, 30 Ländergesellschaften und über 50 Ländern der Erde engagieren sich die über 2.300 Mitarbeiter der SCHUNK-Familie Tag für Tag für den Erfolg unserer Kunden – mit Pioniergeist und Kompetenz, mit Zuverlässigkeit und Leidenschaft. Und immer auf der Suche nach neuen Standards mit Zukunftspotenzial.



SCHUNK VERO-S
Nullpunktspannsystem.
Hochflexibel mit 90 % weniger Rüstkosten.



SCHUNK ROTA-S plus 2.0
Drehfutter.
60 Sekunden Backenwechsel.



SCHUNK TENDO compact
Hydro-Dehnmommentfutter.
2.000 Nm Drehmoment bei Ø 32 mm.



SCHUNK PGN-plus Permanent
2-Finger-Universalgreifer.
Jetzt mit Dauerschmierung.

Inhaltsverzeichnis

1 Allgemeine und konstruktive Grundlagen

1.1	Arten und Einteilung der Maschinenelemente	1
1.2	Grundlagen des Normenwesens	1
1.2.1	Nationale und internationale Normen, Technische Regelwerke	2
1.2.2	Werdegang einer DIN-Norm	2
1.2.3	Dezimalklassifikation (DK)	5
1.3	Normzahlen (Vorzugszahlen und -maße)	5
1.3.1	Bedeutung der Normzahlen	5
1.3.2	Aufbau der Normzahlreihen	5
	Grundreihen – Abgeleitete Reihen – Zusammengesetzte Reihen – Rundwertreihen	
1.3.3	Anwendung der Normzahlen	9
	Ermittlung der Maßstäbe – Darstellung der Beziehungen im NZ-Diagramm – Rechnen mit NZ	
•	1.3.4 Berechnungsbeispiele	13
1.4	Allgemeine konstruktive Grundlagen	14
1.4.1	Konstruktionsmethodik	15
	Lösungswege zur Schaffung neuer Produkte – Bewertungsverfahren	
1.4.2	Grundlagen des Gestaltens	21
1.4.3	Rechnereinsatz im Konstruktions- und Entwicklungsprozess	23
1.5	Literatur	25

2 Toleranzen, Passungen, Oberflächenbeschaffenheit

2.1	Toleranzen	27
2.1.1	Maßtoleranzen	27
	Grundbegriffe – Größe der Maßtoleranz – Anwendungsbereiche für die Grundtoleranzgrade – Lage der Toleranzfelder – Direkte Angabe von Maßtoleranzen – Maße ohne Toleranzangabe	
2.1.2	Formtoleranzen	30
2.1.3	Lagetoleranzen	31
2.1.4	Toleranzangaben in Zeichnungen	31
	Maßtoleranzen – Form- und Lagetoleranzen	
2.2	Passungen	32
2.2.1	Grundbegriffe	32
2.2.2	ISO-Passsysteme	34
	System Einheitsbohrung (EB) – System Einheitswelle (EW)	
2.2.3	Passungsauswahl	34
2.2.4	Tolerierungsgrundsätze	35
2.2.5	Toleranzketten	36
2.3	Oberflächenbeschaffenheit	36
2.3.1	Gestaltabweichung	36
2.3.2	Oberflächenangaben in Zeichnungen	39

• 2.4	Berechnungsbeispiele	40
2.5	Literatur	43

3 Festigkeitsberechnung

3.1	Allgemeines	44
3.2	Beanspruchungs- und Belastungsarten	44
3.3	Werkstoffverhalten, Festigkeitskenngrößen	49
3.3.1	Statische Festigkeitswerte (Werkstoffkennwerte)	49
3.3.2	Dynamische Festigkeitswerte (Werkstoffkennwerte)	53
	Grenzspannungslinie (Wöhlerlinie) – Dauerfestigkeitsschaubilder (DFS) – Dauerfestigkeitskennwerte	
3.4	Statische Bauteilfestigkeit	57
3.5	Gestaltfestigkeit (dynamische Bauteilfestigkeit)	58
3.5.1	Konstruktionskennwerte	59
	Kerbwirkung und Stützwirkung – Oberflächengüte – Bauteilgröße – Oberflächenverfestigung – Sonstige Einflüsse – Konstruktionsfaktor (Gesamteinflussfaktor)	
3.5.2	Ermittlung der Gestaltfestigkeit (Bauteilfestigkeit)	64
	Gestaltwechselfestigkeit (Bauteilwechselfestigkeit) – Gestaltdauerfestig- keit (Bauteildauerfestigkeit)	
3.6	Sicherheiten	67
3.7	Praktische Festigkeitsberechnung	69
3.7.1	Überschlägige Berechnung	69
	Statisch belastete Bauteile – Dynamisch belastete Bauteile	
3.7.2	Statischer Festigkeitsnachweis	70
3.7.3	Dynamischer Festigkeitsnachweis (Ermüdungsfestigkeitsnachweis)...	71
3.7.4	Dynamischer Festigkeitsnachweis – Einzelbelastungen, Lastkollektive, Zeitfestigkeit, Dauerfestigkeit	72
3.7.5	Tragfähigkeitsnachweis im Stahlbau	76
	Teilsicherheitskonzept für den Bauteilnachweis – Berechnungsmethoden	
• 3.8	Berechnungsbeispiele	78
3.9	Literatur	84

4 Tribologie

4.1	Funktion und Wirkung	85
4.2	Reibung, Reibungsarten	85
4.3	Reibungszustände (Schmierungszustände)	88
4.4	Beanspruchung im Bauteilkontakt, Hertzche Pressung	89
4.5	Schmierstoffe	91
4.5.1	Schmieröle	91
	Eigenschaften der Schmieröle – Einteilung der Schmieröle	
4.5.2	Schmierfette	94
4.5.3	Sonstige Schmierstoffe	95
4.6	Schmierungsarten	96
4.7	Schäden an Maschinenelementen	96
4.7.1	Verschleiß	98
4.7.2	Korrosion	98
4.7.3	Schadensbilder	100
4.8	Literatur	100

5 Kleb- und Lötverbindungen

5.1	Klebverbindungen	102
5.1.1	Funktion und Wirkung	102
	Physikalisch abbindende Klebstoffe (Lösungsmittel- und Dispersionsklebstoffe) – Chemisch abbindende Klebstoffe (Reaktionsklebstoffe)	
5.1.2	Herstellen der Klebverbindungen	105
5.1.3	Gestalten und Entwerfen	106
	Beanspruchung und Festigkeit – Einflüsse auf die Festigkeit – Gestalten der Klebverbindung	
5.1.4	Berechnungsgrundlagen	110
•	5.1.5 Berechnungsbeispiele	112
	5.1.6 Literatur (Kleben)	112
5.2	Lötverbindungen	113
5.2.1	Funktion und Wirkung	113
5.2.2	Herstellen der Lötverbindungen	117
5.2.3	Gestalten und Entwerfen	118
5.2.4	Berechnungsgrundlagen	120
•	5.2.5 Berechnungsbeispiel	123
	5.2.6 Literatur (Löten)	123

6 Schweißverbindungen

6.1	Funktion und Wirkung	125
6.1.1	Wirkprinzip und Anwendung	125
6.1.2	Schweißverfahren	127
	Schmelzschweißen – Pressschweißen – Wahl des Schweißverfahrens	
6.1.3	Auswirkungen des Schweißvorganges	129
	Entstehung der Schrumpfungen und Spannungen – Auswirkungen der Schweißschrumpfung – Zusammenwirken von Eigen- und Lastspannungen	
6.2	Gestalten und Entwerfen	132
6.2.1	Schweißbarkeit der Bauteile	132
	Schweißeignung der Werkstoffe – Konstruktionsbedingte Schweißsicherheit – Fertigungsbedingte Schweißsicherheit (Schweißmöglichkeit) – Schweißzusatzwerkstoffe	
6.2.2	Stoß- und Nahtarten	137
	Begriffe – Stumpfnaht – Kehlnaht – Sonstige Nähte – Fugenvorbereitung	
6.2.3	Gütesicherung	142
	Bewertungsgruppen für Schmelzschweißverbindungen an Stahl nach DIN EN ISO 5817 – Allgemeintoleranzen für Schweißkonstruktionen nach DIN EN ISO 13920	
6.2.4	Zeichnerische Darstellung der Schweißnähte nach DIN EN 22553 ..	143
	Symbole – Lage der Symbole in Zeichnungen – Bemaßung der Nähte – Arbeitspositionen nach DIN EN ISO 6947 – Ergänzende Angaben – Beispiel	
6.2.5	Schweißgerechtes Gestalten	147
	Allgemeine Konstruktionsrichtlinien – Gestaltungsbeispiele – Vorwiegend ruhend beanspruchte Stahlbauten – Geschweißte Maschinenteile – Druckbehälter – Punktschweißverbindungen	
6.3	Berechnung von Schweißkonstruktionen	160
6.3.1	Schweißverbindungen im Stahlbau	160
	Berechnung der Bauteile – Berechnung der Schweißnähte im Stahlbau – Beanspruchung von Kehlnähten – Berechnung der Punktschweißverbindungen	

• 6.3.2	Berechnung der Schweißverbindungen im Maschinenbau	177
	Ermittlung der Belastung – Beanspruchung der Schweißnähte – Zusammengesetzte Beanspruchung – Zulässige Dauerfestigkeitswerte für dynamisch beanspruchte Schweißverbindungen	
6.3.3	Berechnung geschweißter Druckbehälter nach AD 2000-Regelwerk	181
	Zylindrische Mäntel und Kugeln – Gewölbte Böden – Ebene Platten und Böden – Ausschnitte in der Behälterwand	
• 6.4	Berechnungsbeispiele	187
6.5	Literatur	195

7 Nietverbindungen

7.1	Allgemeines	199
7.2	Die Niete	200
7.2.1	Nietformen	200
7.2.2	Nietwerkstoffe	204
7.2.3	Bezeichnung der Niete	205
7.3	Herstellung der Nietverbindungen	205
7.3.1	Allgemeine Hinweise	205
7.3.2	Warmnietung	206
7.3.3	Kaltnietung	207
7.4	Verbindungsarten, Schnittigkeit	207
7.5	Nietverbindungen im Stahlbau	208
7.5.1	Allgemeine Richtlinien	208
7.5.2	Berechnung der Bauteile	208
7.5.3	Berechnung der Niete und Nietverbindungen	210
	Niet- und Nietlochdurchmesser – Nietlänge – Beanspruchbarkeit der Niete – Entwurfsberechnung – Stabanschlüsse und Stöße – Momentbelastete Nietanschlüsse	
7.5.4	Gestaltung der Nietverbindungen	215
7.6	Nietverbindungen im Aluminiumbau	216
7.6.1	Allgemeines	216
7.6.2	Aluminiumniete	217
7.6.3	Werkstoffe	217
7.6.4	Berechnung der Bauteile und Niete	218
	Allgemeine Richtlinien – Niet- und Nietlochdurchmesser – Nietlänge	
7.7	Nietverbindungen im Maschinen- und Gerätebau	218
7.7.1	Anwendungsbeispiele	218
7.7.2	Maßnahmen zur Erhöhung der Dauerfestigkeit	219
7.7.3	Festigkeitsnachweise	219
7.8	Stanzniet- und Clinchverbindungen	221
7.8.1	Stanznieten	221
7.8.2	Clinchen	223
• 7.9	Berechnungsbeispiele	225
7.10	Literatur und Bildquellenverzeichnis	228

8 Schraubenverbindungen

8.1	Funktion und Wirkung	230
8.1.1	Aufgaben und Wirkprinzip	230
8.1.2	Gewinde	232
	Gewindearten – Gewindebezeichnungen – Geometrische Beziehungen	

IMPULS GEBER



Inspirierend. Begeisternd. Erfolgreich.

Ihre Wettbewerbsfähigkeit zu erhöhen, Prozesse zu vereinfachen und nachhaltige Einsparungen zu ermöglichen, ist unser Anspruch und unsere Leidenschaft. Als Ihr Verbindungsspezialist streben wir kontinuierlich nachhaltige Lösungen für Ihren Erfolg an. Sprechen Sie mit uns.

Ihr Partner für erfolgreiche Verbindungen – weltweit.

Böllhoff Gruppe | Archimedesstr. 1–4
33649 Bielefeld | www.boellhoff.de

BÖLLHOFF

8.1.3	Schrauben- und Mutternarten	234
	Schraubenarten – Mutternarten – Sonderformen von Schrauben, Muttern und Gewindeteilen – Bezeichnung genormter Schrauben und Muttern	
8.1.4	Scheiben und Schraubensicherungen	239
	Scheiben – Schraubensicherungen	
8.1.5	Herstellung, Werkstoffe und Festigkeiten der Schrauben und Muttern	240
	Herstellung – Werkstoffe und Festigkeiten	
8.2	Gestalten und Entwerfen	242
8.2.1	Gestaltung der Gewindeteile	242
8.2.2	Gestaltung der Schraubenverbindungen	242
8.2.3	Vorauslegung der Schraubenverbindung	248
8.3	Berechnung von Befestigungsschrauben	250
8.3.1	Kraft- und Verformungsverhältnisse bei vorgespannten Schraubenverbindungen	250
	Kräfte und Verformungen im Montagezustand – Kräfte und Verformungen bei statischer Betriebskraft als Längskraft – Kräfte und Verformungen bei dynamischer Betriebskraft als Längskraft – Einfluss der Krafteinleitung in die Verbindung – Kraftverhältnisse bei statischer oder dynamischer Querkraft	
8.3.2	Setzverhalten der Schraubenverbindungen	257
8.3.3	Dauerhaltbarkeit der Schraubenverbindungen, dynamische Sicherheit	258
8.3.4	Anziehen der Verbindung, Anziehdrehmoment	259
	Kräfte am Gewinde, Gewindemoment – Anziehdrehmoment	
8.3.5	Montagevorspannkraft, Anziehfaktor und -verfahren	262
8.3.6	Beanspruchung der Schraube beim Anziehen	264
8.3.7	Einhaltung der maximal zulässigen Schraubenkraft, Berechnung der statischen Sicherheit	265
8.3.8	Flächenpressung an den Auflageflächen	266
8.3.9	Praktische Berechnung der Befestigungsschrauben im Maschinenbau	266
	Nicht vorgespannte Schrauben – Vorgespannte Schrauben, Rechnungsgang	
8.3.10	Lösen der Schraubenverbindung, Sicherungsmaßnahmen	268
	Losdrehmoment – Selbsttätiges Losdrehen, Lockern der Verbindung – Sicherungsmaßnahmen, Anwendung und Wirksamkeit der Sicherungselemente	
8.4	Schraubenverbindungen im Stahlbau	270
8.4.1	Anwendung	270
8.4.2	Schraubenarten	271
8.4.3	Geschraubte Anschlüsse	271
	Gestaltung der Verbindungen – Anziehen der Verbindung – Verbindungen mit nicht kontrolliert vorgespannten Schrauben – Verbindungen mit vorgespannten hochfesten Schrauben (HV/HR-Schrauben) – Grenztragfähigkeit der Bauteile	
8.4.4	Moment(schub)belastete Anschlüsse	275
8.4.5	Konsolanschlüsse	276
8.5	Bewegungsschrauben	277
8.5.1	Entwurf	278
8.5.2	Nachprüfung auf Festigkeit	278
8.5.3	Nachprüfung auf Knickung	280
8.5.4	Nachprüfung des Muttergewindes (Führungs Gewinde)	281
8.5.5	Wirkungsgrad der Bewegungsschrauben, Selbsthemmung	282
• 8.6	Berechnungsbeispiele	282
8.7	Literatur	290

9 Bolzen-, Stiftverbindungen und Sicherungselemente

9.1	Funktion und Wirkung	292
9.2	Bolzen	292
9.2.1	Formen und Verwendung	292
9.2.2	Gestalten und Entwerfen der Bolzenverbindungen im Maschinenbau Einbaufälle und Biegemomente – Festlegen der Bauteilabmessungen	293
9.2.3	Berechnen der Bolzenverbindungen im Maschinenbau	295
9.2.4	Gestalten und Entwerfen von Bolzenverbindungen im Stahlbau.... Einsatzbereiche – Bemessen der Augenstäbe nach DIN EN 1993-1-8	296
9.2.5	Bemessung für massive Rundbolzen nach DIN EN 1993-1-8	298
	Bolzenverbindungen bei denen eine unbehinderte Verdrehung in den Augen erforderlich ist – Austauschbare Bolzen – Bolzenverbindungen ohne geforderte Verdrehung in den Augen	
9.3	Stifte und Spannbuchsen.....	300
9.3.1	Formen und Verwendung	300
	Kegelstifte – Zylinderstifte – Kerbstifte und Kerbnägel – Spannstifte (Spannhülsen) – Spannbuchsen für Lagerungen	
9.3.2	Berechnung der Stiftverbindungen	303
	Querstift-Verbindungen – Steckstift-Verbindungen – Längsstift-(Rund- keil-)Verbindungen	
9.4	Sicherungselemente	305
9.4.1	Sicherungsringe (Halteringe).....	306
9.4.2	Splinte und Federstecker.....	309
9.4.3	Achshalter	309
9.5	Gestaltungs- und Anwendungsbeispiele.....	310
• 9.6	Berechnungsbeispiele	313
9.7	Literatur	318

10 Federn

10.1	Funktion und Wirkung	321
10.1.1	Federrate, Federkennlinie	321
10.1.2	Federungsarbeit	323
10.1.3	Schwingungsverhalten und Dämpfung	324
10.1.4	Federarten	325
10.1.5	Federwerkstoffe	326
10.1.6	Auswahl und Optimierung von Federn.....	327
10.2	Zug- und druckbeanspruchte Federn	327
10.2.1	Zugstäbe	327
10.2.2	Ringfedern	327
10.3	Biegebeanspruchte Federn	328
10.3.1	Einfache Blattfedern	328
10.3.2	Geschichtete Blattfedern.....	330
10.3.3	Drehfedern	331
10.3.4	Spiralfedern	334
10.3.5	Tellerfedern	336
• 10.4	Torsionsbeanspruchte Federn aus Metall	343
10.4.1	Drehstabfedern.....	343
10.4.2	Zylindrische Schraubenfedern mit Kreisquerschnitt.....	345
10.4.3	Zylindrische Schraubenfedern mit Rechteckquerschnitt	352
10.4.4	Kegelige Schraubendruckfedern	353
10.5	Federn aus Gummi.....	353
10.5.1	Eigenschaften von Gummi	353
10.5.2	Ausführung, Anwendung	354

10.6	Berechnungsbeispiele	356
10.7	Literatur	362

11 Achsen, Wellen und Zapfen

11.1	Funktion und Wirkung	364
11.2	Gestalten und Entwerfen	365
11.2.1	Gestaltungsprinzipien	365
	Gestaltungsrichtlinien hinsichtlich der Festigkeit – Gestaltungsrichtlinien hinsichtlich des elastischen Verhaltens	
11.2.2	Entwurfsberechnung	368
	Werkstoffe und Halbzeuge – Berechnungsgrundlagen – Ermittlung des Entwurfsdurchmessers	
11.3	Kontrollberechnungen	379
11.3.1	Festigkeitsnachweis	379
11.3.2	Elastisches Verhalten	381
	Verformung bei Torsionsbeanspruchung – Verformung bei Biegebean- spruchung	
11.3.3	Kritische Drehzahl	384
	Schwingungen, Resonanz – Biegekritische Drehzahl – Verdrehkritische Drehzahl	
• 11.4	Berechnungsbeispiele	388
11.5	Literatur	395

12 Elemente zum Verbinden von Wellen und Naben

12.1	Funktion und Wirkung	396
12.2	Formschlüssige Welle-Nabe-Verbindungen	396
12.2.1	Pass- und Scheibenfedererverbindungen	396
	Gestalten und Entwerfen – Berechnung	
12.2.2	Keil- und Zahnwellenverbindungen	401
	Gestalten und Entwerfen – Berechnung	
12.2.3	Polygonverbindungen	403
	Gestalten und Entwerfen – Berechnung	
12.2.4	Stirnzahnverbindungen	404
12.2.5	Stiftverbindungen	404
12.3	Kraftschlüssige Welle-Nabe-Verbindungen	405
12.3.1	Zylindrische Pressverbände	405
	Gestalten und Entwerfen – Berechnung – Angaben zur Herstellung von Pressverbänden – Drehzahleinfluss bei Pressverbänden	
12.3.2	Kegelpressverbände	413
	Gestalten und Entwerfen – Berechnung	
12.3.3	Spannelement-Verbindungen	417
	Lösbare Kegelspannsysteme (LKS) – Sternscheiben – Druckhülsen – Hydraulische Spannbuchsen – Toleranzring	
12.3.4	Klemmverbindung	424
	Gestalten und Entwerfen – Berechnung	
12.3.5	Keilverbindungen	426
	Gestalten und Entwerfen – Berechnung	
12.3.6	Kreiskeil-Verbindung	428
	Gestalten und Entwerfen – Berechnung	
12.4	Stoffschlüssige Welle-Nabe-Verbindungen	428
12.5	Berechnungsbeispiele	429
12.6	Literatur und Bildquellennachweis	433



Sicherheit



**...AUF SCHIENE UND STRASSE. DER
KNORR-BREMSE KONZERN IST DER
WELTWEIT FUHRENDE HERSTELLER** von

Bremssystemen für Schienen- und Nutzfahrzeuge. Als technologischer Schrittmacher treibt das Unternehmen seit über 100 Jahren maßgeblich die Entwicklung moderner Bremsysteme voran.

Mit seinen Produkten leistet Knorr-Bremse rund um den Globus einen maßgeblichen Beitrag zur Sicherheit der Menschen auf Schiene und Straße. Mehr als eine Milliarde Menschen weltweit vertrauen Tag für Tag den Systemen von Knorr-Bremse. | www.knorr-bremse.com |

KNORR-BREMSE



13 Kupplungen und Bremsen

13.1	Funktion und Wirkung von Kupplungen	434
13.2	Berechnungsgrundlagen zur Kupplungsauswahl	436
13.2.1	Anlaufdrehmoment, zu übertragendes Kupplungsmoment	436
13.2.2	Beschleunigungsdrehmoment, Trägheitsmoment	439
13.2.3	Betriebsverhalten von Antriebs- und Arbeitsmaschinen	441
13.2.4	Kupplungsdrehmoment	442
	Stoßfreies Anfahren mit konstantem Drehmoment – Drehmomentstoß – Geschwindigkeitsstoß – Periodisches Wechseldrehmoment	
13.2.5	Auslegung nachgiebiger Wellenkupplungen..... Nach Herstellerangaben – Mit Hilfe von Anwendungsfaktoren – Nach der ungünstigsten Lastart (DIN 740 T2)	445
13.2.6	Auslegung von schaltbaren Reibkupplungen..... Anlaufvorgang – Drehmomente bei Reibkupplungen – Bestimmung der Kupplungsgröße	448
13.3	Nicht schaltbare Kupplungen	451
13.3.1	Starre Kupplungen	451
13.3.2	Nachgiebige Kupplungen (Ausgleichskupplungen)..... Getriebebewegliche (drehstarre) Kupplungen – Drehnachgiebige Kupplungen	452
13.4	Schaltbare Kupplungen	464
13.4.1	Fremdbetätigte Kupplungen (Schaltkupplungen)	464
	Formschlüssige Schaltkupplungen – Kraft-(Reib)-schlüssige Schaltkupplungen	
13.4.2	Momentbetätigte Kupplungen (Sicherheitskupplungen)	475
13.4.3	Drehzahlbetätigte Kupplungen (Fliehkraftkupplungen)	477
13.4.4	Richtungsbetätigte Kupplungen (Freilaufkupplungen)	478
13.4.5	Induktionskupplungen	480
	Synchronkupplung – Asynchron- und Wirbelstromkupplung	
13.4.6	Hydrodynamische Kupplungen..... Mit konstanter Füllung – Mit veränderlicher Füllung	482
13.5	Hinweise für Einsatz und Auswahl von Kupplungen	485
13.6	Bremsen	488
13.6.1	Funktion und Wirkung	488
13.6.2	Berechnung	489
13.6.3	Bauformen	489
• 13.7	Berechnungsbeispiele	493
13.8	Literatur und Bildquellennachweis	503

14 Wälzlager und Wälzlagerungen

14.1	Funktion und Wirkung	506
14.1.1	Aufgaben und Wirkprinzip	506
14.1.2	Einteilung der Lager	508
14.1.3	Richtlinien zur Anwendung von Wälzlagern	508
14.1.4	Ordnung der Wälzlager	510
	Aufbau der Wälzlager, Wälzkörperarten, Werkstoffe – Grundformen der Wälzlager, Druckwinkel, Lastwinkel – Standardbauformen der Wälzlagere, ihre Eigenschaften und Verwendung – Weitere Bauformen – Bau- maße und Kurzzeichen der Wälzlagere	
14.2	Gestalten und Entwerfen von Wälzlagereungen	522
14.2.1	Lageranordnung	522
	Fest-Los-Lagerung – Stützlagerung – Lagerkombinationen – Mehrfache Lagerung	



Ihr zuverlässiger Partner

Weltweit führend

mayr® Antriebstechnik ist mit acht Vertriebsbüros in Deutschland, Niederlassungen in Europa, Asien, USA und über 30 weiteren Ländervertretungen auf der ganzen Welt vor Ort präsent.

Wir bieten führende Technologie bei

✓ **Sicherheitskupplungen**

Drehmoment: 0,65 bis 1.000.000 Nm

✓ **Wellenkupplungen**

Drehmoment: 0,1 bis 110.000 Nm

✓ **Sicherheitsbremsen**

Drehmoment: 1,1 bis 50.000 Nm

Eine Vielzahl renommierter Maschinenhersteller vertraut auf die Zuverlässigkeit dieser Antriebskomponenten. Qualität und innovative, wirtschaftliche Lösungen sind weltweit gefragt.

Hochqualifizierte Ingenieure und Facharbeiter entwickeln und fertigen bei *mayr®* branchenoptimierte Antriebslösungen, die das Unternehmen weltweit bekannt gemacht haben und heute der Garant sind für über 1000 sichere und attraktive Arbeitsplätze.

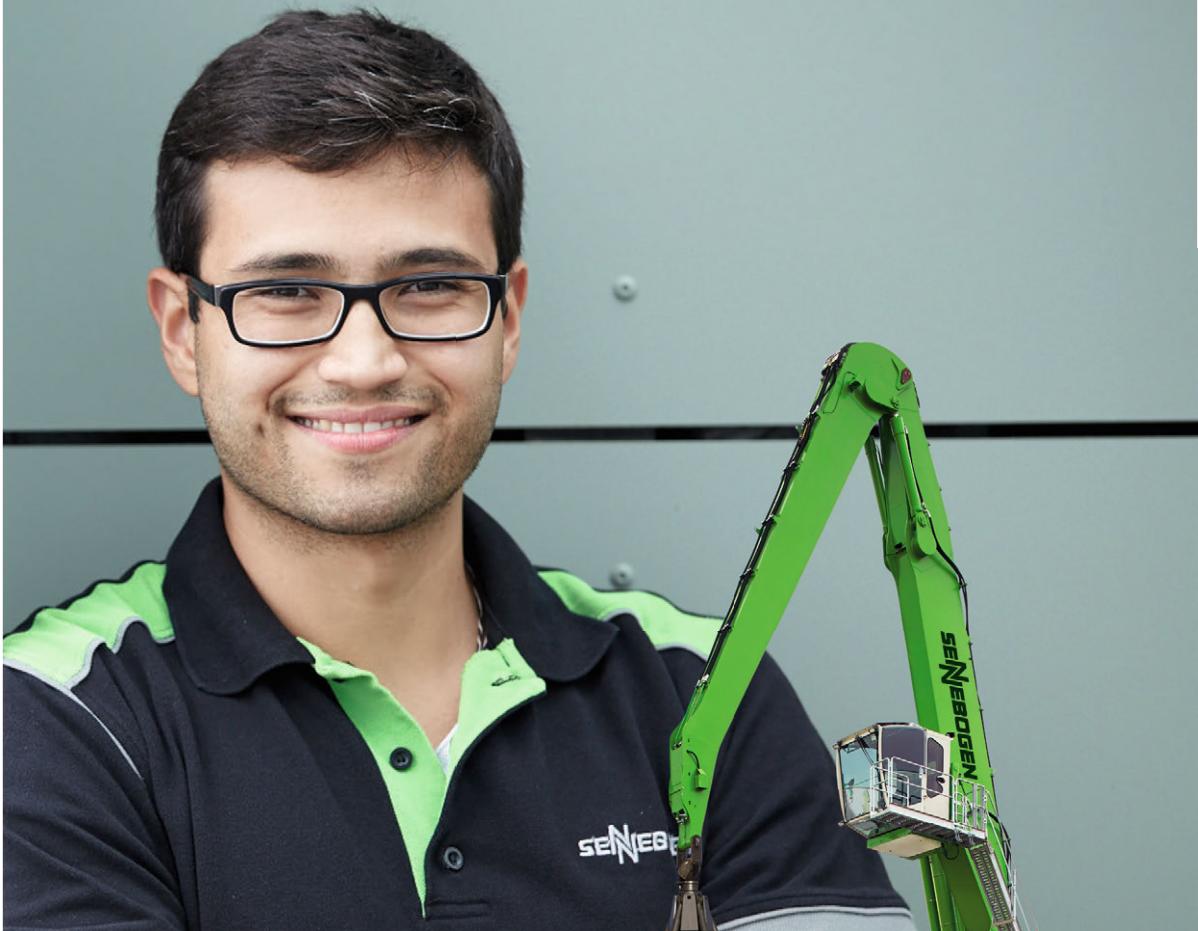
14.2.2	Lagerauswahl	524
14.2.3	Gestaltung der Lagerungen	525
	Tolerierung der Anschlussbauteile – Konstruktive Gestaltung der Lagerstelle	
14.2.4	Schmierung der Wälzlager	528
	Fettschmierung – Ölschmierung – Feststoffschmierung	
14.2.5	Lagerabdichtungen.....	532
14.2.6	Vorauswahl der Lagergröße	533
14.3	Berechnung der Wälzlager	533
14.3.1	Statische Tragfähigkeit	534
	Statische Tragzahl C_0 – Statisch äquivalente Belastung	
14.3.2	Dynamische Tragfähigkeit.....	534
	Bestimmungsgrößen nach DIN ISO 281 – Lebensdauergleichung nach DIN ISO 281 – Bestimmen der dynamisch äquivalenten Lagerbelastung (P und $n = \text{konstant}$) – Bestimmen der dynamisch äquivalenten Lagerbelastung (P und $n \neq \text{konstant}$)	
14.3.3	Minderung der Lagertragzahlen C und C_0	539
14.3.4	Erreichbare Lebensdauer – modifizierte Lebensdauerberechnung ..	539
14.3.5	Gebrauchsdauer	540
14.3.6	Höchstdrehzahlen.....	541
14.4	Gestaltungsbeispiele für Wälzlagерungen	541
14.5	Wälzgelagerte Bauelemente	544
	Lagergehäuseeinheiten – Laufrollen – Drehverbindungen – Kugelbuchsen – Kugelgewindetrieb	
14.6	Lineare Wälzführungen	547
14.6.1	Funktion und Eigenschaften	547
14.6.2	Tragfähigkeit und nominelle Lebensdauer	549
14.6.3	Auswahl von Führungen, Linearsysteme	550
• 14.7	Berechnungsbeispiele	552
14.8	Literatur und Bildquellennachweis	560

15 Gleitlager

15.1	Funktion und Wirkung	561
15.1.1	Wirkprinzip	561
15.1.2	Anordnung der Gleitflächen	561
15.1.3	Reibungszustände	562
15.1.4	Schmierstoffeinflüsse	564
15.1.5	Hydrodynamische Schmierung	569
	Schmierkeil – Druckverteilung und Tragfähigkeit	
15.2	Anwendung	572
15.3	Gestalten und Entwerfen	573
15.3.1	Gleitlagerwerkstoffe	573
	Tribologisches Verhalten – Lagerwerkstoffe	
15.3.2	Gestaltungs- und Betriebseinflüsse	576
15.3.3	Schmierstoffversorgung der Gleitlager	580
	Schmierungsarten – Schmierverfahren und Schmiervorrichtungen – Schmierstoffzuführung	
15.3.4	Gestaltung der Radial-Gleitlager	584
	Lagerbuchsen, Lagerschalen – Gestaltungsbeispiele	
15.3.5	Gestaltung der Axial-Gleitlager	589
15.3.6	Lagerdichtungen	592

Mit Dir entsteht

aus 1000 Elementen eine starke Maschine



Die Welt von SENNEBOGEN

- Traditionsreiches Familienunternehmen · Engineering und Produktion in Straubing/Bayern · Export in alle Kontinente
- Über 1.200 Mitarbeiter · Teamgeist und Leidenschaft seit 1952
- Führender Hersteller von Umschlagbaggern und Baumaschinen

SENNEBOGEN



15.4	Berechnungsgrundlagen	595
15.4.1	Berechnung der Radialgleitlager	595
	Betriebskennwerte (Relativwerte) – Wärmebilanz – Schmierstoffdurchsatz – Berechnungsgang	
15.4.2	Berechnung der Axialgleitlager	605
	Spurlager mit ebenen Spurplatten – Einscheiben- und Segment-Spurlager	
• 15.5	Berechnungsbeispiele	611
15.6	Literatur	617

16 Riemenge triebe

16.1	Funktion und Wirkung	619
16.1.1	Aufgaben und Wirkprinzip	619
16.1.2	Riemenaufbau und Riemenwerkstoffe	619
	Flachriemen – Keilriemen – Keilrippenriemen – Synchronriemen (Zahnriemen)	
16.2	Gestalten und Entwerfen	623
16.2.1	Bauarten und Verwendung	623
	Wahl der Riemenart – Riemenführung – Vorspannmöglichkeiten – Verstell- bzw. Schaltgetriebe	
16.2.2	Ausführung der Riemenge triebe	626
	Allgemeine Gesichtspunkte – Hauptabmessungen der Riemenscheiben – Werkstoffe und Ausführung der Riemenscheiben	
16.3	Auslegung der Riemenge triebe	630
16.3.1	Theoretische Grundlagen zur Berechnung der Riemenge triebe	630
	Kräfte am Riemenge trieb – Dehn- und Gleitschlupf, Übersetzung – Spannungen, elastisches Verhalten – Übertragbare Leistung, optimale Riengeschwindigkeit	
16.3.2	Praktische Berechnung der Riemenge triebe	635
	Riemenwahl – Geometrische und kinematische Beziehungen – Leistungsberechnung – Vorspannung; Wellenbelastung – Kontrollabfragen	
• 16.4	Berechnungsbeispiele	644
16.5	Literatur	648

17 Kettengetriebe

17.1	Funktion und Wirkung	649
17.1.1	Aufgaben und Einsatz	649
17.1.2	Kettenarten, Ausführung und Anwendung	649
	Bolzenketten – Buchsenketten – Rollenketten – Sonderbauformen	
17.1.3	Kettenräder	653
17.1.4	Verbindungsglieder für Rollenketten	653
17.1.5	Mechanik der Kettengetriebe	654
17.2	Gestalten und Entwerfen von Rollenkettengerrieben	656
17.2.1	Verzahnungsangaben	656
17.2.2	Festlegen der Zähnezahlen für die Kettenräder	657
17.2.3	Gestalten der Kettenräder	658
17.2.4	Kettenauswahl	658
17.2.5	Gliederzahl, Wellenabstand	659
17.2.6	Anordnung der Kettengetriebe	661
17.2.7	Durchhang des Kettentrumms	661
17.2.8	Hilfseinrichtungen	661
17.2.9	Schmierung und Wartung der Kettengetriebe	663



BE INSPIRED BY THE NEXT GENERATION PNEUMATICS

Setzen Sie in Zukunft auf die Spezialisten von AVENTICS. Mit exzellenten Produkten aus den Bereichen Industrie-Pneumatik, Schiffstechnik, Zahnkette und Nutzfahrzeugtechnik sind wir seit 2014 unter eigenem Namen am Markt.

AVENTICS steht für frische Ideen, mehr Flexibilität und stärkere Fokussierung auf unsere Kunden.



AVENTICS GmbH

Ulmer Straße 4, 30880 Laatzen
www.aventics.com, info@aventics.com
Tel +49 511 2136-0



Rexroth
Pneumatics

17.3	Berechnung der Kräfte am Kettengetriebe	664
• 17.4	Berechnungsbeispiel.....	665
17.5	Literatur	667

18 Elemente zur Führung von Fluiden (Rohrleitungen)

18.1	Funktionen, Wirkungen und Einsatz.....	669
18.2	Bauformen	669
	18.2.1 Rohre	669
	18.2.2 Schläuche	671
	18.2.3 Formstücke	672
	18.2.4 Armaturen.....	672
	Ventile – Schieber – Hähne – Klappen	
18.3	Gestalten und Entwerfen.....	677
	18.3.1 Vorschriften, Begriffe und Definitionen	677
	18.3.2 Rohrverbindungen	679
	Schweißverbindungen für Stahlrohre – Flanschverbindungen – Rohrver-schraubungen – Muffenverbindungen	
	18.3.3 Dehnungsausgleicher	683
	18.3.4 Rohrhalterungen	684
	18.3.5 Gestaltungsrichtlinien für Rohrleitungsanlagen.....	685
	18.3.6 Darstellung der Rohrleitungen.....	686
18.4	Berechnungsgrundlagen	686
	18.4.1 Rohrquerschnitt und Druckverlust	686
	18.4.2 Berechnung der Wanddicke gegen Innendruck.....	688
	Gerade Rohre aus Stahl – Rohre aus duktilem Gusseisen – Rohre aus Kunststoff – Berücksichtigung von Druckstößen	
• 18.5	Berechnungsbeispiele.....	693
18.6	Literatur	696

19 Dichtungen

19.1	Funktion und Wirkung	698
19.2	Berührungs dichtungen zwischen ruhenden Bauteilen (Statische Dichtungen).....	700
	19.2.1 Unlösbar e Berührungs dichtungen	700
	19.2.2 Lösbar e Dichtungen.....	701
19.3	Berührungs dichtungen zwischen relativ bewegten Bauteilen (Dynamische Dichtungen)	707
	19.3.1 Dichtungen für Drehbewegungen	707
	19.3.2 Dichtungen für Längsbewegung ohne oder mit Drehbewegung	712
19.4	Berührungs freie Dichtungen zwischen relativ bewegten Bauteilen	715
19.5	Literatur und Bildquellennachweis	717

20 Zahnräder und Zahnräder getriebe (Grundlagen)

20.1	Funktion und Wirkung	718
	20.1.1 Zahnräder und Getriebearten	720
	20.1.2 Verzahnungsgesetz	724
	20.1.3 Flankenprofile und Verzahnungsarten	726
	Zykloidenverzahnung – Triebstockverzahnung – Evolventenverzahnung	
	20.1.4 Bezugsprofil, Herstellung der Evolventenverzahnung	730

20.2	Zahnradwerkstoffe	732
20.3	Schmierung der Zahnradgetriebe	734
20.4	Getriebewirkungsgrad	736
20.5	Konstruktionshinweise für Zahnräder und Getriebegehäuse	737
20.5.1	Gestaltungsvorschläge	737
	Stirnräder – Kegelräder – Schnecken und Schneckenräder – Getriebegehäuse	
20.5.2	Darstellung, Maßeintragung	740
	Zeichnerische Darstellung – Maßeintragung	
20.6	Literatur	742

21 Stirnräder mit Evolventenverzahnung

21.1	Geometrie der Stirnräder	744	
21.1.1	Begriffe und Bestimmungsgrößen	744	
21.1.2	Verzahnungsmaße der Nullräder	746	
21.1.3	Eingriffsstrecke, Profilüberdeckung	747	
21.1.4	Profilverschiebung (Geradverzahnung)	748	
	Anwendung – Zahnunterschnitt, Grenzzähnezahl – Spitzgrenze und Mindestzahndicke am Kopfkreis – Paarung der Zahnräder, Getriebearten – Rad- und Getriebeabmessungen bei V-Radpaaren		
21.1.5	Evolventenfunktion und ihre Anwendung bei V-Getrieben	755	
	Anwendung der Evolventenfunktion – Summe der Profilverschiebungsfaktoren und ihre Aufteilung – 0,5-Verzahnung		
•	21.1.6	Berechnungsbeispiele (Geometrie der Geradverzahnung)	757
21.2	Geometrie der Schrägstirnräder mit Evolventenverzahnung	760	
21.2.1	Grundformen, Schrägungswinkel	760	
21.2.2	Verzahnungsmaße	761	
21.2.3	Eingriffsverhältnisse, Gesamtüberdeckung	762	
21.2.4	Profilverschiebung (Schrägverzahnung)	763	
	Ersatzzähnezahl, Grenzzähnezahl – Profilverschiebungsfaktoren – Rad- und Getriebeabmessungen für V-Radpaarungen		
•	21.2.5	Berechnungsbeispiele (Geometrie der Schrägverzahnung)	766
21.3	Toleranzen, Verzahnungsqualität	767	
21.3.1	Flankenspiele und Zahndickenabmaße	767	
21.3.2	Prüfmaße für die Zahndicke	769	
•	21.3.3	Berechnungsbeispiele (Toleranzen, Verzahnungsqualität)	770
21.4	Entwurfsberechnung (Außenverzahnung)	772	
21.4.1	Vorwahl der Hauptabmessungen	772	
	Wellendurchmesser d_{sh} zur Aufnahme des Ritzels – Übersetzung i , Zähnezahlverhältnis u – Ritzelzähnezahl z_1 – Zahnradbreite b – Schrägungswinkel β , Steigungsrichtung der Zahnflanken – Modul		
	21.4.2	Vorgehensweise zur Ermittlung der Verzahnungsgeometrie	776
21.5	Tragfähigkeitsnachweis für Außenradpaare	776	
21.5.1	Schadensmöglichkeiten an Zahnrädern	776	
	Zahnbruch – Ermüdungserscheinungen an den Zahnflanken – Fressen		
	21.5.2	Kraftverhältnisse	777
	Kräfte am Gerad-Stirnradpaar – Kräfte am Schräg-Stirnradpaar		
	21.5.3	Belastungseinflussfaktoren	780
	21.5.4	Nachweis der Zahnfußtragfähigkeit	783
	Auftretende Zahnfußspannung – Zahnfuß-Grenzfestigkeit σ_{FP}		
	21.5.5	Nachweis der Grübchentragfähigkeit	785
	Auftretende Flankenpressung – Flanken-Grenzfestigkeit σ_{HP}		
•	21.5.6	Berechnungsbeispiele (Tragfähigkeitsnachweis)	789

22 Kegelräder und Kegelradgetriebe

22.1	Grundformen, Funktion und Verwendung	792
22.2	Geometrie der Kegelräder	792
22.2.1	Geraadverzahnte Kegelräder	792
	Übersetzung, Zähnezahlverhältnis, Teilkegelwinkel – Allgemeine Radabmessungen – Eingriffsverhältnisse – Grenzzähnezahl und Profilverschiebung	
22.2.2	Schrägverzahnte Kegelräder	798
	Übersetzung, Zähnezahlverhältnis – Radabmessungen – Eingriffsverhältnisse – Grenzzähnezahl und Profilverschiebung	
22.3	Entwurfsberechnung	801
	Wellendurchmesser d_{sh} zur Aufnahme des Ritzels – Übersetzung, Zähnezahlverhältnis – Zähnezahl – Schrägungswinkel – Zahnbreite – Zahnradwerkstoffe und Verzahnungsqualität – Modul	
22.4	Tragfähigkeitsnachweis	803
22.4.1	Kraftverhältnisse	803
22.4.2	Nachweis der Zahnfußtragfähigkeit	805
22.4.3	Nachweis der Grübchentragfähigkeit	806
• 22.5	Berechnungsbeispiele für Kegelradgetriebe	807

23 Schraubrad- und Schneckengetriebe

23.1	Schraubradgetriebe	814
23.1.1	Funktion und Wirkung	814
23.1.2	Geometrische Beziehungen	814
	Übersetzungen – Schrägungswinkel – Geschwindigkeitsverhältnisse – Radabmessungen, Achsabstand	
23.1.3	Eingriffsverhältnisse	815
23.1.4	Kraftverhältnisse (Null-Verzahnung)	816
23.1.5	Berechnung der Getriebeabmessungen (Null-Verzahnung)	818
23.2	Schneckengetriebe	818
23.2.1	Funktion und Wirkung	818
	Ausführungsformen und Herstellung – Verwendung	
23.2.2	Geometrische Beziehungen bei Zylinderschneckengetrieben mit $\Sigma = 90^\circ$ Achsenwinkel	823
	Übersetzung – Abmessungen der Schnecke – Abmessungen des Schneckenrades – Achsabstand	
23.2.3	Eingriffsverhältnisse	826
23.2.4	Kraftverhältnisse	827
	Kräfte an der Schnecke	
23.2.5	Entwurfsberechnung für Schneckengetriebe	828
	Vorwahl der Hauptabmessungen – Werkstoffvorwahl	
23.2.6	Tragfähigkeitsnachweis	830
	Grübchentragfähigkeit – Zahnfußtragfähigkeit – Durchbiegsicherheit der Schneckenwelle – Temperatursicherheit bei Tauchschnierung	
• 23.2.7	Berechnungsbeispiele	833
23.3	Literatur	836
Sachwortverzeichnis		839

Inhaltsverzeichnis

1 Allgemeine Grundlagen

TB 1-1	Stahlauswahl für den allgemeinen Maschinenbau	1
TB 1-2	Eisenkohlenstoff-Gusswerkstoffe	5
TB 1-3	Nichteisenmetalle	8
TB 1-4	Kunststoffe	13
TB 1-5	Warmgewalzte Flachstäbe aus Stahl für allgemeine Verwendung nach DIN EN 10058	15
TB 1-6	Rundstäbe	15
TB 1-7	Flacherzeugnisse aus Stahl (Auszug)	16
TB 1-8	Warmgewalzte gleichschenklige Winkel aus Stahl nach EN 10056-1	18
TB 1-9	Warmgewalzte ungleichschenklige Winkel aus Stahl nach EN 10056-1	19
TB 1-10	Warmgewalzter U-Profilstahl mit geneigten Flanschflächen nach DIN 1026-1	20
TB 1-11	Warmgewalzte I-Träger nach DIN 1025 (Auszug)	21
TB 1-12	Warmgewalzter gleichschenklicher T-Stahl mit gerundeten Kanten und Übergängen nach DIN EN 10055	22
TB 1-13	Hohlprofile, Rohre	22
TB 1-14	Flächenmomente 2. Grades und Widerstandsmomente	27
TB 1-15	Maßstäbe in Abhängigkeit vom Längenmaßstab, Stufensprünge und Reihen zur Typung	30
TB 1-16	Normzahlen nach DIN 323	31

2 Toleranzen, Passungen, Oberflächenbeschaffenheit

TB 2-1	Grundtoleranzen IT in Anlehnung an DIN ISO 286-1	32
TB 2-2	Zahlenwerte der Grundabmaße von Außenflächen (Wellen) in μm nach DIN ISO 286-1 (Auszug)	33
TB 2-3	Zahlenwerte der Grundabmaße von Innenpassflächen (Bohrungen) in μm nach DIN ISO 286-1 (Auszug)	34
TB 2-4	Passungen für das System Einheitsbohrung nach DIN ISO 286-2 (Auszug)	35
TB 2-5	Passungen für das System Einheitswelle nach DIN ISO 286-2 (Auszug)	37
TB 2-6	Allgemeintoleranzen	39
TB 2-7	Formtoleranzen nach DIN EN ISO 1101 (Auszug)	40
TB 2-8	Lagetoleranzen nach DIN EN ISO 1101 (Auszug)	41
TB 2-9	Anwendungsbeispiele für Passungen	42
TB 2-10	Zuordnung von R_z und R_a für spanend gefertigte Oberflächen nach DIN 4768-1, Beiblatt 1 (Norm zurückgezogen)	43
TB 2-11	Empfehlung für gemittelte Rautiefe R_z in Abhängigkeit von Nennmaß, Toleranzklasse und Flächenfunktion (nach Rochusch)	43
TB 2-12	Rauheit von Oberflächen in Abhängigkeit vom Fertigungsverfahren (Auszug aus zurückgezogener DIN 4766)	44

3 Festigkeitsberechnung

TB 3-1	Dauerfestigkeitsschaubilder der Baustähle	45
TB 3-2	Umrechnungsfaktoren zur Berechnung der Werkstoff-Festigkeitswerte (nach FKM-Richtlinie)	48
TB 3-3	Plastische Formzahlen α_p für den statischen Festigkeitsnachweis	48
TB 3-4	Charakteristische Werte der 0,2%-Dehngrenze $R_{p0,2}$ und der Zugfestigkeit R_m für tragende Bauteile aus Aluminium-Knetlegierungen im Aluminiumbau nach DIN EN 1999-1-1 (Auswahl)	48
TB 3-5	Anhaltswerte für Anwendungs- bzw. Betriebsfaktor K_A	50
TB 3-6	Kerbformzahlen α_k	51

TB 3-7	Stützzahl	53
TB 3-8	Kerbwirkungszahlen (Anhaltswerte)	54
TB 3-9	Kerbwirkungszahlen.	55
TB 3-10	Einflussfaktor der Oberflächenrauheit K_0	57
TB 3-11	Faktoren K für den Größeneinfluss	57
TB 3-12	Einflussfaktor der Oberflächenverfestigung K_V – Richtwerte für Stahl	59
TB 3-13	Faktoren zur Berechnung der Mittelspannungsempfindlichkeit	59
TB 3-14	Sicherheiten, Mindestwerte.	60

4 Tribologie

TB 4-1	Reibungszahlen	61
TB 4-2	Druckviskositätskoeffizient α für verschiedene Schmieröle	62
TB 4-3	Eigenschaften der Schmierfette	62
TB 4-4	Schmierstoffadditive, deren Verwendung und Wirkmechanismen	63
TB 4-5	Eigenschaften von Mineralölen in Abhängigkeit der Molekülstrukturanteilen . .	64
TB 4-6	Eigenschaften und Anwendungen wichtiger synthetischer Schmieröle.	64
TB 4-7	Klassifikation für Kfz-Getriebeöle nach API (American Petroleum Institute) . . .	65
TB 4-8	Eigenschaften der Schmierfette	66
TB 4-9	Klassifikation für Schmierfette nach NLGI (National Lubricating Grease Institute).	67
TB 4-10	Kriterien für die Auswahl von Zentralschmieranlagen.	67
TB 4-11	Elektrochemische Spannungsreihe (Elektrodenpotential in Volt von Metallen in wässriger Lösung gegen Wasserstoffelektrode)	67

5 Kleb- und Lötverbindungen

TB 5-1	Oberflächenbehandlungsverfahren für Klebverbindungen	68
TB 5-2	Klebstoffe zum Verbinden von Metallen nach Richtlinie VDI 2229: 1979-06	69
TB 5-3	Festigkeitswerte für kaltaushärtende Zweikomponentenkleber (nach Herstellerangaben)	70
TB 5-4	Hartlöte nach DIN EN 17672 und ihre Anwendung.	71
TB 5-5	Weichlöte nach DIN EN ISO 9453 und ihre Anwendung (Auswahl)	73
TB 5-6	Flussmittel zum Hartlöten nach DIN EN 1045	74
TB 5-7	Einteilung der Flussmittel zum Weichlöten nach DIN EN 29454-1	75
TB 5-8	Gegenüberstellung der Typ-Kurzzeichen von Flussmitteln zum Weichlöten (DIN EN 29454-1 zu DIN 8511-2).	75
TB 5-9	Richtwerte für Lötpaltbreiten	76
TB 5-10	Zug- und Scherfestigkeit von Hartlötverbindungen (nach BrazeTec – Umicore, ehem. Degussa)	76

6 Schweißverbindungen

TB 6-1	Zeichnerische Darstellung von Schweißnähten nach DIN EN 22553	77
TB 6-2	Bewertungsgruppen für Unregelmäßigkeiten für Schweißverbindungen aus Stahl nach DIN EN ISO 5817 (Auswahl).	79
TB 6-3	Allgemeintoleranzen für Schweißkonstruktionen nach DIN EN ISO 13920 . .	80
TB 6-4	Zulässige Abstände von Schweißpunkten im Stahlbau (DIN EN 1993-1-3) . .	80
TB 6-5	Nennwerte der Streckgrenze R_e und der Zugfestigkeit R_m für warmgewalzten Baustahl nach DIN EN 1993-1-1	81
TB 6-6	Nennwerte der Streckgrenze R_e und der Zugfestigkeit R_m für Gusswerkstoffe nach DIN EN 1993-1-8/NA.B.3	82
TB 6-7	Korrelationsbeiwert β_w für Kehlnähte nach DIN EN 1993-1-8	82
TB 6-8	Maximales clt-Verhältnis von ein- und beidseitig gelagerten Plattenstreifen für volles Mittragen unter Druckspannungen nach DIN EN 1993-1-1 (Auszug)	83
TB 6-9	Zuordnung der Druckstabquerschnitte zu den Knicklinien nach TB 6-10 (DIN EN 1993-1-1)	84
TB 6-10	Knicklinien	84

TB 6-11	Bauformenkatalog für die Ausführung und Dauerfestigkeitsbewertung von Schweißverbindungen an Stählen im Maschinenbau nach DVS-Richtlinie 1612 (Auszug)	85
TB 6-13	Dickenbeiwert für geschweißte Bauteile im Maschinenbau nach DVS 1612	88
TB 6-12	Zulässige Dauerfestigkeitswerte (Oberspannungen) für Schweißverbindungen im Maschinenbau nach Richtlinie DVS 1612 (Gültig für Bauteildicke $2 \text{ mm} \leq t \leq 10 \text{ mm}$, $> 2 \cdot 10^6$ Lastwechsel, $S_D = 1,5$)	89
TB 6-14	Festigkeitskennwerte K im Druckbehälterbau bei erhöhten Temperaturen	90
TB 6-15	Berechnungstemperatur für Druckbehälter nach AD 2000-Merkblatt B0	92
TB 6-16	Sicherheitsbeiwerte für Druckbehälter nach AD 2000-Merkblatt B0 (Auszug)	92
TB 6-17	Berechnungsbeiwerte C für ebene Platten und Böden nach AD 2000-Merkblatt B5 (Auszug)	92

7 Nietverbindungen

TB 7-1	Vereinfachte Darstellung von Verbindungselementen für den Zusammenbau nach DIN ISO 5845-1	93
TB 7-2	Grenzwerte für Rand- und Lochabstände für Schrauben und Nieten an Stahl- und Aluminiumbauteilen nach EC 3 und EC 9	94
TB 7-3	Genormte Blindniete mit Sollbruchdorn (Übersicht)	94
TB 7-4	Nietverbindungen im Stahlbau mit Halbrundnieten nach DIN 124	95
TB 7-5	Mindestwerte der 0,2%-Dehngrenze $R_{p0,2}$ und der Zugfestigkeit R_m für Aluminium-Vollniete nach DIN EN 1999-1-1	96
TB 7-6	Zulässige Wechselspannungen $\sigma_w zul$ in N/mm ² für gelochte Bauteile aus S235 (S355) nach DIN 15018-1	96
TB 7-7	Zulässige Spannungen in N/mm ² für Nietverbindungen aus thermoplastischen Kunststoffen	96
TB 7-8	Statische Scherbruch- und Zugbruchkräfte von genormten Blindnieten in N je Nietquerschnitt	96
TB 7-9	Anhaltswerte für die Gestaltung geclinchter Verbindungen aus Stahlblech	97
TB 7-10	Von runden Clinchverbindungen maximal übertragbare Scherzugkräfte je Punkt	97

8 Schraubenverbindungen

TB 8-1	Metrisches ISO-Gewinde (Regelgewinde) nach DIN 13 T1 (Auszug)	98
TB 8-2	Metrisches ISO-Feingewinde; Auswahl nach DIN 13 T12	99
TB 8-3	Metrisches ISO-Trapezgewinde nach DIN 103 (Auszug)	100
TB 8-4	Festigkeitsklassen, Werkstoffe und mechanische Eigenschaften von Schrauben nach DIN EN ISO 898-1 (Auszug)	101
TB 8-5	Genormte Schrauben (Auswahl). Einteilung nach DIN ISO 1891	102
TB 8-6	Genormte Muttern (Auswahl). Einteilung nach DIN ISO 1891	103
TB 8-8	Konstruktionsmaße für Verbindungen mit Sechskantschrauben (Auswahl aus DIN-Normen)	104
TB 8-9	Konstruktionsmaße für Verbindungen mit Zylinder- und Senkschrauben (Auswahl aus DIN-Normen)	106
TB 8-7	Mitverspannte Zubehörteile für Schraubenverbindungen nach DIN (Auswahl). Einteilung nach DIN ISO 1891	108
TB 8-10	Richtwerte für Setzbetrag und Grenzflächenpressung (nach VDI 2230)	108
TB 8-11	Richtwerte für den Anziehfaktor k_A (nach VDI 2230)	109
TB 8-12	Reibungszahlen für Schraubenverbindungen bei verschiedenen Oberflächen- und Schmierzuständen	110
TB 8-13	Richtwerte zur Vorwahl der Schrauben	111
TB 8-14	Spannkräfte F_{sp} und Spannmomente M_{sp} für Schaft- und Dehnschrauben bei verschiedenen Gesamtreibungszahlen μ_{ges}	112
TB 8-15	Einschraublängen l_e für Grundlochgewinde – Anhaltswerte nach Schrauben-vademecum	115
TB 8-16	Funktion/Wirksamkeit von Schraubensicherungen (nach VDI 2230)	115

TB 8-17	Beiwerte α_b und k_1 zur Ermittlung der Lochleibungstragfähigkeit im Stahl- und Aluminiumbau (EC3 und EC9)	116
TB 8-18	Richtwerte für die zulässige Flächenpressung p_{zul} bei Bewegungsschrauben	116

9 Bolzen-, Stiftverbindungen und Sicherungselemente

TB 9-1	Richtwerte für die zulässige mittlere Flächenpressung (Lagerdruck) p_{zul} bei niedrigen Gleitgeschwindigkeiten (z.B. Gelenke, Drehpunkte)	117
TB 9-2	Bolzen nach DIN EN 22340 (ISO 2340), DIN EN 22341 (ISO 2341) und DIN 1445 (Auswahl)	117
TB 9-3	Abmessungen in mm von ungehärteten Zylinderstiften DIN EN ISO 2338 (Auswahl)	118
TB 9-4	Mindest-Abscherkraft in kN für zweischnittige Stiftverbindungen	118
TB 9-5	Pass- und Stützscheiben DIN 988 (Auswahl)	118
TB 9-6	Achshalter nach DIN 15058 (Auswahl)	118
TB 9-7	Sicherungsringe und -scheiben für Wellen und Bohrungen (Auswahl)	119

10 Elastische Federn

TB 10-1	Festigkeitsrichtwerte von Federwerkstoffen in N/mm ² (Auswahl)	122
TB 10-2	Runder Federstahldraht	123
TB 10-3	Zulässige Biegespannung für kaltgeformte Drehfedern aus Federdraht SL, SM, DM, SH, DH bei überwiegend ruhender Beanspruchung	124
TB 10-4	Spannungsbeiwert q für Drehfedern	124
TB 10-5	Dauerfestigkeits-Schaubild für zylindrische Drehfedern aus patentiert-gezogenem Federdraht DH	124
TB 10-6	Tellerfedern nach DIN 2093 (Auszug)	124
TB 10-7	Reibungsfaktor w_M (w_R) zur Abschätzung der Paketfederkräfte	126
TB 10-8	Tellerfedern; Kennwerte und Bezugsgrößen	126
TB 10-9	Dauer- und Zeitfestigkeitsschaubilder für nicht kugelgestrahlte Tellerfedern nach DIN 2093	127
TB 10-10	Drehstabfedern mit Kreisquerschnitt	127
TB 10-11	Zulässige Spannungen für Druckfedern aus Werkstoffen nach DIN EN 10270 bzw. DIN 13906-2 bei statischer Beanspruchung	128
TB 10-12	Theoretische Knickgrenze von Schraubendruckfedern nach DIN EN 13906-1 .	128
TB 10-13	Dauerfestigkeitsschaubilder für kaltgeformte Schraubendruckfedern aus patentiert-gezogenem Federstahldraht der Sorte DH nach DIN EN 13906-1 .	129
TB 10-14	Dauerfestigkeitsschaubilder für kaltgeformte Schraubendruckfedern aus vergütetem Federstahldraht (TD) nach DIN EN 13906-1 .	129
TB 10-15	Dauerfestigkeitsschaubilder für kaltgeformte Schraubendruckfedern aus vergütetem Ventilfederstahldraht (VD) nach DIN EN 13906-1 .	129
TB 10-16	Zeit- und Dauerfestigkeitsschaubild für warmgeformte Schraubendruckfedern aus Edelstahl nach DIN EN 13906-1 mit geschliffener oder geschälter Oberfläche; kugelgestrahlte	130
TB 10-17	Abhängigkeit des E- und G-Moduls von der Arbeitstemperatur	130
TB 10-18	Relaxation nach 48 Stunden von warmgeformten Druckfedern bei Betriebstemperaturen (als Anhaltswerte) für $R_m = 1500$ N/mm ²	130
TB 10-19	Zulässige Spannungen für Zugfedern aus Werkstoffen nach DIN EN 10270 bzw. DIN EN 13906-2 bei statischer Beanspruchung	130

11 Achsen, Wellen und Zapfen

TB 11-1	Zylindrische Wellenenden nach DIN 748, T1 (Auszug)	131
TB 11-2	Kegelige Wellenenden mit Außengewinde nach DIN 1448, T1 (Auszug)	131
TB 11-3	Flächenmomente 2. Grades und Widerstandsmomente für häufig vorkommende Wellenquerschnitte (ca.-Werte)	132
TB 11-4	Freistiche nach DIN 509 (Auszug)	132
TB 11-5	Richtwerte für zulässige Verformungen	133

TB 11-7	Kenngrößen für die Verformungsberechnung für Achsen und Wellen mit Querschnittsveränderung bei Belastungen links (a) bzw. rechts (b) von der Lagerstelle	133
TB 11-6	Stützkräfte und Durchbiegungen bei Achsen und Wellen von gleichbleibendem Querschnitt	134

12 Elemente zum Verbinden von Wellen und Nabens

TB 12-1	Welle-Nabe-Verbindungen (Richtwerte für den Entwurf)	137
TB 12-2	Angaben für Passfederverbindungen	138
TB 12-3	Keilwellen-Verbindungen	139
TB 12-4	Zahnwellenverbindungen	140
TB 12-5	Abmessungen der Polygonprofile	141
TB 12-6	Haftbeiwert, Querdehnzahl und Längenausdehnungskoeffizient, max. Fügetemperatur	141
TB 12-7	Bestimmung der Hilfsgröße K für Vollwellen aus Stahl	142
TB 12-8	Kegel nach DIN 254 (Auszug)	143
TB 12-9	Kegel-Spannsysteme (Auszüge aus Werksnormen)	143

13 Kupplungen und Bremsen

TB 13-1	Scheibenkupplungen nach DIN 116, Formen A, B und C	145
TB 13-2	Biegenachgiebige Ganzmetallkupplung (Thomas-Kupplung, Bauform 923, nach Werknorm).	145
TB 13-3	Elastische Klauenkupplung (N-Eupex-Kupplung, Bauform B, nach Werknorm).	146
TB 13-4	Elastische Klauenkupplung (Hadeflex-Kupplung, Bauform XW1, nach Werknorm).	146
TB 13-5	Hochelastische Wulstkupplung (Radaflex-Kupplung, Bauform 300, nach Werknorm).	147
TB 13-6	Mechanisch betätigte BSD-Lamellenkupplungen (Bauformen 493 und 491, nach Werknorm).	147
TB 13-7	Elektromagnetisch betätigte BSD-Lamellenkupplung (Bauform 100, nach Werknorm).	148
TB 13-8	Faktoren zur Auslegung drehnachgiebiger Kupplungen nach DIN 740 T2	148
TB 13-9	Positionierbremse ROBA-stopp (nach Werknorm)	149

14 Wälzlager

TB 14-1	Maßpläne für Wälzlager	150
TB 14-2	Dynamische Tragzahlen C , statische Tragzahlen C_0 und Ermüdungsgrenzbelastung C_u in kN (nach FAG-Angaben Ausg. 2006)	152
TB 14-3	Richtwerte für Radial- und Axialfaktoren X , Y bzw. X_0 , Y_0	156
TB 14-4	Drehzahlfaktor f_n für Wälzlager	157
TB 14-5	Lebensdauerfaktor f_L für Wälzlager	157
TB 14-6	Härteeinflussfaktor f_H	157
TB 14-7	Richtwerte für anzustrebende nominelle Lebensdauerwerte L_{10} für Wälzlagerungen (nach Schaeffler-AG)	157
TB 14-8	Toleranzklassen für Wellen und Gehäuse bei Wälzlagerungen – allgemeine Richtlinien nach DIN 5425 (Auszug).	158
TB 14-9	Wälzlager-Anschlussmaße, Auszug aus DIN 5418	159
TB 14-10	Viskositätsverhältnis $\kappa = v/v_1$	160
TB 14-11	Verunreinigungsbeiwert e_c	160
TB 14-12	Lebensdauerbeiwert a_{ISO}	161
TB 14-13	Richtwerte für Belastungsverhältnisse (nach Rexroth)	161

15 Gleitlager

TB 15-1	Genormte Radial-Gleitlager (Auszüge).	162
TB 15-2	Buchsen für Gleitlager (Auszüge)	164
TB 15-3	Lagerschalen DIN 7473, 7474, mit Schmiertaschen DIN 7477 (Auszug)	165

TB 15-4	Abmessungen für lose Schmierringe in mm nach DIN 322 (Auszug)	165
TB 15-5	Schmierlöcher, Schmiernuten, Schmiertaschen nach DIN ISO 12128 (Auszug)	166
TB 15-6	Lagerwerkstoffe (Auswahl).	167
TB 15-7	Höchstzulässige spezifische Lagerbelastung nach DIN 31652-1 (Erfahrungswerte)	168
TB 15-8	Eigenschaften von Lager-Schmierstoffen (Auswahl).	168
TB 15-9	Effektive dynamische Viskosität η_{eff} in Abhängigkeit von der effektiven Schmierfilmtemperatur ϑ_{eff} für Normöle	170
TB 15-10	Relative Lagerspiele ψ_E bzw. ψ_B in %.	171
TB 15-11	Passungen für Gleitlager nach DIN 31698 (Auswahl)	172
TB 15-12	Streuungen von Toleranzklassen für ISO-Passungen bei relativen Einbau-Lagerspielen ψ_E in % abhängig von d_L (nach VDI 2201)	173
TB 15-13	Sommerfeld-Zahl $So = f(\epsilon, b/d_L)$ bei reiner Drehung	174
TB 15-14	Reibungskennzahl $\mu/\psi_B = f(\epsilon, b/d_L)$ bei reiner Drehung	175
TB 15-15	Verlagerungswinkel $\beta = f(\epsilon, b/d_L)$ bei reiner Drehung.	176
TB 15-16	Erfahrungswerte für die zulässige kleinste Spalthöhe $h_0 \text{zul}$ nach DIN 31652, wenn Wellen- R _{ZW} ≤ 4 µm und Lagergleitflächen R _{ZL} ≤ 1 µm	176
TB 15-17	Grenzrichtwerte für die maximal zulässige Lagertemperatur $\vartheta_L \text{zul}$ nach DIN 31652-3.	176
TB 15-18	Bezogener bzw. relativer Schmierstoffdurchsatz	177

16 Riemengetriebe

TB 16-1	Mechanische und physikalische Kennwerte von Flachriemen-Werkstoffen (Anhaltswerte)	178
TB 16-2	Keilriemen, Eigenschaften und Anwendungsbeispiele	178
TB 16-3	Synchronriemen, Eigenschaften und Anwendungen.	179
TB 16-4	Trumkraftverhältnis m ; Ausbeute α	179
TB 16-5	Faktor k zur Ermittlung der Wellenbelastung für Flachriemengetriebe	179
TB 16-6	Ausführungen und Eigenschaften der Mehrschichtflachriemen Extremultus (Bauart 80/85*, nach Werknorm)	180
TB 16-7	Ermittlung des kleinsten Scheibendurchmessers (nach Fa. Siegling, Hannover)	180
TB 16-8	Diagramme zur Ermittlung von F_t' , ϵ_1 , Riementyp für Extremultus-Riemen (nach Fa. Siegling, Hannover)	181
TB 16-9	Flachriemenscheiben, Hauptmaße, nach DIN 111 (Auszug)	182
TB 16-10	Fliehkraft-Dehnung ϵ_2 in % für Extremultus-Mehrschichtriemen	182
TB 16-11	Wahl des Profils der Keil- und Keilrippenriemen	183
TB 16-12	Keilriemenabmessungen (in Anlehnung an DIN 2215, ISO 4184, DIN 7753 sowie Werksangaben; Auszug)	184
TB 16-13	Abmessungen der Keilriemenscheiben (nach DIN 2211; Auszug)	185
TB 16-14	Keilrippenriemen und Keilrippenscheiben nach DIN 7867.	186
TB 16-15	Nennleistung der Keil- und Keilrippenriemen	187
TB 16-16	Leistungs-Übersetzungszuschlag \tilde{U}_z in kW	190
TB 16-17	Korrekturfaktoren zur Berechnung der Keil- und Keilrippenriemen	191
TB 16-18	Wahl des Profils von Synchronriemen	192
TB 16-19	Daten von Synchroflex-Zahnriemen nach Werknorm	193
TB 16-20	Zahntragfähigkeit – spezifische Riemenzahnbelastbarkeit von Synchroflex-Zahnriemen (nach Werknorm)	194
TB 16-21	Oberflächengekühlte Drehstromasynchronmotoren mit Käfigläufer nach DIN EN 50347.	195

17 Kettengetriebe

TB 17-1	Rollenketten nach DIN 8187 (Auszug)	196
TB 17-2	Haupt-Profilabmessungen der Kettenräder nach DIN 8196 (Auszug)	196
TB 17-3	Leistungsdiagramm nach DIN ISO 10823 für die Auswahl von Einfach-Rollenketten Typ B nach DIN 8187-1	197
TB 17-4	Spezifischer Stützzug	197

TB 17-5	Faktor f_1 zur Berücksichtigung der Zähnezahl des kleinen Rades nach DIN ISO 10823	197
TB 17-6	Achsabstandsfaktor f_2	198
TB 17-7	Umweltfaktor f_6 (nach Niemann)	198
TB 17-8	Schmierbereiche nach DIN ISO 10823	198

18 Elemente zur Führung von Fluiden (Rohrleitungen)

TB 18-1	Rohrarten, Übersicht.	199
TB 18-2	Anschlussmaße für runde Flansche PN 6, PN 40 und PN 63 nach DIN EN 1092-2 (Auszug DN 20 bis DN 600)	201
TB 18-3	Auswahl von PN nach DIN EN 1333	201
TB 18-4	Bevorzugte DN-Stufen (Nennweiten) nach DIN EN ISO 6708	201
TB 18-5	Wirtschaftliche Strömungsgeschwindigkeiten in Rohrleitungen für verschiedene Medien (Richtwerte) bezogen auf den Zustand in der Leitung	202
TB 18-6	Mittlere Rauigkeitshöhe k von Rohren (Anhaltswerte)	202
TB 18-7	Widerstandszahl ζ von Rohrleitungselementen (Richtwerte)	203
TB 18-8	Rohreibungszahl λ	204
TB 18-9	Dichte und Viskosität verschiedener Flüssigkeiten und Gase	205
TB 18-10	Festigkeitskennwerte zur Wanddickenberechnung von Stahlrohren (Auswahl)	206
TB 18-11	Rohrleitungen und Rohrverschraubungen für hydraulische Anlagen.	207
TB 18-12	Zulässige Stützweiten für Stahlrohre nach AD2000-Merkblatt HP100R (Auszug)	207
TB 18-13	Zeitstandfestigkeit von Rohren aus Polypropylen (PP, Typ1) nach DIN 8078)	208

19 Dichtungen

TB 19-1	Dichtungskennwerte für vorgeformte Feststoffdichtungen	209
TB 19-2	O-Ringe nach DIN 3771 (Auswahl) und Ringnutabmessungen	210
TB 19-3	Zulässige Spaltweiten für O-Ringe.	211
TB 19-4	Radial-Wellendichtringe nach DIN 3760 (Auszug).	212
TB 19-5	Filzringe und Ringnuten nach DIN 5419 (Auszug).	213
TB 19-6	V-Ringdichtung (Auszug aus Werksnorm)	214
TB 19-7	Nilos-Ringe (Auszug aus Werksnorm)	214
TB 19-8	Stopfbuchsen	215
TB 19-9	Konstruktionsrichtlinien für Lagerdichtungen (nach Halliger).	216

20 Zahnräder und Zahnrädergetriebe (Grundlagen)

TB 20-1	Zahnflankendauerfestigkeit σ_{Hlim} und Zahnfußdauerfestigkeit σ_{Flim} in N/mm ² der üblichen Zahnradwerkstoffe für die Werkstoff-Qualitätsanforderungen ME (obere Werte) und ML (untere Werte); Einzelheiten siehe DIN 3990 Teil 5 und ISO 6336-5	218
TB 20-2	Übersicht zur Dauerfestigkeit für Zahnfußbeanspruchungen der Prüfräder nach DIN 3990	219
TB 20-3	Werkstoffauswahl für Schneckengetriebe	220
TB 20-4	Festigkeitswerte für Schneckenradwerkstoffe	221
TB 20-5	Schmierölauswahl (nach DIN 51509).	221
TB 20-6	Richtwerte für den Einsatz von Schmierstoffarten und Art der Schmierung bei Wälz- und Schraubenwälzgetrieben	222
TB 20-7	Viskositätsauswahl von Getriebeölen (DIN 51509) gültig für eine Umgebungs-temperatur von etwa 20 °C	222
TB 20-8	Reibungswerte bei Schneckenradsätzen (Schnecke aus St, Radkranz aus Bronze, gefräst)	223
TB 20-9	Wirkungsgrade für Schneckengetriebe, Richtwerte für Überschlagsrechnungen	223
TB 20-10	Zeichnungsangaben für Stirnräder nach DIN 3966 T1	223
TB 20-11	Zeichnungsangaben für Kegelräder nach DIN 3966 T2	224
TB 20-12	Zeichnungsangaben für Schnecken nach DIN 3966 T3.	225
TB 20-13	Zeichnungsangaben für Schneckenräder nach DIN 3966 T3	226

21 Außenverzahnte Stirnräder

TB 21-1	Modulreihe für Zahnräder nach DIN 780 (Auszug)	227
TB 21-2a	Profilüberdeckung ε_a bei Null- und V-Null-Getrieben (überschlägige Ermittlung)	227
TB 21-2b	Profilüberdeckung ε_a bei V-Getrieben (überschlägige Ermittlung)	227
TB 21-3	Betriebseingriffswinkel α_w (überschlägige Ermittlung)	227
TB 21-4	Evolventenfunktion $\text{inv } \alpha = \tan \alpha - (\pi/180) \cdot \alpha$ (Wertetabelle)	228
TB 21-5	Wahl der Summe der Profilverschiebungsfaktoren $\Sigma x = (x_1 + x_2)$	228
TB 21-6	Aufteilung von $\Sigma x = (x_1 + x_2)$ mit Ablesebeispiel	229
TB 21-7	Verzahnungsqualität (Anhaltswerte)	229
TB 21-8	Zahndickenabmaße, Zahndickentoleranzen	230
TB 21-9	Achsabstandsmaße A_{ae}, A_{ai} von Gehäusen für Stirnradgetriebe nach DIN 3964 (Auszug)	231
TB 21-10	Messzähnezahl k für Stirnräder	232
TB 21-11	Empfehlung zur Aufteilung von i für zwei- und dreistufige Stirnradgetriebe	232
TB 21-12	Bereich der ausführbaren Evolventenverzahnungen mit Bezugsprofil nach DIN 867 für Außen- und Innenräder nach DIN 3960	232
TB 21-13	Ritzelzähnezahl z_1 (Richtwerte)	233
TB 21-14	Ritzelbreite, Verhältniszahlen (Richtwerte)	233
TB 21-15	Berechnungsfaktoren	234
TB 21-16	Flankenlinienabweichung	234
TB 21-17	Einlaufbeträge für Flankenlinien y_β in μm (nach DIN 3990)	235
TB 21-18	Breitenfaktor $K_{H\beta}, K_{F\beta}$, Anhaltswerte (nach DIN 3990)	236
TB 21-19	Stirnfaktoren K_{Fa}, K_{Ha}	236
TB 21-20	Korrekturfaktoren zur Ermittlung der Zahnhfußspannung für Außenverzahnung (nach DIN 3990)	238
TB 21-21	Korrekturfaktoren zur Ermittlung der zulässigen Zahnhfußspannung für Außenverzahnung (nach DIN 3990)	239
TB 21-22	Korrekturfaktoren zur Ermittlung der Flankenpressung für Außenverzahnung (nach DIN 3990)	240
TB 21-23	Korrekturfaktoren zur Ermittlung der zulässigen Flankenpressung für Außenverzahnung (nach DIN 3990)	241

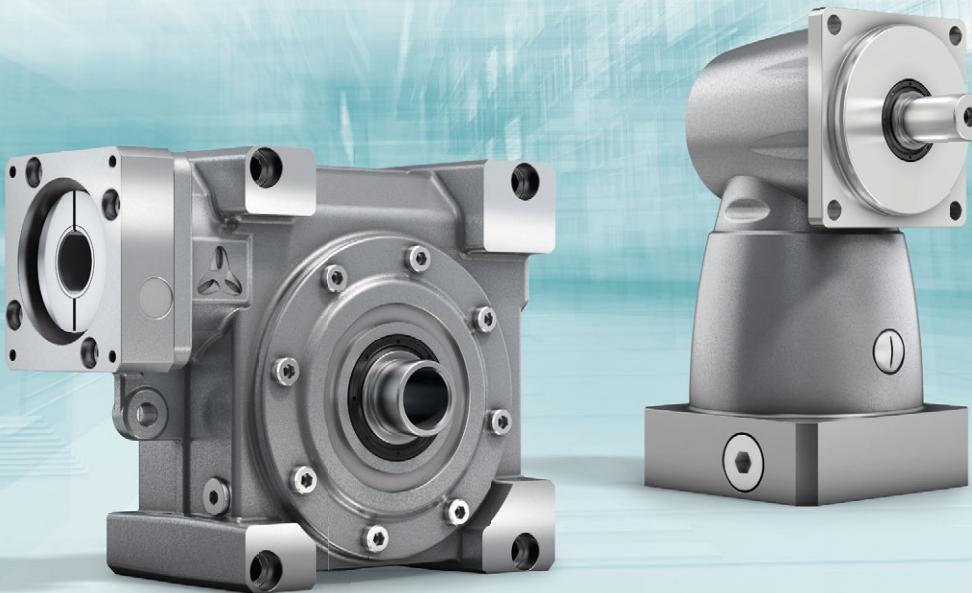
22 Kegelräder und Kegelradgetriebe

TB 22-1	Richtwerte zur Vorwahl der Abmessungen	243
TB 22-2	Werte zur Ermittlung des Dynamikfaktors K_v (nach DIN 3991 T1)	243
TB 22-3	Überdeckungsfaktor (Zahnhfuß) Y_e für $\alpha_n = 20$ (nach DIN 3991 T3)	243

23 Schraubrad- und Schneckengetriebe

TB 23-1	Richtwerte zur Bemessung von Schraubradgetrieben	244
TB 23-2	Belastungskennwerte für Schraubradgetriebe	244
TB 23-3	Richtwerte für die Zähnezahl der Schnecke	244
TB 23-4	Moduln für Zylinderschneckengetriebe nach DIN 780 T2 (Auszug)	244
TB 23-5	Ersatz-E-Modul für Paarung mit einer Stahlwelle	244
TB 23-6	Grübchenfestigkeit $\sigma_{H\lim T}$	244
TB 23-7	Schub-Dauerfestigkeitswerte $\tau_{F\lim T}$	244
TB 23-8	Lebensdauerfaktor Y_{NL}	245
	Sachwortverzeichnis	247

Leistungsstark und präzise um die Ecke



V-Drive⁺ Schneckengetriebe

- Verdrehspiel ≤ 2 arcmin
- Anwendung im Zyklus- und Dauerbetrieb
- hohe Laufruhe und gutes Gleichlaufverhalten
- hohe Übersetzungsvielfalt in einer Stufe: $i = 4-40$

SC⁺ Kegelradgetriebe

- höchste Dynamik mit Verdrehspiel ≤ 4 arcmin
- Anwendung im Zyklus- und Dauerbetrieb
- höchster Wirkungsgrad von 97%
- niedrige Übersetzung von 1:1 und 1:2 in einer Stufe

Hochwertigste Schnecken- und Kegelradgetriebe aus dem Hause WITTENSTEIN alpha.

Ihr Ansprechpartner: Tel. +49 7931 493-10800

WITTENSTEIN alpha – intelligente Antriebssysteme

www.wittenstein-alpha.de

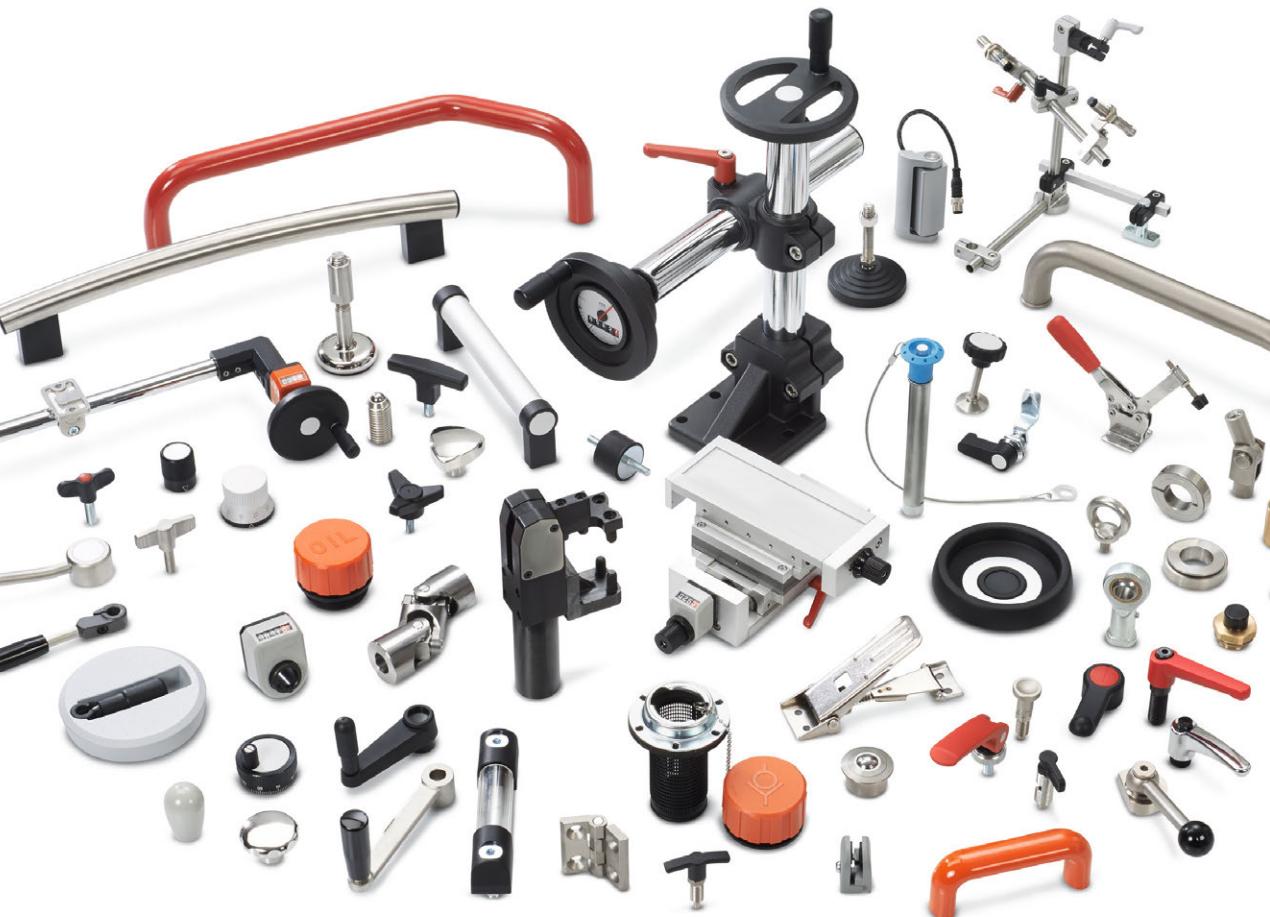


WITTENSTEIN

alpha



Normelemente. Ganter.



Otto Ganter GmbH & Co. KG
Triberger Straße 3
78120 Furtwangen

Tel. +49 7723 6507-100
Fax +49 7723 4659
E-Mail info@ganter-griff.de

1 Allgemeine und konstruktive Grundlagen

1.1 Arten und Einteilung der Maschinenelemente

Ein Maschinenelement kann ganz allgemein *als kleinstes, nicht mehr sinnvoll zu zerlegendes und in gleicher oder ähnlicher Form immer wieder verwendetes Bauteil in technischen Anwendungen verstanden werden*. Maschinenelemente können sowohl Einzelbauteile wie Schrauben, Stifte, Wellen, Zahnräder, usw. sein als auch Bauteilgruppen. Diese Bauteilgruppen wie Wälzlager, Kupplungen, Ventile, usw. bestehen zwar aus mehreren Einzelbauteilen, werden aber hinsichtlich ihres Einsatzes als Einheit verwendet.

Technische Anwendungen können – abhängig von ihrer Komplexität – aus einer Vielzahl von Maschinenelementen bestehen. Deren Art des *logischen* und *sinnvollen* Zusammenwirkens zur Erfüllung der Gesamtfunktion wird vom Konstrukteur während des Konstruktionsprozesses *zielgerichtet* erdacht und erarbeitet. Die einzelnen Maschinenelemente erfüllen dabei auch in den unterschiedlichsten Konstruktionen immer vergleichbare Funktionen. Dies führt zwangsläufig zur Entwicklung typischer Ausführungsformen, deren Abmessungen und Berechnungsgrundlagen häufig in Normen spezifiziert sind. Für den Konstrukteur sind deshalb fundierte Kenntnisse zu den einzelnen Maschinenelementen bezüglich deren Auslegung und Gestaltung und dem durchzuführenden Festigkeits- und Verformungsnachweis notwendig.

Obwohl einige Maschinenelemente hinsichtlich ihrer Funktionserfüllung unterschiedlich eingesetzt werden können (z. B. Kupplungen als Verbindungs- und Übertragungselement), lässt sich z. B. folgende allgemeine Einteilung nach dem Verwendungszweck vornehmen:

- *Verbindungselemente*, z. B. Niete, Schrauben, Federn, Stifte, Bolzen; ferner Schweiß-, Löt- und Klebverbindungen;
- *Lagerungselemente*, z. B. Gleit- und Wälzlager;
- *Übertragungselemente*, z. B. Achsen und Wellen, Zahnräder und Getriebe, Riemen- und Kettengetriebe;
- *Dichtungselemente*, z. B. statische und dynamische Dichtungen, Berührungs dichtungen, berührungslose Dichtungen;
- *Elemente zum Transport von Flüssigkeiten und Gasen*, z. B. Rohre und Zubehörteile, Armaturen wie Ventile, Schieber und Hähne.
- *Schmierstoffe*, z. B. Schmieröle, Schmierfette, Festschmierstoffe.

1.2 Grundlagen des Normenwesens

Die Normung ist eine planmäßig durchgeführte Vereinheitlichung von Gegenständen zum Nutzen der Allgemeinheit. Je größer die Gemeinschaften und je enger die Grenzen des räumlichen Zusammenlebens sind, desto wichtiger sind ordnende Spielregeln zwischen den Partnern, dem Produkthersteller und dem Anwender. Technische Normen fördern allgemein die *Rationalisierung* (durch z. B. Festlegung einheitlicher Bezeichnungen und Begriffe, Abmessungen, Toleranzen und Anschlussmaße zum Zwecke der Austauschbarkeit, Verringerung der Typenzahlen), die *Qualitätssicherung* (z. B. Messtechnik, Verfahren für Stichprobenprüfung, statistische Auswertungsverfahren), die *Humanisierung der Arbeitswelt* (z. B. Mindestanforderungen bei Büromöbeln, Schutzkleidungen, Innenraumbeleuchtungen, Bildschirmarbeitsplätzen, Festlegung der

Gefahrensignale an Arbeitsstätten). DIN-Normen können somit zum Schutze des Menschen als Sicherheitsnormen eine *Sicherheitsfunktion* ausüben, ebenso als Grundlage für Gesetze eine *Rechtsfunktion*. DIN-Normen bilden einen Maßstab für einwandfreies technisches Verhalten, was auch in der Rechtsordnung von Bedeutung sein kann. Eine generelle Anwendungspflicht besteht nicht, kann sich aber u. U. aus Rechts- oder Verwaltungsvorschriften, Vereinbarungen oder aus sonstigen Rechtsgrundlagen ergeben. Durch das Anwenden der DIN-Normen entzieht sich niemand der Verantwortung für eigenes Handeln!

1.2.1 Nationale und internationale Normen, Technische Regelwerke

In Deutschland wurden zu Beginn des 20. Jahrhunderts für den Bereich der Elektrotechnik der VDE (Verband Deutscher Elektrotechniker e. V.) und für den nichtelektrischen Bereich der Normenausschuß der Deutschen Industrie, Herausgeber von „Deutsche Industrie Normen“ (DIN) als private Vereine gegründet. 1926 erfolgte die Umbenennung des DIN in „Deutscher Normen Ausschuß“ (DNA), 1975 wiederum umbenannt in „DIN Deutsches Institut für Normung e. V.“ mit Sitz in Berlin.

Neben den Normen und Regelwerken dieser Vereinigungen werden andere Regelwerke ebenso von privatrechtlichen Organisationen, öffentlich-rechtlichen Körperschaften, technischen Ausschüssen u. a. herausgegeben; so z. B. die *VDI-Richtlinien* (Verein Deutscher Ingenieure¹⁾), *VDG-Merkblätter* (Verein Deutscher Gießereifachleute), *DVS-Merkblätter und -Richtlinien* (Deutscher Verband für Schweißen und verwandte Verfahren e. V.), *AD2000-Merkblätter* der Arbeitsgemeinschaft Druckbehälter (Verband der TÜV e. V.), *DVGW-Regelwerk* (Deutsche Vereinigung des Gas- und Wasserfaches e. V.).

Die von diesen Institutionen herausgegebenen Arbeitsblätter und Richtlinien sind „Empfehlungen“ und stehen als anerkannte Regeln der Technik jedermann zur Anwendung frei.

Auf internationaler Ebene bilden die „International Organization for Standardization“ (ISO) und die „Electrotechnical Commission“ (IEC) mit Sitz in Genf gemeinsam das *System der internationalen Normung*. Jedes Land kann mit einem nationalen Normungsinstitut in diesem Gremium Mitglied sein. So nimmt das DIN in der ISO und der VDE, sowie die Deutsche Elektrotechnische Kommission im DIN in der IEC die Interessen Deutschlands wahr. Internationale Normen werden als *DIN-ISO-Normen* in das Deutsche Normenwerk aufgenommen. Für den Bereich der Europäischen Gemeinschaft bilden das Europäische Komitee für Normung (CEN) und das Europäische Komitee für Elektrotechnische Normung (CENELEC) die *Gemeinsame Europäische Normeninstitution*, deren Mitglieder die jeweiligen nationalen Normungsinstitute der Mitgliedsländer der Europäischen Gemeinschaft und der Europäischen Freihandelszone sind. Eine Europäische Norm muss von allen Mitgliedsländern in das jeweilige nationale Normenwerk übernommen werden, selbst wenn das Mitgliedsland gegen die Norm gestimmt hat. Wie bei den DIN-EN-Normen auf europäischer Ebene werden die internationalen Normen als *DIN-ISO-Normen* in das Normenwerk übernommen.

1.2.2 Werdegang einer DIN-Norm

DIN-Normen werden in einem nach DIN 820 festgelegten Verfahren erarbeitet und herausgegeben. Die Erstellung einer Norm kann von jedermann beantragt werden. Die Normungsarbeit beginnt in den *Fachnormenausschüssen* (FNA), deren ehrenamtliche Mitarbeiter sich aus den interessierten Fachkreisen (Industrie, Hochschulen, Behörden, Verbänden u. a.) rekrutieren. Vor einer endgültigen Festlegung einer DIN-Norm muss die vorgesehene Fassung als Entwurf (Gelbdruck) der Öffentlichkeit zur Stellungnahme vorgelegt werden. Das Erscheinen des Entwurfs wird im „*DIN-Anzeiger für technische Regeln*“ bekannt gegeben. Einsprüche und Änderungswünsche sind bis zum Ablauf der angegebenen Einspruchsfrist (in der Regel 4 bis

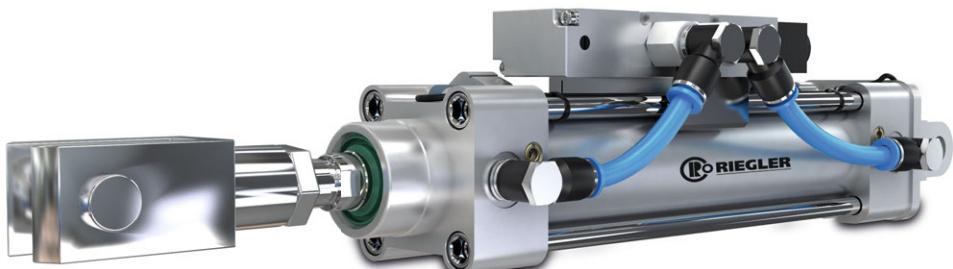
¹⁾ Bereits 1869 Herausgabe der Schrift „Normalprofil-Buch für Walzeisen“ und 1881 „Lieferbedingungen für Eisen und Stahl“.

www.riegler.de

Das ist RIEGLER!

Qualitätsbewusst | Kundennah | Flexibel | Zuverlässig |
Serviceorientiert | Kompetent in Produkt und Leistung

Wir sind seit Jahrzehnten Ihr innovativer Partner für „Druckluft, Ideen und mehr“ und mit diesem Motto heute einer der größten Anbieter drucklufttechnischer und pneumatischer Produkte in Deutschland. Neben einem umfassenden und stetig wachsenden Produktspektrum bieten wir Ihnen einen attraktiven Mehrwert zum Beispiel in Form von individuellen Systemlösungen, einbaufertigen Baugruppen, vielfältigen Vertriebsunterstützungen, vom TÜV ausgezeichneten Serviceleistungen, persönlicher Beratung und vielem mehr.



DRUCKLUFTTECHNIK UND PNEUMATIK
von A wie Absperrventil bis Z wie Zylinder



**Fortschrittliches Denken
ist für Sie eine Kleinigkeit?**

**Das vergrößert Ihre Karriere-
chancen bei uns extrem!**

PIONIERE ZU UNS

Auch die größten Erfolge beruhen auf der Initiative einzelner Menschen. Deshalb suchen wir zielstrebig Pioniere mit Mut zu neuen Ideen, die uns und unsere sieben erfolgreichen Tochterunternehmen im Bereich der Antriebstechnik in die Zukunft begleiten.

Wir bieten Ihnen beides: die offene Kultur eines mittelständischen Familienunternehmens und die Kraft eines führenden Mechatronik-Spezialisten mit rund 1.900 Mitarbeitern. Wenn Sie diese Perspektive reizt, werden Sie Pionier bei uns. Wir freuen uns auf Ihren ersten Schritt!

Ihr Ansprechpartner:
Karin Markert
Tel. +49 7931 493-10598
jobs@wittenstein.de

WITTENSTEIN – eins sein mit der Zukunft

www.wittenstein-jobs.de



6 Monate) möglich. Über die eingegangenen Anregungen und Änderungswünsche wird von dem FNA nach Anhörung des Einwenders entschieden (Einsprüche können u. U. auch die Zurückziehung des Entwurfs bewirken). Gegen die Entscheidung des FNA kann ein *Schlichtungs- oder ein Schiedsverfahren* beantragt werden. Der FNA schließt seine Arbeit mit der Erstellung des endgültigen oder neuen Entwurfs und seine Weiterleitung an die Normenprüfstelle ab. Nach Überprüfung der Vorlage hinsichtlich der Einhaltung der Grundsätze und Regeln der Normungsarbeit, der Widerspruchsfreiheit, der Eindeutigkeit und inhaltlichen Abstimmung mit anderen Normen wird die Aufnahme des Entwurfs als *DIN-Norm* in das Deutsche Normenwerk veranlasst. Das Erscheinen der DIN-Norm wird im „DIN-Anzeiger für technische Regeln“ bekannt gegeben. Normen, bei denen in einigen Abschnitten noch Vorbehalte bestehen, werden als *Vornorm* herausgegeben, nach denen versuchsweise gearbeitet werden soll. Die Gesamtaufzeit eines Normen-Vorhabens von der Antragstellung bis zur Veröffentlichung kann mehrere Jahre betragen (Vornorm <3 Jahre, Norm 5 Jahre).

1.2.3 Dezimalklassifikation (DK)

Die DK bildet ein Ordnungsschema, welches das Wissen der Menschheit in einer nach dem Prinzip der Dezimalreihen gegliederten Zehnerklassifikation übersichtlich und zugriffsbereit in 10 Hauptabteilungen 0 ... 9 zusammenfaßt¹⁾: **0** (Allgemeines. Bibliografie. Bibliothekswesen); **1** (Philosophie. Psychologie); **2** (Religion. Theologie); **3** (Sozialwissenschaften. Recht. Verwaltung); **4** (unbesetzt); **5** (Mathematik. Naturwissenschaften); **6** (Angewandte Wissenschaften. Medizin. Technik); **7** (Kunst. Kunstgewerbe. Spiel. Sport); **8** (Sprachwissenschaft. Schöne Literatur. Literaturwissenschaften); **9** (Geografie. Geschichte). Diese Hauptabteilungen sind in bis zu 9 Unterabteilungen und diese wiederum in bis zu 9 Abschnitte unterteilt; so die Hauptabteilung 6 mit der Unterteilung 62 (Ingenieurwesen, Technik) und diese mit dem Abschnitt 621 (Maschinenbau). So werden beispielsweise Gleitlager unter *DK 621.822.5* und Zahnräder unter *DK 621.833.05* eingeordnet.

1.3 Normzahlen (Vorzugszahlen und -maße)

1.3.1 Bedeutung der Normzahlen

Normzahlen (NZ) nach DIN 323 sind ein durch internationale Normen (ISO 3, ISO 17, ISO 497) vereinbartes, allgemeingültiges Zahlensystem, das einer umfassenden Ordnung und Vereinfachung im technischen und wirtschaftlichen Schaffen dient. NZ sind Vorzugszahlen für die Wahl bzw. Stufung von Größen beliebiger Art (z. B. Längen, Flächen, Volumina, Kräfte, Drücke, Momente, Spannungen, Drehzahlen, Leistungen) mit dem Ziel, eine praktisch erforderliche Zahlenmenge auf ein notwendiges Minimum zu beschränken. Es ist anzustreben, die Zahlenwerte von Größen nach NZ zu wählen, soweit nicht besondere Gründe, z. B. bestimmte physikalische Voraussetzungen, die Wahl anderer Zahlen erfordern. Ist es nicht möglich, alle festzulegenden Werte nach NZ zu wählen, sollten in erster Linie für Hauptkenngrößen NZ benutzt werden. NZ-gestufte Größenreihen zeigen ein durchsichtiges Aufbaugesetz, so dass ein rationelles Planen möglich ist.

1.3.2 Aufbau der Normzahlreihen

1. Grundreihen

NZ sind vereinbarte gerundete Glieder dezimal-geometrischer Reihen, die die ganzzahligen Potenzen von 10 enthalten, also ... 0,01 0,1 1 10 100 1000 ..., s. **TB 1-16**.

¹⁾ Die Verwendung von Zahlen macht die DK unabhängig von Sprache und Schrift und damit geeignet für den internationalen Gebrauch.

Diese NZ-Reihen werden allgemein mit Rr bezeichnet, wobei r die Anzahl der Stufen je Dezimalbereich angibt. Jede Reihe beginnt mit eins (oder dem 10-, 100- usw. -fachen oder dem 10., 100. usw. Teil des Wertes) und jede folgende Zahl entsteht durch Multiplikation mit einem bestimmten Stufensprung $q_r = \sqrt[r]{10}$, das ist das Verhältnis eines Gliedes der Reihe zum Vorhergehenden.

Nach DIN 323 sind folgende *Grundreihen Rr* mit dem zugehörigen mit *Stufensprung* q_r vorgesehen (vgl. **TB 1-16**):

$$\text{Grundreihe R5 mit dem Stufensprung } q_5 = \sqrt[5]{10} \approx 1,60$$

$$\text{Grundreihe R10 mit dem Stufensprung } q_{10} = \sqrt[10]{10} \approx 1,25$$

$$\text{Grundreihe R20 mit dem Stufensprung } q_{20} = \sqrt[20]{10} \approx 1,12$$

$$\text{Grundreihe R40 mit dem Stufensprung } q_{40} = \sqrt[40]{10} \approx 1,06$$

Die Ausnahmereihe R80 mit $q_{80} = \sqrt[80]{10} \approx 1,03$ sollte nur in Sonderfällen verwendet werden.

Bei der Stufung von Größen sind die Grundreihen in der Rangfolge R5, R10, R20, R40 zu bevorzugen, da eine grobe Stufung Vorteile hinsichtlich einer Ersparnis an Aufwand für Werkzeuge, Vorrichtungen, Messgeräten in der Fertigung sowie geringe Lagermengen an Fertig- und Ersatzteilen ergeben kann.

2. Abgeleitete Reihen

Ist keine Grundreihe anwendbar, z. B. wenn eine bestimmte Ausgangsgröße gegeben bzw. gefordert ist oder ein Stufensprung dem einer Grundreihe nicht entspricht, können aus den genannten vollständigen Reihen durch Weglassen von Gliedern *Auswahlreihen* gebildet werden. Wird die Auswahl so getroffen, dass nur jedes p -te Glied einer Grundreihe (auch einer Rundwertreihe) benutzt werden soll, entsteht eine *abgeleitete Reihe Rr/p* mit konstantem Stufensprung $q_{r/p} = q_r^p$. So ergibt sich für eine nach unten begrenzte abgeleitete Reihe R20/3 (2 ...) eine steigende Zahlenfolge aus jedem 3. Glied ($p = 3$) der Reihe R20, beginnend mit dem Wert 2, durch Abzählen der Glieder bzw. mit dem Stufensprung

$$q_{(20/3)} = q_{20}^3 = 1,12^3 = 1,4: \mathbf{2,8, 4, 5,6, 8, 11,2} \text{ usw.}$$

Eine nach oben begrenzte fallende abgeleitete Reihe Rr/-p, z. B. R20/-3 (4 ...) ergibt sich für den Stufensprung

$$q_{r/-p} = q_{20/-3} = q_{20}^{-3} = 1/1,12^3 = 1/1,4: \mathbf{4, 2,8, 2, 1,4} \text{ usw.}$$

Die von R40 abgeleiteten Reihen sollten möglichst vermieden werden und die von R80 abgeleiteten Reihen sind höchstens bei sehr feiner Stufung oder als Nebenreihen zu verwenden, z. B. für Rohmaße, wenn die Fertigmaße einer Vorzugsreihe folgen.

3. Zusammengesetzte Reihen

Ist ein durchgängig einheitlicher Stufensprung beim Aufbau einer Größenreihe nicht möglich, kann auch aus zwei oder mehreren Teilreihen eine *zusammengesetzte Reihe* gebildet werden. Mit derartigen Größenreihen kann der Häufungsverteilung des Bedarfs besonders Rechnung getragen werden, ohne dass das Prinzip des wachsenden Abstandes aufgegeben wird. Zum Beispiel wird eine Reihe im Bereich von 10 bis 25 nach R5, im Bereich von 25 bis 35,5 nach R20/3, sowie im Bereich von 35,5 bis 63 nach R40/5 und im Bereich von 63 bis 125 nach R10 gestuft, dann ergibt sich die abgewandelte Reihe **10 16 25 35,5 47,5 63 80 100 125**.

Besondere Bedeutung unter diesen zusammengesetzten Reihen haben *gruppengeometrische Reihen*, deren Stufensprung sich im Größenbereich periodisch ändert. Sie werden gelegentlich mit *Rar* bezeichnet, z. R. Ra10: **3 4 5 6 8 10 12 16 20** mit dem periodisch auftretenden Stufensprüngen 1,33 1,25 1,2, also im Mittel 1,25 entsprechend R10. Diese Reihe aus ganzen Zahlen entspricht auch R''20/2 (vgl. **TB 1-16**).

4. Rundwertreihen

Wo die Anwendung der Hauptwerte in der Praxis aus zwingenden Gründen nicht möglich ist (z. B. 36 Zähne für ein Zahnrad statt 35,5) oder handelsübliche Größen zu übernehmen sind,



GROSSE IDEEN VERWIRKLICHT MAN AM BESTEN IM KLEINEN KREIS.

Starten Sie Ihre Karriere als Ingenieur bei einem der größten und innovativsten Arbeitgeber im Anlagen- und Maschinenbau und entwickeln Sie sich und Ihre Ideen in einem vertrauensvollen und fördernden Umfeld. Neugierig? Dann lernen Sie uns und unser Verständnis von kleinen Teams und großen Ideen kennen.

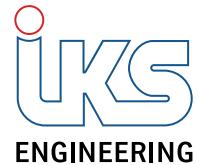


Unsere Karrierebotschafter freuen sich auf Ihre Fragen.
www.sms-karriere.com

SMS  **group**
Karriere im Unternehmensverbund

IKS ENGINEERING

FACHKRÄFTE ZUR PERSONALUNTERSTÜZUNG

A composite image serves as the background. On the left, a close-up shows hands holding a black pen and a silver mechanical pencil, drawing on a sheet of graph paper with technical drawings. On the right, a portrait of a young man with short brown hair and blue eyes looks directly at the camera. The entire image is overlaid with a fine, light gray grid.

INGENIEURE
KONSTRUKTEURE
TECHNISCHE ASSISTENTEN
TECHNIKER

INGENIEURE AUS LEIDENSCHAFT

ZEITGEMÄSSE ENGINEERING DIENSTLEISTUNGEN

Das inhabergeführte Familienunternehmen iks Engineering bietet die ganze Bandbreite an Ingenieurleistungen in den Bereichen Entwicklung, Beratung, Konstruktion und Fertigung. Wir stehen mit unseren Leistungen für die ganze Vielfalt moderner Technik in der heutigen Gesellschaft – vom Funksensor bis zum Anlagenbau decken wir sämtliche Bereiche ab. Diese Leistungen stellen wir unseren Kunden an Standorten in ganz

Deutschland und in internationalen Projekten zur Verfügung. Die iks Engineering GmbH bietet unseren Kunden erfahrene und hochqualifizierte Fachkräfte für alle Aufgaben entlang der Engineering-Wertschöpfungskette an.

„Made in Germany“-Qualität in den Branchen Maschinenbau, Fahrzeugtechnik, Anlagenbau, Elektrotechnik, Energietechnik, IT und viele mehr.

iks Engineering GmbH · Hauptsitz: Raiffeisenstr. 13/1 · 70794 Filderstadt · Tel: 0711 / 726250

WWW.IKS-ENGINEERING.DE

können Rundwerte verwendet werden. Man unterscheidet *Rundwertreihen* mit schwächer gerundeten Werten R'10, R'20, R'40 und solche mit stärker gerundeten Werten R''5, R''10, R''20 (s. **TB 1-16**). Wegen der größeren Abweichung von den Genauwerten ergibt sie jedoch eine ungleichmäßige Stufung.

1.3.3 Anwendung der Normzahlen

In der Praxis haben die Normzahlen vor allem bei der sinnvollen Planung der Größenabstufung (Typung) von Bauteilen und Maschinen besondere Bedeutung, da hiermit sparsame Größenreihen bei lückenloser Überspannung eines bestimmten Bedarfsfeldes erreicht werden können. Für die Wahl der Anzahl der Größen innerhalb eines Bedarfsfeldes, z. B. für die Anzahl der Getriebegrößen innerhalb eines bestimmten Leistungs-, Drehzahl- und Übersetzungsbereiches, sind sowohl technische als auch wirtschaftliche Gesichtspunkte maßgebend.

Ändern sich in einer Größenreihe von Erzeugnissen alle Abmessungen mit demselben Stufensprung, sind die Erzeugnisse der Reihe einander geometrisch ähnlich. Werden die Zahlenwerte der Abmessungen einer Ausgangsgröße und der Stufensprung als NZ gewählt, werden die Abmessungen der Folgegrößen ebenfalls NZ. Solche geometrisch ähnlichen Konstruktionen sind auch mechanisch ähnlich, wenn am Modell (Ausgangsgröße) und an den Folgegrößen Kräfte wirken, die nur elastische Formänderungen und für denselben Werkstoff im entsprechenden Querschnitt aller Baugrößen gleich große Spannungen hervorrufen.

Soll in einer Größenreihe von Bauteilen oder Maschinen die Beanspruchung im gleichen Querschnitt gleich groß bleiben, muss das Hookesche Gesetz gelten: $\sigma = \epsilon \cdot E = \text{konstant}$.

Dieses Modellgesetz ermöglicht, dass mit einer Größe, mit einem Modell, eine ganze Größenreihe entwickelt werden kann und die Betriebserfahrungen am Modell auf alle abgeleiteten Größen übertragen werden können s. **Bild 1-1**.

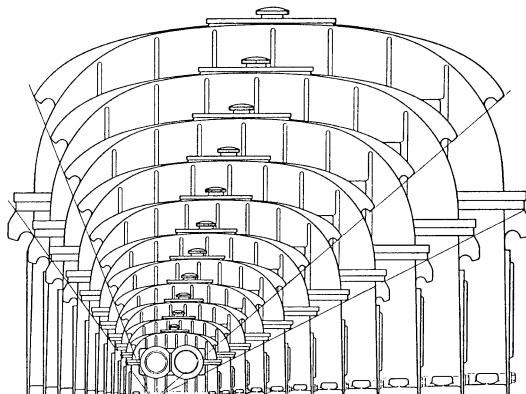


Bild 1-1
Beispiel einer Getriebebaureihe
(Werkbild Flender)

1. Ermittlung der Maßstäbe

Der *Längenmaßstab* q_L , entsprechend dem Stufensprung $q_{r/p}$, ist am einfachsten zu bilden und zwar durch das Verhältnis einer Länge L_1 der ersten abgeleiteten Konstruktion (Folgeentwurf) zur Länge L_0 der Ausgangskonstruktion (Grundentwurf bzw. Modell): $q_L = L_1/L_0 \cong q_{r/p}$.

Die für weitere Berechnungen bzw. Festlegungen notwendigen geometrischen, statischen und dynamischen Kenngrößen für Flächen (Querschnitte), Volumina, Kräfte, Leistungen usw. werden durch aus dem Längenmaßstab abgeleitete Maßstäbe ausgedrückt, z. B.:

$$\text{Flächenmaßstab} \quad q_A = A_1/A_0 = L_1^2/L_0^2 \cong q_L^2$$

bzw.

$$\text{Volumenmaßstab} \quad q_V = V_1/V_0 = L_1^3/L_0^3 \cong q_L^3,$$

d. h. werden Längen mit q_L nach der Reihe $Rr/p = R10/2$ ($r = 10$, $p = 2$), also mit dem Stufenprung

$$q_{\text{r/p}} = q_{10/2} = q_{10}^2 = 1,25^2 \approx 1,6$$

gestuft, dann sind die Flächen (Querschnitte) mit $q_{A'} = q_L^2$ nach der Reihe Rr/2p = R10/4, also mit dem Stufensprung

$$q_{\text{r/2p}} = q_{10/4} = q_{10}^4 = 1,25^4 \approx 2,5$$

zu stufen und die Volumina $q_V \cong q_L^3$ nach der Reihe $Rr/3p = R10/6$, also mit dem Stufensprung

$$q_{\text{r/3p}} = q_{10/6} = q_{10}^6 = 1,25^6 \approx 4.$$

Der Kraftmaßstab $q_F = F_1/F_0$ lässt sich für eine statische Kraft z. B. aus der Zug-Hauptgleichung herleiten. Mit der Querschnittsfläche A' gilt allgemein $F = \sigma_z \cdot A'$. Unter der Voraussetzung, dass die Spannung σ_z gleich bleiben soll, ist F nur von A' abhängig und muss dann auch wie die Querschnittsfläche A' gestuft werden, also mit dem Stufensprung $q_F \hat{=} q_{A'} \hat{=} q_L^2$ für die Reihe Rr/2p.

Für eine dynamische Kraft, z. B. Beschleunigungskraft, gilt allgemein $F = m \cdot a$. Ist für die Beschleunigung a in m/s^2 , die Masse $m = \varrho \cdot V$ und für gleichen Werkstoff die Dichte $\varrho = \text{konstant}$, dann gilt für den Kraftmaßstab

$$q_F = F_1/F_0 = (m_1 \cdot a_1)/(m_0 \cdot a_0) = (V_1 \cdot a_1)/(V_0 \cdot a_0) \cong q_m \cdot q_a = q_L^3 \cdot q_L/q_t^2 = q_L^4/q_t^2,$$

wenn der Zeitmaßstab $q_t = t_1/t_0$ ist. Da geometrische Ähnlichkeit nur zu erreichen ist, wenn ein konstantes Verhältnis zwischen statischen und dynamischen Kräften besteht, gilt

$$q_F = q_L^2 = q_t^4/q_t^2 \quad \text{bzw.} \quad q_L^2/q_t^2 = 1,$$

also $q_L = q_t$ (Längenmaßstab gleich Zeitmaßstab); ebenso wird $q_\sigma = q_F/q_{A'} = q_L^2/q_L^2 = 1$ und $q_Y = q_L/q_t = 1$.

Für andere wichtige Kenngrößen lassen sich unter der Bedingung, dass $q_L = q_t$ und Spannungsmaßstab q_σ gleich Geschwindigkeitsmaßstab q_v ist, entsprechende Maßstäbe bilden, die in Abhängigkeit von der Längenstufung für Stufensprung und Reihen in der Tabelle **TB 1-15** enthalten sind.

2. Darstellung der Beziehungen im NZ-Diagramm

Da sich fast alle technischen Beziehungen durch die Gleichung $y = k \cdot x^p$ mit ihrer logarithmischen Form $\lg(y) = \lg(k) + p \cdot \lg(x)$ ausdrücken lassen, kann damit jede Beziehung in einem doppeltlogarithmischen Diagramm durch eine Gerade mit der Steigung p dargestellt werden, s. **Bild 1-2**.

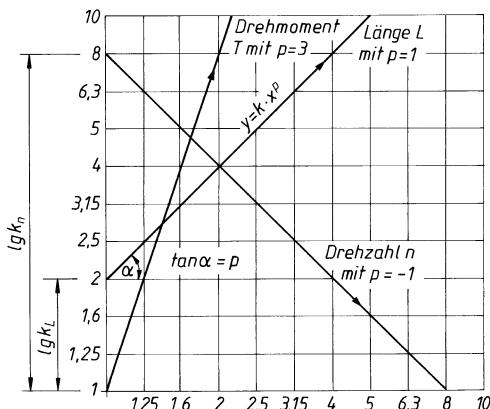
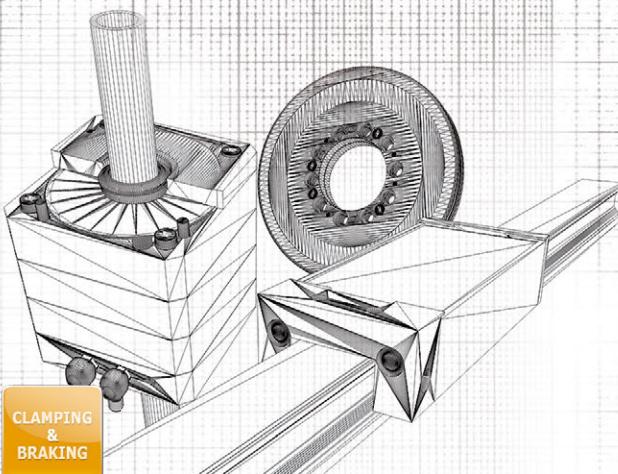


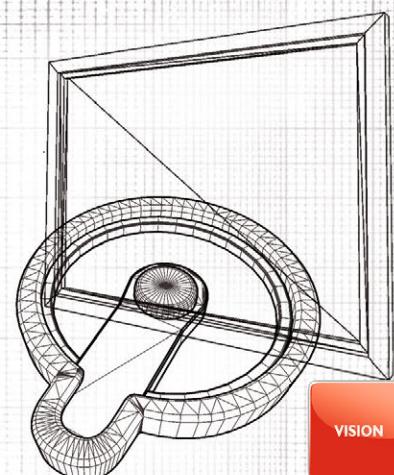
Bild 1-2

Beispiele für Beziehungen im NZ-Diagramm
 (schematische Darstellung mit jeweils angenommenen Ausgangsgrößen $lg(k)$: Länge L mit $p = 1$; Drehmoment T mit $p = 3$; Drehzahl n mit $p = -1$)



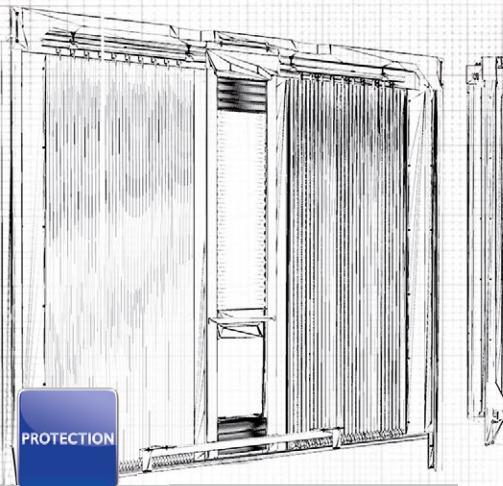
Klemm- und Bremsysteme

- Für rotatorische, lineare und axiale Klemmungen
- Auch als Notbremsysteme nach dem Fail-Safe-Prinzip
- Montagefreundlich und kompakt
- In vielen Baugrößen erhältlich



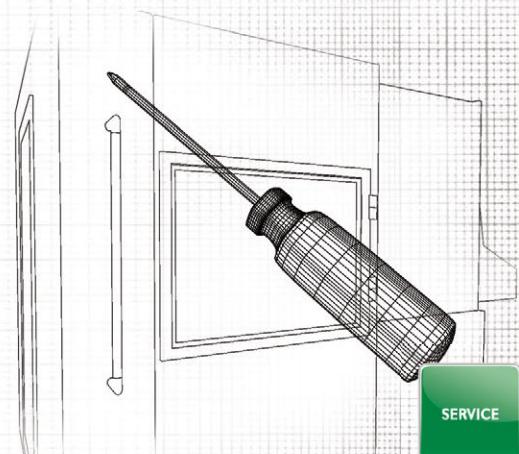
Sichtsysteme

- Individuell angepasste Maschinen-schutzscheiben
- Auf Wunsch einbaufertig inklusive Montagerahmen, VISIPORT-Montageplatte und integrierter LED-Beleuchtung
- VISIPORT-Drehfenster und LED-Beleuchtungssysteme



Schutzsysteme

- Schutzbdeckungen von klein bis XXL (50 m²)
- Komplette Rückwandsysteme
- Faltenbälge mit und ohne Stahllamellen
- Spiralfedern, Teleskopstahlabdeckungen und Rollos



Service

- Individuelle Beratung
- Kompetente Begleitung durch das gesamte Projekt bis hin zur Logistikette
- Sonderanfertigungen ganz nach Kundenwunsch
- Vor-Ort-Service

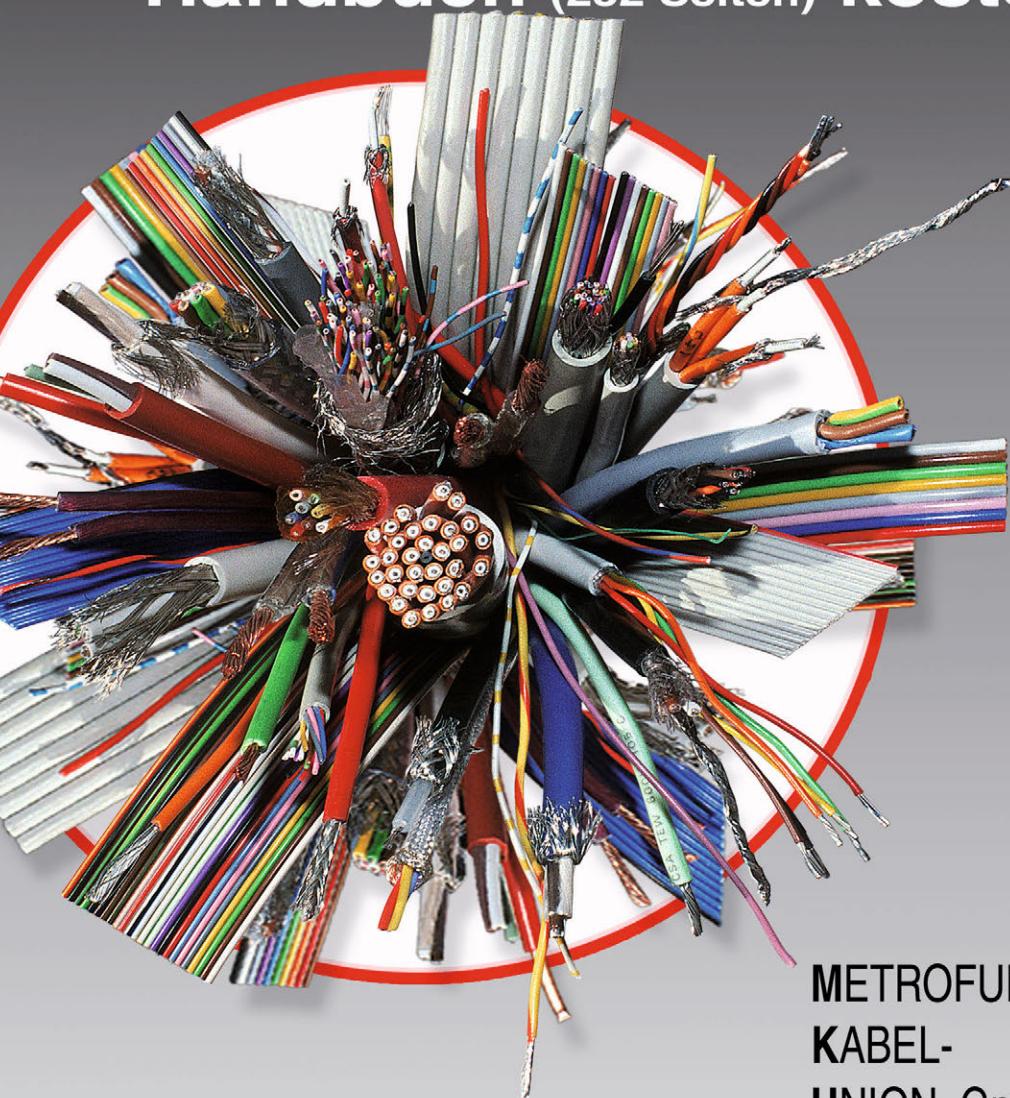
HEMA Maschinen- und Apparateschutz GmbH | Seligenstädter Straße 82
63500 Seligenstadt | Telefon: +49 (0)6182 773-0 | info@hema-group.com

www.hema-group.com



> 2015

Sorten isolierte Leitungen Handbuch (232 Seiten) kostenlos



METROFUNK-
KABEL-
UNION GmbH
Postfach 41 01 09
12111 Berlin (Steglitz)

www.metrofunk.de
info@metroufnk.de

metrofunk
KABEL-UNION

3. Rechnen mit NZ

Werden Größen als NZ gewählt, können Berechnungs- und andere Vorgänge vereinfacht ausgeführt werden. Zahlreiche mathematische, physikalische usw. Zahlenwerte lassen sich dann durch *naheliegende Werte* ersetzen, die Ergebnisse sind wiederum NZ (vgl. **TB 1-16**).

Das Rechnen mit NZ entspricht trotz Rundung der Hauptwerte in seiner Genauigkeit im Allgemeinen den Anforderungen bei technischen Berechnungen. Besonders vorteilhaft ist das Multiplizieren und Dividieren, desgl. das Potenzieren mit ganzzahligen Potenzen von NZ, da die Ergebnisse wieder NZ sind (z. B. $3,15 \cdot 1,6 = 5$ bzw. $3,15/1,25 = 2,5$ bzw. $1,25^4 = 2,5$). Dagegen ist beim Addieren und Subtrahieren von NZ das Ergebnis nur selten wieder eine NZ, ebenso beim Radizieren, d. h. beim Rechnen mit gebrochenen Potenzen. Auch machen sich bei höheren Potenzen von Rundwerten erhebliche Ungenauigkeiten bemerkbar, die Rechenfehler ergeben.

1.3.4 Berechnungsbeispiele

- **Beispiel 1.1:** Eine Fördermaschine soll für eine Leistung $P_1 = 160 \text{ kW}$ und eine Drehzahl $n_1 = 200 \text{ min}^{-1}$ entwickelt werden. Zur Erprobung und zum Sammeln von Erfahrungen soll zunächst ein Modell aus gleichen Werkstoffen mit einem Abmessungsverhältnis 1/8 gebaut werden.
Die Leistung P_0 und die Drehzahl n_0 für das Modell sind zu ermitteln.
- **Lösung:** Der Längenmaßstab ergibt sich entsprechend der Definition aus $q_L = L_1/L_0 = 8/1 = 8$; also ergeben sich die Längen für das Modell (abgeleitete Konstruktion):

$$L_0 = \frac{L_1}{q_L} = \frac{L_1}{8} .$$

Nach **TB 1-15**, Zeile 11, ist der Leistungsmaßstab

$$q_P = \frac{P_1}{P_0} = q_L^2 = 8^2 = 64$$

damit wird die Modell-Leistung $P_0 = P_1/q_P = 160 \text{ kW}/64 = 2,5 \text{ kW}$.

Für den Drehzahlmaßstab gilt nach **TB 1-15**, Zeile 9

$$q_n = \frac{n_1}{n_0} = \frac{1}{q_L} = \frac{1}{8} .$$

Damit wird die Modell-Drehzahl $n_0 = n_1/q_n = n_1 \cdot 8 = 1600 \text{ min}^{-1}$.

Ergebnis: Die Modell-Leistung beträgt $P_0 = 2,5 \text{ kW}$, die Modell-Drehzahl $n_0 = 1600 \text{ min}^{-1}$.

- **Beispiel 1.2:** Für die Typung und Aufnahme in die Werksnorm sollen kastenförmige Träger aus GS in fünf Größen, gestuft nach der NZ-Reihe R20, nach Ähnlichkeitsbeziehungen entwickelt werden, **Bild 1-3**. Die Querschnittsabmessungen des kleinsten Trägers sind mit folgenden NZ festgelegt:

$$h_1 = 125 \text{ mm}, \quad b_1 = 80 \text{ mm}, \quad h_2 = 90 \text{ mm}, \quad b_2 = 63 \text{ mm}.$$

Die Querschnittsabmessungen, Widerstandsmomente und die von den Trägern aufzunehmenden maximalen Biegemomente in Nm für eine zulässige Biegespannung von $\sigma_{b,zul} = 120 \text{ N/mm}^2$ sind zu ermitteln und in einem NZ-Diagramm darzustellen.

- **Lösung:**

Querschnittsabmessungen:

Die Querschnittsabmessungen werden nach **TB 1-16** festgelegt. Danach ergeben sich nach Reihe R20 z. B. für die Trägerhöhe H_1 , beginnend mit dem Maß 125 mm, folgende Werte:

125, 140, 160, 180 und 200 mm.

Entsprechend werden die anderen Abmessungen festgelegt.

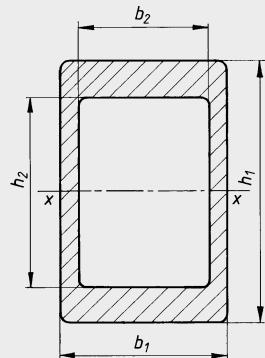


Bild 1-3 Querschnitt eines kastenförmigen Trägers

Der Längenmaßstab, entsprechend dem Stufensprung der Abmessungen, ist nach Reihe R20:

$$q_L \hat{=} q_{r/p} = q_{20} = 1,12 \quad \text{für } p = 1.$$

Diese Stufung ergibt sich auch nach der abgeleiteten Reihe R40/2 für $p = 2$ mit $q_{40/2} = 1,06^2 = 1,12$.

Widerstandsmomente W_x :

Zunächst wird das Widerstandsmoment W_{x1} für die kleinste Querschnittsfläche ermittelt. Für einen kastenförmigen Querschnitt ergibt sich dieses unter Vernachlässigung der Rundungen aus

$$W_{x1} = (b_1 \cdot h_1^3 - b_2 \cdot h_2^3) / (6 \cdot h_1) = \dots = 147,1 \text{ cm}^3.$$

Die diesem Wert naheliegende NZ nach Reihe R20, **TB 1-16**, ist 140, nach Reihe R40 nächstliegend 150. Unter Berücksichtigung der Rundungen wird festgelegt für $W_{x1} = 140 \text{ cm}^3$. Die Widerstandsmomente für die anderen Trägergrößen können nun ohne weitere Berechnung nach **TB 1-16** festgelegt werden. In Abhängigkeit vom Längenstufensprung $q_{r/p} = q_{20/1}$, entsprechend der Reihe $R_{r/p} = R_{20/1}$, stufen die Widerstandsmomente mit dem Faktor $q_{r/3p} = q_{20/3}$, entsprechend Reihe $R_{r/3p} = R_{20/3}$, also mit jedem 3. Glied der Reihe R20. Beginnend mit dem Wert $W_{x1} = 140 \text{ cm}^3$ ergeben sich damit nach **TB 1-16** folgende Werte für W_x : 140, 200, 280, 400 cm^3 .

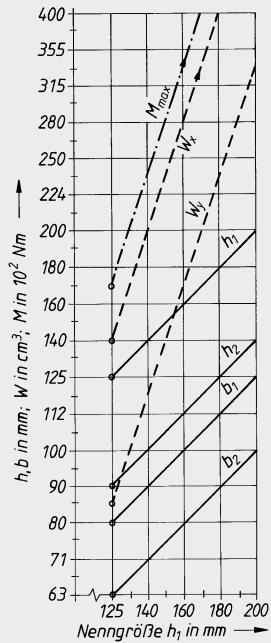
Biegemomente M_{\max} :

Wie bei W_x wird auch das Biegemoment M_{\max} zunächst für den kleinsten Träger ermittelt. Aus der Biegehauptgleichung $\sigma_b = M/W \leq \sigma_{b,zul}$ ergibt sich das Biegemoment, vorerst mit dem Genauwert für W_{x1} :

$$M_1 = 10^3 \cdot 147,1 \text{ mm}^3 \cdot 120 \text{ N/mm}^2 = 17652 \cdot 10^3 \text{ Nmm}.$$

Sicherheitshalber wird die nächstkleinere NZ 17 nach Reihe R40 gewählt, also $M_1 = 17 \cdot 10^3 \text{ Nm}$. In Abhängigkeit vom Längenstufensprung $q_{r/3p} = q_{40/2}$, entsprechend Reihe R40/2, stufen die Momente mit $q_{r/3p} = q_{40/6}$, entsprechend Reihe 40/6, also mit jedem 6. Glied der Reihe R40. Beginnend mit $M_1 = 17 \cdot 10^3 \text{ Nm}$ ergeben sich entsprechend der Trägergröße damit folgende Werte für M_{\max} :

$$17 \cdot 10^3, 23,6 \cdot 10^3, 33,5 \cdot 10^3, 47,5 \cdot 10^3, 67 \cdot 10^3 \text{ Nm}.$$



1.4 Allgemeine konstruktive Grundlagen

Jedes technische Produkt durchläuft einen bestimmten Lebenszyklus. Wesentliche Phasen sind dabei die Entwicklung, die Markteinführung, die Zeit der Marktpräsenz mit ansteigenden und nach einer Sättigung wieder abfallenden Verkaufszahlen und die Einstellung der Produktion und Rücknahme vom Markt. Da die Lebensdauer eines Produkts begrenzt ist, muss eine rechtzeitige Ablösung durch ein Nachfolgeprodukt geplant und realisiert werden. Gründe hierfür sind z. B. neue technische Entwicklungen, neue gesetzliche Regelungen, geänderte Verbraucherwartungen oder auch eine falsche Marktpolitik.

Der gesamte Konstruktionsbereich trägt bei der Produktentwicklung eine besondere Verantwortung, da dieser den wirtschaftlichen Erfolg entscheidend bestimmt. So werden die entstehenden Gesamtkosten für ein Produkt in erster Linie durch den Konstruktionsbereich festgelegt, während dieser selbst nur wenig zur Kostenentstehung beiträgt, s. **Bild 1-5**. Daraus ergibt sich zwangsläufig die Forderung, ständig in den Konstruktionsbereich zu investieren und durch moderne Hilfsmittel (z. B. Berechnungs- und Zeichenprogramme, Systeme zur rechnerunterstützten Produktentwicklung) unter Anwendung moderner konstruktionsmethodischer Erkenntnisse die Grundlage für eine erfolgreiche Produktentwicklung zu schaffen.

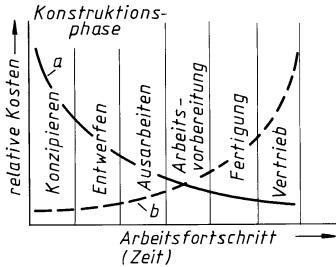


Bild 1-5 Möglichkeiten der Kostenbeeinflussung
(Kurve a – Einflussnahme auf die Herstellungskosten,
Kurve b – Entstehung von Kosten)

1.4.1 Konstruktionsmethodik

Bei der herkömmlichen Konstruktionsweise, bei der vom geistig-schöpferisch tätigen Konstrukteur neben der persönlichen Erfahrung ein hohes Maß an intuitiver¹⁾ Begabung vorausgesetzt wird, entstehen mehr oder weniger zufallsabhängige Lösungen. Geht man beispielsweise davon aus, dass ein zu konstruierendes Aggregat aus n verschiedenen Einzelteilen besteht und jedes dieser Einzelteile wiederum in m Varianten ausgeführt werden kann, ergeben sich daraus $z = m^n$ verschiedene Kombinations- bzw. Lösungsmöglichkeiten (z. B. wird für $n = 6$ und $m = 4$, $z = 4^6 = 4096$). Um aus diesen z möglichen Lösungsvarianten für eine gestellte Konstruktionsaufgabe die günstige konstruktive Lösung herauszufinden, sind konstruktionsmethodische Hilfsmittel unerlässlich.

Nachfolgend werden einige wesentliche Grundlagen der Konstruktionsmethodik dargestellt. Dies geschieht in Anlehnung an die VDI-Richtlinien 2221 „Methodik zum Entwickeln und Konstruieren technischer Systeme und Produkte“, 2222 „Konzipieren technischer Produkte“, 2223 „Methodisches Entwerfen technischer Produkte“ und 2225 „Technisch-wirtschaftliches Konstruieren“. Dabei ist zu berücksichtigen, dass die hier in vereinfachter Form dargestellte Methode nur eine von mehreren ist.

1. Lösungswege zur Schaffung neuer Produkte

Der Entwicklungs- und Konstruktionsprozess wird nach VDI-Richtlinie 2222, Blatt 1 in sieben grundlegende Arbeitsschritte untergliedert: (1) Klären und präzisieren der Aufgabenstellung; (2) Ermitteln von Funktionen und deren Strukturen; (3) Suchen nach Lösungsprinzipien und deren Strukturen; (4) Gliedern in realisierbare Module; (5) Gestaltung der maßgebenden Module; (6) Gestalten des gesamten Produkts; (7) Ausarbeitung der Ausführungs- und Nutzungsangaben. In der Praxis werden i. allg. einzelne Arbeitsschritte zu Entwicklungs- und Konstruktionsphasen zusammengefasst, unterschiedlich in den entsprechenden Anwendungsbereichen. Im maschinenbaulichen Konstruktionsprozess unterscheidet man die vier Hauptphasen *Planen–Konzipieren–Entwerfen–Ausarbeiten*. Bild 1-6 zeigt die den einzelnen Phasen zugeordneten Tätigkeiten und wann nach bestimmten Abschnitten wesentliche Entscheidungen für den weiteren Ablauf zu treffen sind.

Nach dem Festlegen des Entwicklungsauftrages erfolgt die Erstellung der Anforderungsliste. Dabei sind zunächst alle die Konstruktionsaufgabe betreffenden Fragen zu klären und die Resultate schriftlich zu fixieren. Hierzu zählen u. a. alle Forderungen und Wünsche, die an die Konstruktion gestellt werden, z. B. Angaben über Abmessungen, Leistung, Montage, Bedienung und Wartung, Kosten und Termine. Diese Forderungen sind für eine spätere Bewertung der Lösungsvarianten und zur Erleichterung von Entscheidungen zweckmäßiger Weise noch in Fest- und Mindestforderungen zu unterteilen, s. Bild 1-7. Der eigentliche Konstruktionsprozess beginnt mit dem Konzipieren und führt über das Lösungskonzept und den Gesamtentwurf bis zur Erstellung der Produktdokumentation. Wurde ein Hauptabschnitt erfolgreich beendet, wird in einem Entscheidungsprozess der Abschnitt abgeschlossen und ein weiterer Hauptabschnitt freigegeben, s. Bild 1-6. Bei einem nicht befriedigenden Arbeitsergebnis erfolgt dagegen ein

¹⁾ Intuition = Eingebung, gefühlsbedingt

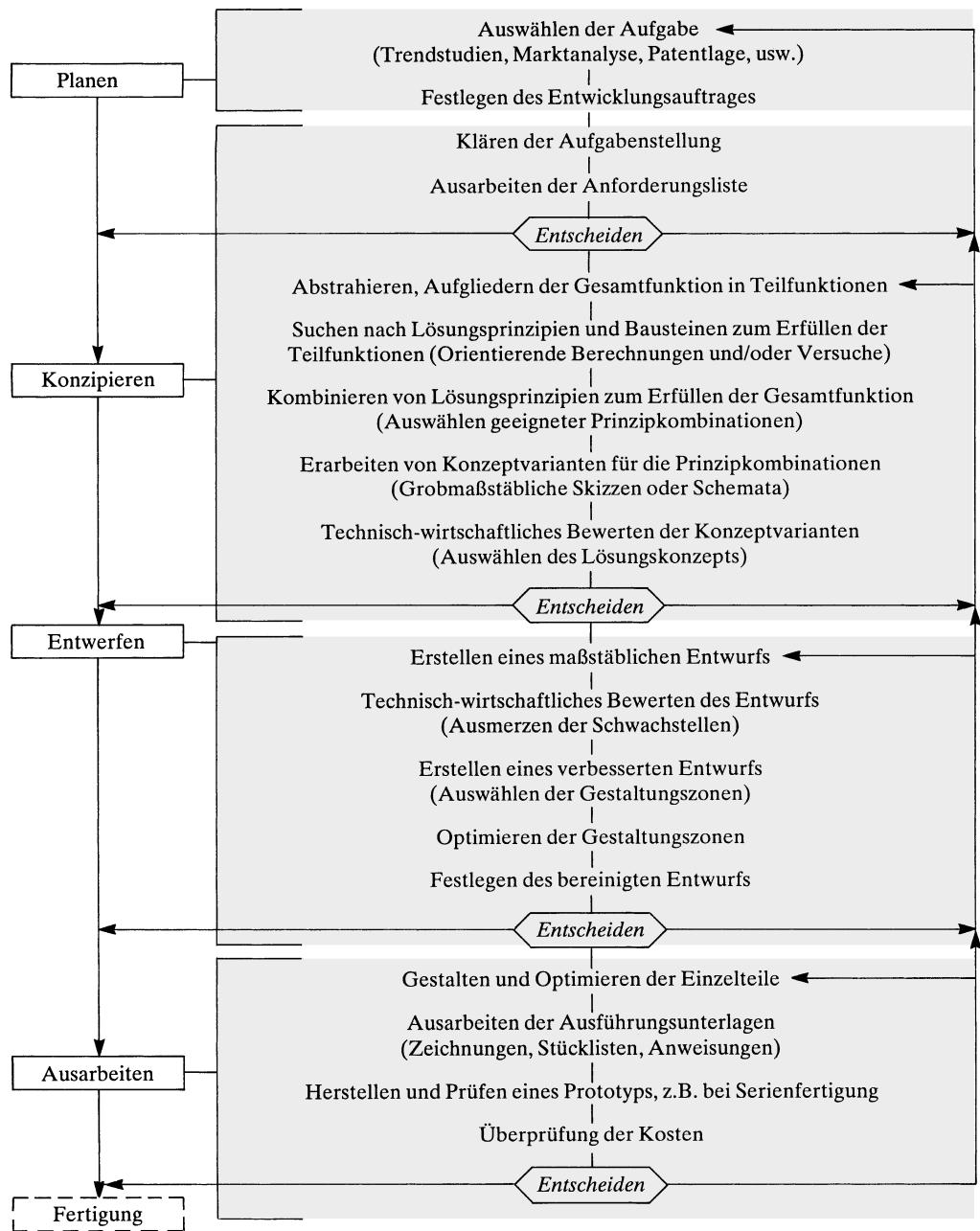


Bild 1-6 Vorgehensplan zur Schaffung neuer Produkte nach VDI-Richtlinie 2222, Bl. 1

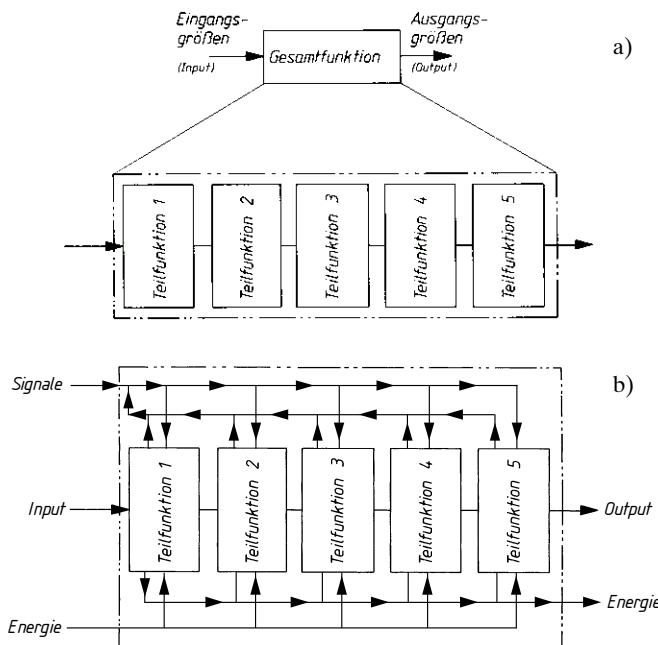
erneutes Durchlaufen der letzten Arbeitsschritte. Üblich sind auch zusätzliche, nicht im Ablaufplan nach **Bild 1-6** dargestellte Zwischenentscheidungen. Selbst der Abbruch einer Entwicklung, die sich als nicht mehr lohnend erweist, ist zu unterschiedlichen Zeitpunkten möglich.

Obwohl die zu lösende Aufgabe mit der Festlegung der Anforderungsliste bereits klar umrissen ist, gibt es erfahrungsgemäß oft für ein und dieselbe Aufgabe unzählige, mitunter stark voneinander abweichende Lösungen. Ein sicherer Weg, alle möglichen Lösungsvarianten zu erfassen, er-

Forderungen	<i>Festforderungen</i> , gekennzeichnet durch quantitative Angaben (z.B. Getriebeübersetzung ($i = 12$) oder beschreibende Angaben (z.B. aussetzender Betrieb)	Festforderungen müssen erfüllt werden. Eine Überschreitung ändert den Wert des Produktes nicht.
	<i>Mindestanforderungen</i> , die jeweils zur günstigen Seite hin über- oder unterschritten werden dürfen (z.B. größerer Verstellbereich, kleinerer Energieverbrauch, höhere Lebensdauer)	Mindestanforderungen müssen erfüllt werden. Bei Überschreitung zur günstigen Seite wird der Wert des Produktes erhöht.
Wünsche	<i>Wünsche</i> , die nach Möglichkeit ohne Mehraufwand berücksichtigt werden sollen (z.B. gutes Design, Baukastenprinzip, zentrale Bedienung)	Wünsche müssen nicht erfüllt werden. Erfüllung der Wünsche erhöht den Wert des Produktes

Bild 1-7 Forderungen, Wünsche

gibt sich, wenn für die aus der Anforderungsliste ersichtliche Aufgabe zunächst prinzipielle¹⁾ Lösungsvorstellungen für die Gesamtfunktion entwickelt werden. Der Einfachheit halber wird dazu die Gesamtfunktion hinsichtlich des Stoff-, Energie- und Signalflusses jeweils in Teifunktionen geringerer Komplexität zerlegt (**Bild 1-8a**) und für diese Teifunktionen entsprechende Lösungsprinzipien gesucht. So lässt sich beispielsweise für die Gesamtfunktion *Dosen verschließen* der Stofffluss zerlegen in die Teifunktionen *Dosen zuführen – Deckel speichern – Deckel zuführen – Deckel positionieren – Deckel auffalzen – Dose abführen*. Für die Steuerung und das Zusammenspiel der einzelnen Teifunktionen ist der Signal- und Energiefloss verantwortlich (s. **Bild 1-8b**). Hilfreich ist dabei die Verwendung von Konstruktionskatalogen, d. h. von übersichtlichen Zusammenstellungen von Lösungsprinzipien zur Erfüllung der verschiedenen Teifunktionen.

**Bild 1-8**

- a) Aufteilung der Gesamtfunktion in mehrere Teifunktionen
- b) Funktionsstruktur des Gesamtprodukts

¹⁾ Prinzip (lat.): „Richtschnur“, „Grundlage“, „Grundsatz“.

Damit nur das Notwendige und Wesentliche herausgehoben wird und nicht von vornherein ganz bestimmte Lösungsvarianten ausgeschlossen werden, ist bei der schriftlichen Formulierung der Funktionen eine einfache und abstrakte Form zu wählen. So sollte beispielsweise die Aufgabe *Konstruktion eines Förderbandes zum Transportieren von Getreide* besser allgemein formuliert werden, z. B. *Konstruktion einer Einrichtung zum Weiterleiten von Schüttgut*. Bei dieser Formulierung ist man konstruktiv nicht an das „Förderband“ gebunden, diese Formulierung schließt aber das Förderband neben anderen Möglichkeiten ein. Ebenso können neben „Getreide“ auch andere Schüttgüter erfasst werden.

Mit Hilfe einer Übersichtsmatrix, einem morphologischen Kasten¹⁾, können die besten Lösungsvarianten für eine gute Gesamtlösung ermittelt werden, s. **Bild 1-9**. Dazu wählt man aus jeder Zeile der Matrix ein Lösungsprinzip zur Erfüllung einer Teilfunktion aus und verbindet diese miteinander. Der entstehende Linienzug ergibt eine *Lösungskombination* aller verschiedenen Teilfunktionen zur Erfüllung der geforderten Gesamtfunktion. Die beim Zusammenführen der einzelnen Lösungsprinzipien theoretische denkbare Anzahl von Lösungsmöglichkeiten sollte aber auf eine *sinnvolle* Anzahl begrenzt werden. Deshalb werden Kombinationen von vornherein ausgeschlossen, die zum einen technisch unverträglich, zum anderen vom Aufwand her ungeeignet sind. Für die so ermittelten interessanten Kombinationen lässt sich durch Abwägen der jeweiligen Vorteile und Nachteile zusätzlich noch eine grobe Rangordnung festlegen (s. hierzu auch 2.).

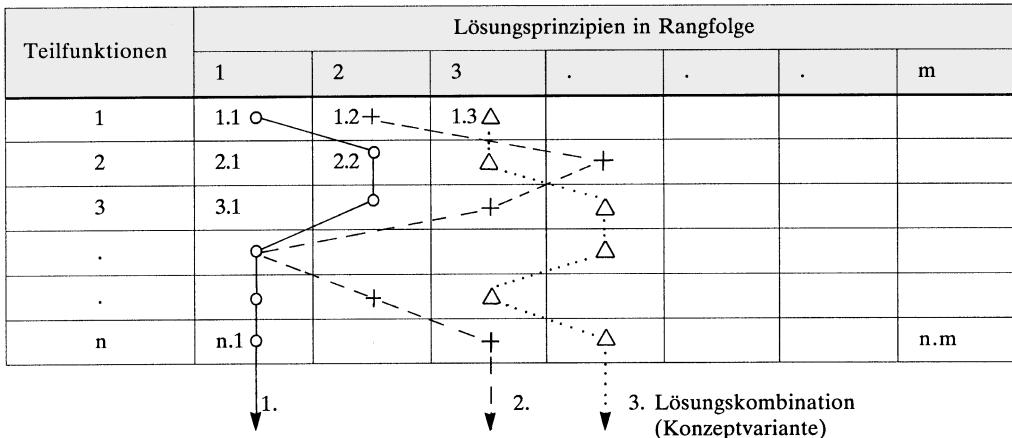


Bild 1-9 Morphologischer Kasten zur Ermittlung möglicher Lösungskombinationen

Für die so ausgewählten Lösungskombinationen werden in Form von grobmaßstäblichen Skizzen und Schaltschemata entsprechende *Konzeptvarianten* erarbeitet, aus denen schließlich nach einer entsprechenden Bewertung der einzelnen Varianten das *Lösungskonzept* ausgewählt wird. Dieses Lösungskonzept bildet die Grundlage für mindestens einen ersten maßstäblichen *Entwurf*. Durch eine bewertende Gegenüberstellung der Entwürfe lassen sich die Schwachstellen in den einzelnen Entwürfen erkennen. Weiterhin wird sich ein Entwurf heraustranslatisieren, in dem sowohl die in der Aufgabe gestellten Mindestanforderungen im günstigen Sinn erfüllt als auch möglichst viele Wünsche realisiert werden können (s. **Bild 1-7**).

Nach dem Erkennen der Schwachstellen des der Ideallösung nahe liegenden Entwurfs wird ein *verbesserter Entwurf* erarbeitet, der nach der Optimierung besonders ausgewählter Gestaltungszonen zur Entscheidung vorgelegt wird.

Die letzte Phase des Konstruktionsprozesses, die *Ausarbeitungsphase*, basiert somit auf einem Entwurf, der hinsichtlich der Funktionserfüllung, der Gestalt und der Kosten bereits weitgehend frei von Mängeln ist. Im einzelnen umfasst die Ausarbeitungsphase die Gestaltung und

¹⁾ Hierbei handelt es sich um eine (meist vollständige) Matrix, in deren ersten Spalte die n Teilfunktionen und in deren Zeilen die jeder Teilfunktion zugehörigen Lösungsprinzipien aufgeführt werden.

Optimierung der Einzelteile (Detaillierung) sowie das Erstellen verbindlicher Herstellungsunterlagen in Form von Zeichnungen (Einzel-, Baugruppen- und Gesamtzeichnungen), Stücklisten, Montageanweisungen, Schaltplänen, usw. Bei Geräten und Maschinen, die für die Serienfertigung bestimmt sind, empfiehlt es sich, nach diesen Herstellungsunterlagen einen Prototyp zu erstellen bzw. eine Nullserie aufzulegen. Nach einer abschließenden Überprüfung sowohl der Kosten als auch des technischen Wertes erfolgt dann die Fertigungsfreigabe.

2. Bewertungsverfahren

Sowohl in der Konzeptions- als auch in der Entwurfsphase ist es mehrfach erforderlich, aus der Summe der jeweils möglichen Lösungen die optimale herauszufinden. Dies geschieht mit Hilfe spezieller Bewertungsverfahren. Ausgangspunkt einer Bewertung kann die Überlegung sein, dass die optimale Lösung über den geringsten wirtschaftlichen Aufwand ermittelt wird. Wenn zusätzlich noch die Gesamtfunktion erfüllt wird, d. h. die Mindestforderungen und möglichst noch weitgehend die Wünsche, ist dies nur möglich, wenn auch die Teilstufen mit geringem Aufwand realisiert werden. Folglich sollte eine erste Bewertung bereits in der Konzeptionsphase für die einzelnen Lösungsprinzipien erfolgen. Obwohl in diesem Entwicklungsstadium noch keine exakten Angaben über die Herstellkosten für die Bewertung gemacht werden können, ist es vielfach möglich, eine grobe Rangordnung der Lösungsprinzipien zum Erfüllen ihrer Teilstufen anzugeben. Trägt man in der Reihenfolge dieser Rangordnung die Lösungsprinzipien in den *morphologischen Kasten* ein (s. **Bild 1-9**), werden mit hoher Wahrscheinlichkeit die vorderen Kombinationen zum Erfüllen der Gesamtfunktion am interessantesten sein.

Bei der Bewertung der einzelnen Konzeptvarianten zur Lösungsfundung des besten Entwurfs ist es zweckmäßig, die *Punktbewertung mit Gewichtung der Bewertungskriterien* durchzuführen. Ausgangspunkt bei der Wahl dieses Bewertungsverfahrens ist der Grundgedanke, dass i. allg. nicht alle optimalen technischen und wirtschaftlichen Teillösungen in *einer* Gesamtlösung vereinbar sind. Deshalb werden vom Konstrukteur aus den in der Anforderungsliste aufgeführten Eigenschaften die wesentlichen ausgewählt und damit die Beurteilungskriterien für die Konzeptvarianten festgelegt. Bei der Beurteilung werden die einzelnen Kriterien jeweils mit der Ideallösung verglichen und der Grad der Annäherung an diese durch eine Punktzahl ausgedrückt, s. **Bild 1-10**. Da nicht alle Beurteilungskriterien in ihrer Bedeutung gleich sein werden, ist eine entsprechende Gewichtung durch einen Bewertungsfaktor (z. B. 1 ... 5) vorzunehmen. **Bild 1-11** zeigt ein Beispiel, in dem 3 Konzeptvarianten hinsichtlich von 4 technischen Anforderungskriterien beurteilt wurden.

Grad der Annäherung	Punktzahl E
sehr gut (ideal)	4
gut	3
ausreichend	2
gerade noch tragbar	1
unbefriedigend	0

Bild 1-10
Punktbewertungsskala ($E = 0 \dots 4$)

technische Anforderung	G	A		B		C		Ideal	
		E	G · E	E	G · E	E	G · E	E	G · E
hohe Sicherheit	5	3	15	4	20	2	10	4	20
einfache Bedienung	3	3	9	3	9	1	3	4	12
kompakte Bauweise	2	2	4	2	4	4	8	4	8
geringes Gewicht	2	2	4	3	6	4	8	4	8
Summe			32		39		29		48
technischer Wert x			0,67		0,81		0,60		1,0

Bild 1-11 Beispiel einer technischen Bewertung der Konzeptvarianten A, B, C (Punktbewertung)

Das gleiche Verfahren ist prinzipiell auch in der Entwurfsphase anwendbar, wenn es darum geht, aus mehreren Entwürfen den besten herauszufinden und dessen Schwachstellen zu erkennen.

Weiterhin kann noch die technisch-wirtschaftliche Stärke (Wertigkeit) der Konstruktion ermittelt werden. Bei der Aufsummierung der erreichten Punkte ergab sich für die Lösung B die beste Wertung mit 39 von 48 erreichbaren Punkten. Das Verhältnis der erreichten zur erreichbaren Punktzahl drückt die technische Wertigkeit der zu beurteilenden Variante aus, die im Idealfall 1,0 beträgt. Im vorliegenden Beispiel ergibt sich für Lösung B die technische Wertigkeit $x = 39/48 = 0,81$. Bei der wirtschaftlichen Bewertung wird ausschließlich der wirtschaftliche Aufwand für die Herstellung der Erzeugnisse berücksichtigt, s. hierzu VDI-Richtlinie 2225 Blatt 3. Die wirtschaftliche Wertigkeit y einer Lösungsvariante lässt sich ähnlich der technischen Wertigkeit x ermitteln. Trägt man für jede Lösungsvariante die ermittelten Werte für x und y in das Stärke-Diagramm (s -Diagramm) ein, erkennt man sofort die Lösung mit der größten Annäherung zum Idealfall, d. h. die jeweils beste Lösung. Im **Bild 1-12a** wurden beispielhaft für obige x -Werte und angenommene y -Werte die Bewertungen der 3 Konzeptvarianten angegeben.

Im **Bild 1-13** ist das Vorgehen für die Entwurfsphase dargestellt. Die erreichten Verbesserungen beim evtl. mehrmaligen Durchlaufen der Arbeitsschritte können mit Hilfe des s -Diagramms vom ersten bis zum endgültigen Entwurf verdeutlicht werden, s. **Bild 1-12b**.

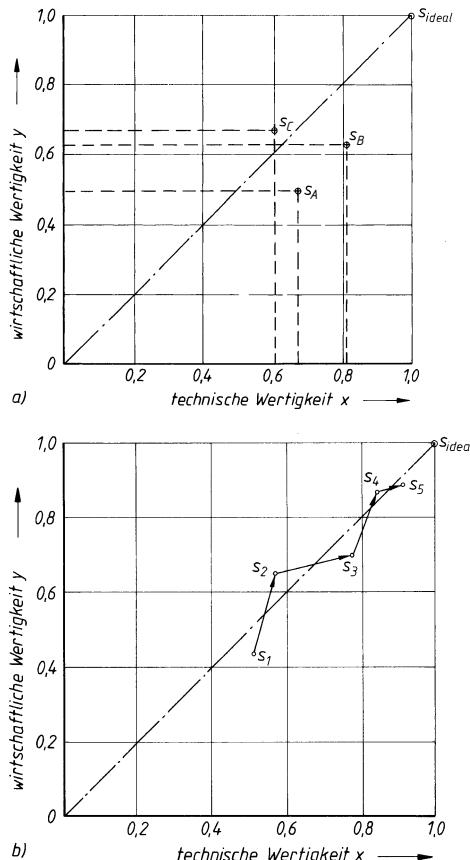


Bild 1-12 Stärke-Diagramm (s -Diagramm) zur Bewertung von Konstruktionen, a) für das Beispiel nach Bild 1-11 (y-Werte angenommen), b) Entwicklungsverlauf eines technischen Produktes bei mehrfacher Verbesserung

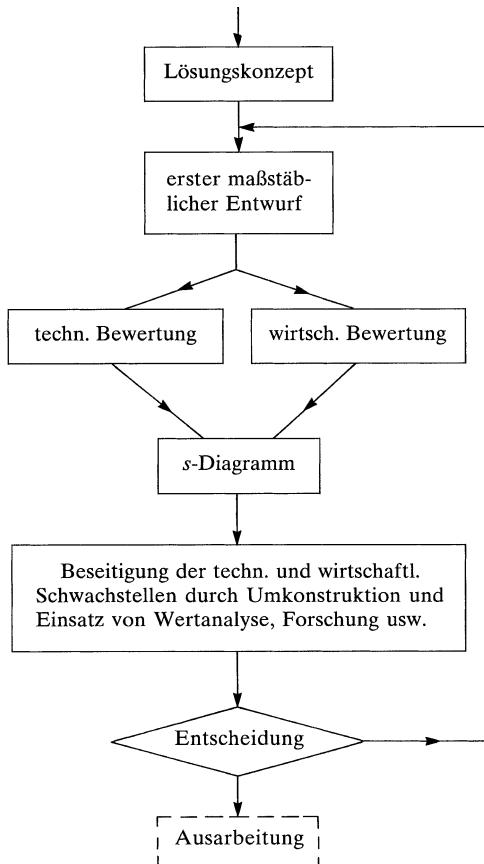


Bild 1-13 Flussdiagramm für die Entwurfsphase

1.4.2 Grundlagen des Gestaltens

An neu entstehende Konstruktionen können sehr unterschiedliche Anforderungen gestellt werden. Trotzdem gibt es Regeln für die Konstruktionsarbeit, die allgemeingültig anzuwenden sind. Einige wesentliche dieser Konstruktionsgrundsätze werden im folgenden behandelt. Diese sind abhängig von der speziellen Aufgabe noch durch weitere Punkte zu ergänzen.

Funktionsgerechtes Gestalten: Die Hauptanforderung, die an eine Konstruktion gestellt wird, ist die Erfüllung der ihr zugewiesenen Funktion über die gesamte Lebensdauer. Verbunden damit sind zwangsläufig die Vermeidung von Gefahren für Mensch und Maschine durch z. B. mögliche Fehlbedienungen oder Überlastungen. Alle nachfolgend aufgeführten Gestaltungsregeln müssen gegenüber dieser zurücktreten.

Festigkeits- und beanspruchungsgerechtes Gestalten: Kräfte und Momente sollen auf möglichst kurzem Weg durch eine möglichst kleine Anzahl von Bauteilen geleitet werden. Damit wird der Werkstoffaufwand und die Bauteilverformung reduziert. Günstig hierfür ist eine vorhandene Zug- bzw. Druckbeanspruchung. Bei gewollten großen elastischen Verformungen sind lange Kraftleitungswege zu realisieren, vorzugsweise bei vorhandener Biege- und Torsionsbeanspruchung (z. B. Schraubendruckfeder).

In allen Querschnitten sollte möglichst eine annähernd gleiche Werkstoffbeanspruchung vorliegen (z. B. Träger gleicher Biegebeanspruchung), zumindest in allen hochbeanspruchten Bereichen. Damit erfolgt eine gute Werkstoffausnutzung.

Die Kerbwirkung (d. h. Umlenkung und Verdichtung des Kraftflusses, s. **Bild 3-22**) ist durch gestalterische Maßnahmen zu begrenzen. Querschnittsänderungen und -übergänge sind deshalb „sanft“ auszuführen (z. B. durch große Übergangsradien) und Querbohrungen, Nuten, Rillen in Bereiche geringerer Beanspruchung zu legen. Hochfeste und damit kerbempfindliche Werkstoffe sind evtl. durch kerbunempfindlichere, meist kostengünstigere Werkstoffe zu ersetzen. Zusätzliche Maßnahmen wie die Verwendung von Entlastungskerben (s. **Bild 3-25**) und eine gezielte Oberflächenbehandlung durch z. B. Härtung oder Kugelstrahlen führen ebenfalls zur Reduzierung der Spannungsspitzen.

Bauteilkomponenten sind so zu gestalten, dass zwischen den einzelnen Bauteilen unter Belastung eine weitgehende Anpassung mit gleichgerichteter Verformung stattfindet (z. B. Verwendung einer Zugmutter statt einer Druckmutter, s. **Bild 8-6**, Zeile 1). Dadurch können Spannungsspitzen vermieden werden. Die vorhandene Relativverformung sollte möglichst klein sein, um Reibkorrosion zu verhindern. Durch die Anordnung, Form, Abmessungen und den Werkstoff (E-Modul) kann eine Abstimmung zwischen den Bauteilen erreicht werden. Maßnahmen zur Verminderung unterschiedlicher Bauteilverformungen wie z. B. federnde Ausgleichselemente oder Vorkorrekturen der Bauteile bei der Herstellung können ebenfalls eine abgestimmte Verformung ermöglichen.

Unsymmetrische Anordnungen von Bauteilen können zu inneren Kräften führen. Durch die Verwendung von Ausgleichselementen bzw. symmetrischen Anordnungen können solche Wirkungen eingeschränkt werden. Z. B. hebt sich die Wirkung einer Axialkraft bei einer Schrägzverzahnung durch die Verwendung einer Pfeilverzahnung auf.

Werkstoffgerechtes Gestalten: Die unterschiedlichsten technologischen Eigenschaften der verschiedenen Werkstoffe (Festigkeit, Dichte, elastisches Verhalten, Härte, Verarbeitbarkeit, usw.) zwingen zum kritischen Auswählen. Werkstoffe mit geringerer Festigkeit haben größere Querschnitte zur Folge. Dadurch vergrößern sich die Abmessungen und die Masse der Gesamtkonstruktion. Durch den Einsatz hochfester Werkstoffe sind meist kleinere Querschnitte erforderlich, die Werkstoffkosten können aber trotzdem insgesamt höher werden (s. **TB 1-1** „relative Werkstoffkosten“). Die Forderung nach hoher Verschleißfestigkeit, guter Schweißbarkeit, hoher Elastizität, Korrosionsbeständigkeit, guter Dämpfung, usw. beeinflusst ebenfalls die Wahl geeigneter Werkstoffe. Nicht zu vergessen ist schon bei der Werkstoffauswahl die spätere Entsorgung bzw. Wiederverwendung.

Fertigungsgerechtes Gestalten: Im Konstruktionsprozess ist das Fertigungsverfahren in Abstimmung zu dem gewählten Werkstoff, den erforderlichen Qualitätsansprüchen für die Bauteilober-

fläche und den geplanten Stückzahlen (**Bild 1-14**) zu wählen. Bei der Einzelfertigung und geringen Stückzahlen ist es häufig sinnvoll, mit den vorhandenen Fertigungsmöglichkeiten auszukommen und auf verfügbare Halbzeuge, wie Profilstäbe, Bleche, Rohre usw. zurückzugreifen. Dies führt auch meist zu einfachen Konstruktionen. Häufige Fertigungsverfahren sind z. B. das Schweißen und die spanende Bearbeitung aus dem Vollen (Drehen, Fräsen, Bohren, usw.). Bei der Massenfertigung, d. h. sehr großen Stückzahlen, versucht man, zeitsparende spanlose Fertigungsverfahren anzuwenden (Gießen, Schmieden, Ziehen, usw.). Die Kosten für die dann zusätzlich benötigten Einrichtungen (z. B. Modelle, Gesenke) werden auf viele Bauteile verteilt. Dies trifft ebenfalls auf die Konstruktionskosten zu, weshalb die Konstruktionen durch einen erhöhten Konstruktionsaufwand i. Allg. optimaler gestaltet sind. Auch bei weiteren benötigten Zusatzeinrichtungen, wie Spezialwerkzeugen, Messgeräten und Vorrichtungen sind diese Fertigungsverfahren aufgrund der hohen Stückzahlen wirtschaftlich. Da auch die Qualitätsanforderungen für die Bauteiloberfläche das Fertigungsverfahren und damit die Kosten (s. **Bild 1-15**) wesentlich beeinflussen können, gilt für die Festlegung der Bauteiltoleranzen folgender Grundsatz: *So grob wie möglich, so fein wie nötig*.

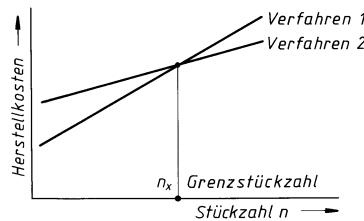


Bild 1-14
Wahl des Fertigungsverfahrens in Abhängigkeit von der Stückzahl

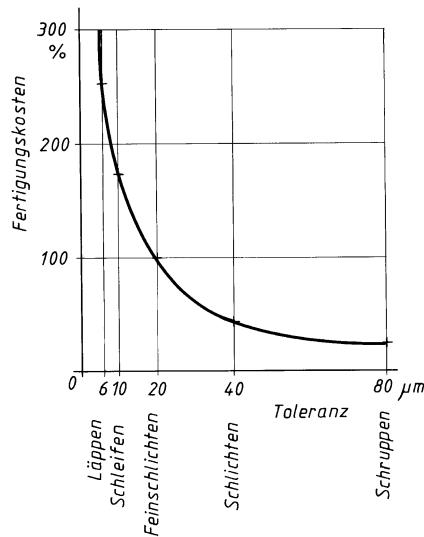


Bild 1-15
Abhängigkeit der relativen Fertigungskosten von der Toleranz und damit vom Fertigungsverfahren (nach Bronner)
Regel: Halbierung der Toleranz ergibt Verdoppelung der Fertigungskosten

Steht das Fertigungsverfahren fest, ergibt sich daraus eine spezielle Gestaltung der Bauteile (fertigungsgerechte Gestaltung). Diese Gestaltungsregeln, sehr unterschiedlich für z. B. spanend hergestellte Bauteile bzw. Guss- oder Schmiedeteile, verlangen vom Konstrukteur sehr umfangreiche Spezialkenntnisse.

Montagegerechtes Gestalten: Alle Einzelteile und Baugruppen sind konstruktiv so auszulegen, dass ihr Zusammenbau einfach und kostengünstig möglich ist. Die Gesamtkonstruktion ist in separate Baugruppen zu gliedern, die gleichzeitig montiert werden können. Möglichst wenige, einfache Montageoperationen sollten ausreichend sein, ihre Folge sollte sich zwangsläufig ergeben. Ist die Montage nur in einer bestimmten Reihenfolge möglich, muss diese vom Konstrukteur mittels eines

Einbauplans angegeben werden. Einzelteile müssen sich deutlich unterscheiden, um Verwechslungen zu vermeiden. Ungewolltes Lösen sollte durch selbstsichernde Verbindungen oder durch leicht montierbare form- bzw. stoffschlüssige Verbindungen erreicht werden. Funktionswichtige Maße müssen einfach kontrollierbar, Einstell- und Anpassungsarbeiten ohne Lösen bereits montierter Teile möglich sein. Bei der Massenfertigung ist auf die Automatisierbarkeit der Montage zu achten, z. B. durch sichere, direkt erreichbare Griffflächen. Ebenso soll durch eine gute Zugänglichkeit der Verschleißteile ein schnelles Auswechseln dieser möglich sein, d. h. es sind leicht lösbar Verbindungen vorzusehen. *Sollbruchstellen* sind an gut zugänglichen Stellen vorzusehen.

Instandhaltungsgerechtes Gestalten: Die Aufrechterhaltung der Funktionseigenschaften einer Konstruktion über die gesamte Lebensdauer erfordert eine regelmäßige Inspektion, Wartung und Instandhaltung. So müssen Prüfpunkte gut zugänglich und deutlich gekennzeichnet sein, die Möglichkeit integrierter Messmittel ist in Betracht zu ziehen. Es sollten möglichst genormte Schnellverschlüsse vorgesehen, ausreichend Platz für Prüferäteanschlüsse eingeplant, ohne Spezialwerkzeuge lösbar Verbindungen verwendet werden. Es sind ausreichend dimensionierte Schaugläser, Zugangsdeckel, Klappen und Türen vorzusehen. Nachfüllstellen und Entsorgungsablässe müssen gut zugänglich, Böden von Flüssigkeitsbehältern sollen zur Ablassöffnung hin geneigt sein. Bereiche, in denen Späne (Abrieb) entstehen, sollten von empfindlichen Baugruppen getrennt werden.

Recyclinggerechtes Gestalten: Der Konstrukteur muss im Konstruktionsprozess in vollständigen Kreisläufen denken. Diese erstrecken sich von der Produktentstehung und der folgenden Nutzungsphase bis zu einer erneuten Nutzung. Die erneute Verwendung bzw. Verwertung von Produkten in diesem Kreislauf wird als Recycling bezeichnet. Unterschieden wird dabei, ob die Einbringung des Altmaterials in einen gleichartigen wie zuvor durchlaufenen bzw. einen noch nicht durchlaufenen Prozess erfolgt (Wiederverwertung bzw. Weiterverwertung). Recyclinggerechtes Gestalten kann man in die drei Hauptbereiche Verbindungstechnik, Werkstoffauswahl und Bauteilgestaltung unterteilen. Dabei sind demontagegerecht gestaltete Verbindungen Voraussetzung für ein funktionierendes Recycling. Dies erreicht man mit leicht lösbar Verbindungen (z. B. Schrauben-, Schnapp- und Spannverbindungen), die gut erkennbar, gut zugänglich und vor starken Verschmutzungen geschützt sein müssen. Zur Reduzierung der Werkzeuge sind standardisierte Verbindungselemente anzustreben. Bei der Werkstoffauswahl ist vor allem eine Werkstoffvielfalt zu vermeiden. Dadurch werden Demontage- und Sortierkosten reduziert. Auch der Einsatz von Verbundwerkstoffen und speziellen Beschichtungen sollte auf ein Minimum reduziert werden. Bezuglich der Gestaltung sind zerlegungsgünstige Konstruktionen anzustreben, d. h. die Demontage erklärt sich selbst durch einen klaren, gegliederten Produktaufbau. Weiterhin ist eine gute Zugänglichkeit der einzelnen Bauteile erforderlich.

Formgerechtes Gestalten: Die äußere, zeitgemäße Gestalt (Design) beeinflusst immer mehr den Verkaufswert eines technischen Erzeugnisses. Da auch Geschmack und Gefühl eine Rolle spielen, lassen sich nur bedingt allgemeingültige Grundsätze angeben. Wichtig ist aber, dass die Form nicht nur ästhetischen Ansprüchen genügt. Die Form sollte der Funktion, der Kraftwirkung, dem verwendeten Werkstoff und dem Fertigungsverfahren sichtbar entsprechen. Sie sollte bewusst sachlich, klar und unaufdringlich sein. Die einzelnen Teile sind so anzutragen, dass eine geschlossen wirkende, klar gegliederte Gesamtkonstruktion entsteht. Die strukturierende Wirkung von Rippen, Fugen, Nuten, Schlitzten, usw. soll ausgenutzt und deutlich gemacht werden, funktionslose Zierelemente sind möglichst zu vermeiden. Durch das Erzeugen eines gezielten Kontrasts sind Bedienelemente, sich bewegende Teile und Gefahrenstellen sichtbar zu machen. Dabei kann auch eine spezielle Farbgebung unterstützend genutzt werden, die mit der Formgebung abgestimmt einzusetzen ist. Einen knappen Überblick über den Themenkreis Industrial Design gibt die Richtlinie VDI/VDE 2424.

1.4.3 Rechnereinsatz im Konstruktions- und Entwicklungsprozess

Der Einsatz von Rechnern bei der Lösung von konstruktiven Aufgaben ist heute ein wesentlicher Faktor im Rahmen der Produktentwicklung. Bild 1-16 zeigt, welchen Wandel der

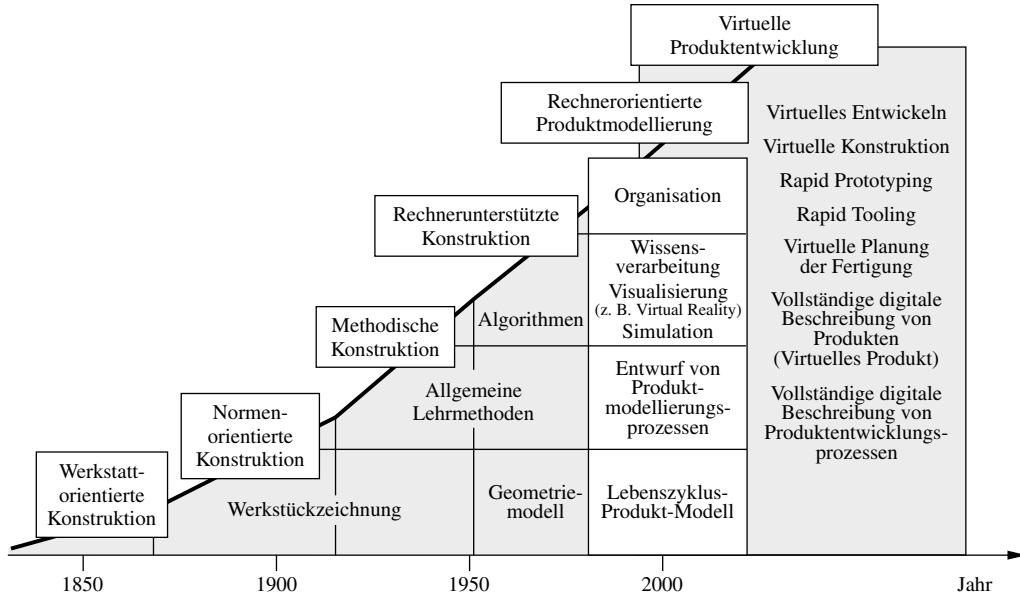


Bild 1-16 Entwicklungsphasen des Konstruktionsprozesses

Konstruktionsprozess durchlaufen hat und welche Bedeutung der Rechentechnik heute und zukünftig zukommt. Dabei sind unterschiedliche Integrationsstufen der Rechentechnik im Konstruktionsprozess zu unterscheiden, deren Einsatz stark von der betrieblichen Hard- und Softwareausstattung abhängt, aber auch von der Komplexität der auszuführenden Konstruktion.

Die erste Stufe ist die Verwendung von *Einzelprogrammen*. Damit können z. B. Bauteile ausgelegt und nachgerechnet, Bewegungszusammenhänge simuliert, Informationen wie Daten, Texte, Zeichnungen gespeichert oder geometrische Gebilde und Strukturen gezeichnet werden. Einzelprogramme stellen schon eine große Unterstützung für meist sehr spezielle Aufgaben dar. Vielfach führt die Anwendung von Einzelprogrammen aber zur Unterbrechung des Konstruktionsprozesses. Durch zwischengeschaltete konventionelle Tätigkeiten, wie z. B. erforderliche, oft zu wiederholende Ein- und Ausgabeprozeduren oder durch die Nutzung unterschiedlicher Benutzeroberflächen und Programmstrukturen ergibt sich ein relativ hoher Aufwand. Dieser Mangel führte zur Entwicklung von *Programmsystemen*, einer abgestimmten Verknüpfung von Einzelprogrammen. Damit wird eine durchgehende Nutzung einmal eingegebener Daten bzw. bereits ermittelter Ergebnisse und die Verwendung einheitlicher Datenbanksysteme ermöglicht. Vorliegende Entwicklungen in diese Richtung werden als *Konstruktionsleitsystem* bzw. *Konstruktionssysteme* bezeichnet. Neben der datentechnischen Verknüpfung wird der Konstrukteur mit diesen Systemen während der Aufgabenbearbeitung ebenfalls methodisch geführt. In der VDI-Richtlinie 2221 wird ein solcher kontinuierlicher Ablaufplan für den durchgängigen Rechnereinsatz im Konstruktionsprozess gezeigt.

Ein Beispiel für die in der Praxis angewandte Datenverknüpfung ist die Verwendung von *CAX-Systemen (CAD/CAM)*. Darunter versteht man die Verknüpfung der Daten für die Produktdarstellung (*CAD, Computer Aided Design*), die Arbeitsplanung (*CAP, Computer Aided Planning*), den Fertigungsablauf (*CAM, Computer Aided Manufacturing*) und die Qualitätssicherung (*CAQ, Computer Aided Quality Assurance*). Gegenwärtig wird verstärkt die Verknüpfung von CAD/CAM mit der Produktplanung und Produktsteuerung (*PPS*) bzw. CAD/CAM mit Produktdatenmanagement-Systemen (*EDM/PDM*) in der Praxis eingeführt, s. **Bild 1-17**.

Begrenzt wird der Nutzen des Rechnereinsatzes i. allg. durch den Umstand, dass mit den Programmen und Programmsystemen keine schöpferischen Tätigkeiten ausgeführt werden können. Dadurch fehlt die Möglichkeit für eine komplexe, ganzheitliche Betrachtungsweise, das Finden

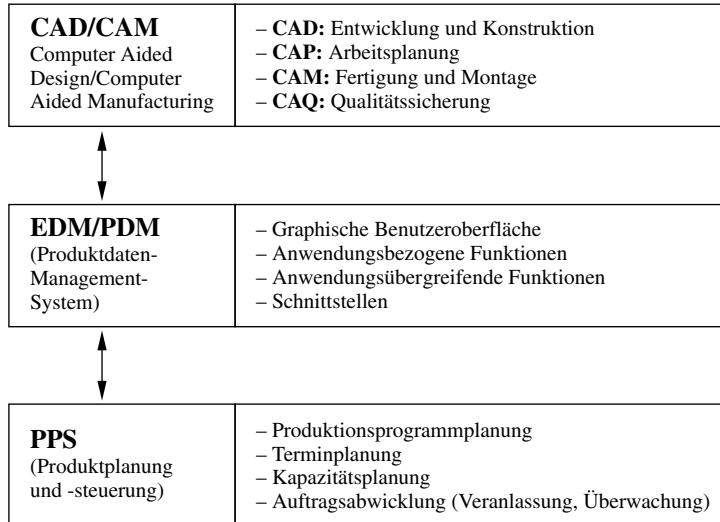


Bild 1-17 EDM/PDM-Systeme mit Integration anderer Datenverarbeitungssysteme nach VDI 2219

von Problemlösungen wird nicht unterstützt. Das bedeutet, dass der Konstruktionsprozess immer noch stark durch die Erfahrung und das Wissen des Konstrukteurs geprägt ist. Speziell bemerkbar wird dies in den Auswahl-, Bewertungs-, Korrektur- und Entscheidungsschritten. Diese Einschränkung führte zu einer weiteren Stufe der Programmsystementwicklung, sogenannter *wissensbasierter Systeme (Expertensysteme)*. Die Wissensbasis enthält fallspezifisches Faktenwissen und bereichsspezifisches Expertenwissen sowie die bei einer Problemlösung entstehenden Zwischen- und Endergebnisse. Wesentliche Neuerung des Systems ist die Problemlösungskomponente, mit der die vom Benutzer eingegebene Aufgabenstellung gelöst wird. Voraussetzung für ein Expertensystem ist allerdings, dass sich das Wissen über einen speziellen, fest abgegrenzten Bereich erstreckt.

Eine neue, zukunftsweisende Stufe bei der Entwicklung von Programmsystemen stellt die *virtuelle Produktentwicklung* dar. Der integrierte Rechmereinsatz wird zum wesentlichen Bestandteil bei der Produktentwicklung, verbunden mit der Anwendung neuer Organisationsformen wie z. B. Simultaneous Engineering (Entwicklung in mehreren zeitparallelen, sich überlappenden Prozessen). Die Virtualisierung beinhaltet die methodische Überführung des Konstruktionsprozesses in einen rechnerintegrierten Ablauf. Es wird ein virtuelles Produkt entwickelt, d. h. ein Produktmodell, das in digitalisierter Form in einem Rechnersystem veränderbar gespeichert ist. Der Prozess der Produktentwicklung und -entstehung wird sich dann in eine virtuelle und eine reale Phase unterteilen.

1.5 Literatur

- Clausen, U.; Rodenacker, W. G.: Maschinensystematik und Konstruktionsmethodik. Berlin: Springer, 1998
- Conrad, K.-J.: Grundlagen der Konstruktionslehre. München: Hanser, 2013
- DIN (Hrsg.); Klein, M.: Einführung in die DIN-Normen. 14. Aufl. Wiesbaden/Berlin: B.G. Teubner/Beuth, 2008
- Ehrleinspiel, K.; Kiewert, A.; Lindemann, U.: Kostengünstig Entwickeln und Konstruieren. Berlin: Springer, 2014
- Ehrleinspiel, K.: Integrierte Produktentwicklung; Denkabläufe, Methodeneinsatz, Zusammenarbeit. 5. Aufl. München: Hanser, 2013
- Feldhusen, J.; Grothe, K.: Pahl/Beitz Konstruktionslehre. 8. Aufl. Berlin: Springer, 2013
- Fleischer, B.; Theumert, H.: Entwickeln, Konstruieren, Berechnen. Wiesbaden: Springer Vieweg, 2014

- Grote, K.-H.; Feldhusen, J. (Hrsg.): Dubbel. Taschenbuch für den Maschinenbau. 24. Aufl. Berlin: Springer, 2014
- Hartlieb, B.; Kiehl, P.; Müller, N.: Normung und Standardisierung. Grundlagen. Berlin: Beuth, 2009
- Kienzle, O.: Normungszahlen. Berlin: Springer, 1949
- Kurz, U.; Hintzen, H.; Laufenberg, H.: Konstruieren, Gestalten, Entwerfen. 4. Aufl. Wiesbaden: Vie weg+Teubner, 2009
- Neudörfer, A.: Konstruieren sicherheitsgerechter Produkte. Berlin: Springer, 2014
- Orloff, M.A.: Grundlagen der klassischen TRIZ. Ein praktisches Lehrbuch des erforderlichen Denkens für Ingenieure. 3. Aufl. Berlin: Springer, 2006
- Reuter, M.: Methodik der Werkstoffauswahl. München: Hanser, 2014
- Roth, K.: Konstruieren mit Konstruktionskatalogen. Band I: Konstruktionslehre. 2. Auf. 1994. Band II: Konstruktionskataloge. 2. Aufl. 1994. Band III: Verbindungen und Verschlüsse, Lösungsfindung. 2. Aufl. 1996. Berlin: Springer
- VDI-Richtlinie 2211, Bl. 2: Informationsverarbeitung in der Produktentwicklung; Berechnungen in der Konstruktion. Düsseldorf: VDI, 2003
- VDI-Richtlinie 2218: Informationsverarbeitung in der Produktentwicklung; Feature-Technologie. Düsseldorf: VDI, 2003
- VDI-Richtlinie 2219: Informationsverarbeitung in der Produktentwicklung; Einführung und Wirtschaftlichkeit von EDM/PDM-Systemen. Düsseldorf: VDI, 2002
- VDI-Richtlinie 2221: Methodik zum Entwickeln und Konstruieren technischer Systeme. Düsseldorf: VDI, 1993
- VDI-Richtlinie 2222, Bl. 1: Konstruktionsmethodik; Methodisches Entwickeln von Lösungsprinzipien. Düsseldorf: VDI, 1997
- VDI-Richtlinie 2222, Bl. 2: Konstruktionsmethodik; Erstellung und Anwendung von Konstruktionskatalogen. Düsseldorf: VDI, 1982
- VDI-Richtlinie 2223: Methodisches Entwerfen technischer Produkte. Düsseldorf: VDI, 2004
- VDI/VDE-Richtlinie 2224: Industrial Design. Bl. 1 bis 3. Düsseldorf: VDI, 1986, 1988
- VDI-Richtlinie 2225, Bl. 1: Konstruktionsmethodik; Technisch-wirtschaftliches Konstruieren; Vereinfachte Kostenermittlung. Düsseldorf: VDI, 1997
- VDI-Richtlinie 2225, Bl. 2: Konstruktionsmethodik; Technisch-wirtschaftliches Konstruieren, Tabellenwerk. Düsseldorf: VDI, 1998
- VDI-Richtlinie 2225, Bl. 3: Konstruktionsmethodik; Technisch-wirtschaftliches Konstruieren; Technisch-wirtschaftliche Bewertung. Düsseldorf: VDI, 1998
- VDI-Richtlinie 2225, Bl. 4: Konstruktionsmethodik; Technisch-wirtschaftliches Konstruieren; Bemessungslehre. Düsseldorf: VDI, 1997
- VDI-Richtlinie 2243: Recyclingorientierte Produktentwicklung. Düsseldorf: VDI, 2002
- VDI-Richtlinie 2244: Konstruieren sicherheitsgerechter Erzeugnisse. Düsseldorf: VDI, 1988

2 Toleranzen, Passungen, Oberflächenbeschaffenheit

2.1 Toleranzen

Für das einwandfreie Funktionieren des Bauteiles, das reibungslose Zusammenarbeiten von Bauteilen und Bauteilgruppen sowie die Möglichkeit des problemlosen Austauschens einzelner Verschleißteile müssen alle funktionsbedingten Eigenschaften der Bauteile (z. B. die Maß-, Form-, Lagegenauigkeit und auch die Oberflächengüte) aufeinander abgestimmt sein. Ein genaues Einhalten der angegebenen Maße sowie der vorgeschriebenen *ideal-geometrischen Form* des Werkstückes ist infolge der Unzulänglichkeit der Fertigungsverfahren praktisch unmöglich und häufig aus Funktionsgründen auch gar nicht sinnvoll. Aus fertigungstechnischen Gründen müssen Abweichungen von den Nenngrößen zugelassen werden. Somit sind zur Herstellung eines bestimmten Werkstückes obere und untere Grenzwerte hinsichtlich der Abmessungen, der Form und der Oberflächenbeschaffenheit anzugeben. Hieraus ergeben sich u. a. vier Toleranzarten: *Maßtoleranzen*, *Form-* und *Lagetoleranzen* sowie *Rauheitstoleranzen*.

Für eine hohe Betriebssicherheit einerseits und eine kostengünstige Fertigung andererseits sollte die Wahl der sinnvollen zulässigen Abweichungen – der *Toleranzen* – allgemein nach dem Grundsatz erfolgen:

So grob wie möglich, so fein wie nötig!

2.1.1 Maßtoleranzen

1. Grundbegriffe

In Anlehnung an die DIN ISO 286-1 werden für die Maße, Abmaße und Toleranzen u. a. folgende Grundbegriffe festgelegt, s. **Bild 2-1**:

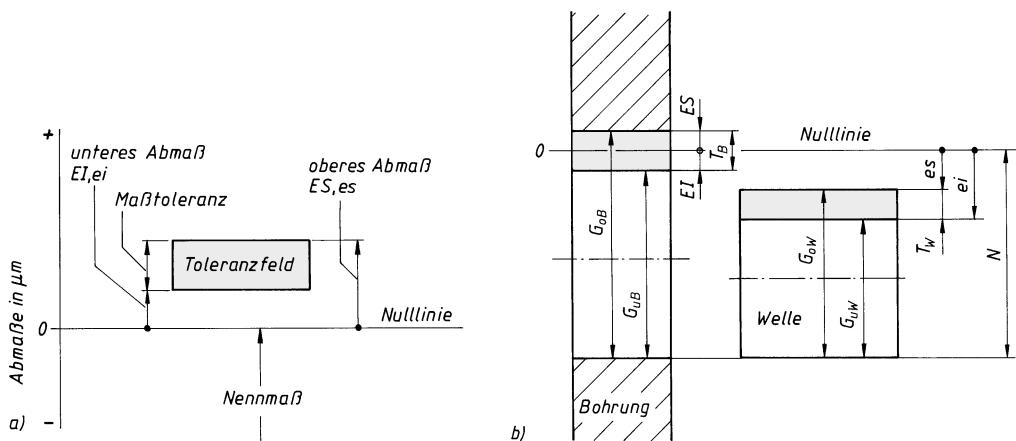


Bild 2-1 Toleranzbegriffe. a) allgemein, b) dargestellt für Bohrung und Welle

Nulllinie: in der graphischen Darstellung die dem Nennmaß entsprechende Bezugslinie für die Abmaße und Toleranzen;

Nennmaß (N): das zur Größenangabe genannte Maß, auf das die Abmaße bezogen werden (z. B. 30 mm oder 6,5 mm);

Istmaß (I): das durch Messen festgestellte Maß (z. B. 30,08 mm), das jedoch stets mit einer Messunsicherheit behaftet ist;

Abmaß (E, e)¹⁾: allgemein die algebraische Differenz zwischen einem Maß (z. B. Istmaß oder Grenzmaß) und dem zugehörigen Nennmaß. Abmaße für Wellen werden mit Kleinbuchstaben (es, ei), Abmaße für Bohrungen mit Großbuchstaben (ES, EI) gekennzeichnet.

oberes Abmaß (ES, es): Grenzabmaß als algebraische Differenz zwischen dem Höchstmaß und dem zugehörigen Nennmaß (bisher A_o);

unteres Abmaß (EI, ei): Grenzabmaß als algebraische Differenz zwischen dem Mindestmaß und dem zugehörigen Nennmaß (bisher A_u);

Grundabmaß: für Grenzmaße und Passungen das Abmaß, das die Lage des Toleranzfeldes in Bezug zur Nulllinie festlegt (oberes oder unteres Abmaß, das der Nulllinie am nächsten liegt);

Grenzmaße (G): zulässige Maße, zwischen denen das Istmaß liegen soll (z. B. zwischen 29,9 mm und 30,1 mm);

Höchstmaß (G_o): größtes zugelassenes Grenzmaß (z. B. 30,1 mm)

Bohrung: $G_{oB} = N + ES$	(2.1)
Welle: $G_{oW} = N + es$	

Mindestmaß (G_u): kleinstes zugelassenes Grenzmaß (z. B. 29,9 mm);

Bohrung: $G_{uB} = N + EI$	(2.2)
Welle: $G_{uW} = N + ei$	

Maßtoleranz (T): algebraische Differenz zwischen Höchstmaß und Mindestmaß (z. B. 30,1 mm – 29,9 mm = 0,2 mm). Die Toleranz ist ein absoluter Wert ohne Vorzeichen;

Allgemein: $T = G_o - G_u$	
Bohrung: $T_B = G_{oB} - G_{uB} = ES - EI$	(2.3)
Welle: $T_W = G_{oW} - G_{uW} = es - ei$	

Toleranzfeld: in der grafischen Darstellung das Feld, welches durch das obere und untere Abmaß begrenzt wird. Das Toleranzfeld wird durch die Größe der Toleranz und deren Lage zur Nulllinie festgelegt;

Grundtoleranz (IT): jede zu diesem System gehörende Toleranz für Grenzmaße und Passungen (IT = internationale Toleranz);

Grundtoleranzgrade (IT 1 bis IT 18): für Grenzmaße und Passungen eine Gruppe von Toleranzen (z. B. IT 7), die dem gleichen Genauigkeitsniveau für alle Nennmaße zugeordnet werden. Die Grade IT 0 und IT 01 sind nicht für die allgemeine Anwendung vorgesehen;

Toleranzfaktor (i, I): als Funktion des Nennmaßbereiches festgelegter Faktor zur Errechnung einer Grundtoleranz IT (i gilt für $N \leq 500$ mm, I für $N > 500$ mm);

Toleranzklasse: Angabe, bestehend aus dem Buchstaben für das Grundabmaß sowie der Zahl des Grundtoleranzgrades (z. B. H7, k6).

¹⁾ abgeleitet aus der französischen Bezeichnung: **E** „écart“ (Abstand); **ES** „écart supérieur“ (oberer Abstand), **EI** „écart inférieur“ (unterer Abstand).

2. Größe der Maßtoleranz

Da bei der Fertigung Abweichungen vom absoluten Nennmaß unvermeidbar sind, ist es notwendig, die Grenzen der Abweichungen sinnvoll festzulegen, wobei sich die Größe der Toleranz nach der Größe des Nennmaßes und dem Verwendungszweck des Bauteiles richten muss. Die Grundlage für die Festlegung dieser Toleranzgröße ist der *Toleranzfaktor I* bzw. *i*. So wird für den Nennmaßbereich $D_1 \dots D_2$ mit dem geometrischen Mittel $D = \sqrt{D_1 \cdot D_2}$ der *Toleranzfaktor* für

$$\begin{array}{l} 0 < N \leq 500: i = 0,45 \cdot \sqrt[3]{D} + 0,001 \cdot D \\ 500 < N \leq 3150: I = 0,004 \cdot D + 2,1 \end{array} \quad \begin{array}{c|c} i, I & D, N \\ \mu\text{m} & \text{mm} \end{array} \quad (2.4)$$

z. B. wird für den Nennmaßbereich 18 mm ... 30 mm mit $D = \sqrt{18 \cdot 30} = 23,24$ mm der Toleranzfaktor: $i = 0,45 \cdot \sqrt[3]{23,24} + 0,001 \cdot 23,24 \approx 1,3 \mu\text{m}$

Je nach dem Verwendungszweck und entsprechend der geforderten Feinheit der Toleranz werden zur Ermittlung der Grundtoleranzen IT insgesamt 20 Grundtoleranzgrade (01 0 1 2 ... 18) vorgesehen: 01 ist der feinste, 18 der größte Toleranzgrad.

Innerhalb eines Nennmaßbereiches unterscheiden sich die Grundtoleranzen der einzelnen Toleranzgrade durch den Faktor K , der ein Vielfaches des Toleranzfaktors i ist und ab Grundtoleranzgrad 5 geometrisch mit dem Stufensprung $q_5 = \sqrt[3]{10} \approx 1,6$ wächst, s. **TB 2-1**.

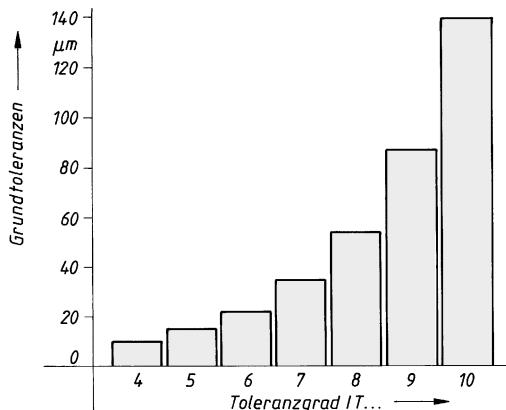


Bild 2-2

Größe der Toleranzfelder für die Grundtoleranzgrade IT 4 ... IT 10, dargestellt für den Nennmaßbereich 80 ... 120 mm

3. Anwendungsbereiche für die Grundtoleranzgrade:

- IT 01 ... 4 überwiegend für Messzeuge bzw. Lehren,
- IT 5 ... 11 allgemein für Passungen in der Fertigung des allgemeinen Maschinenbaus und der Feinmechanik,
- IT 12 ... 18 für gröbere Funktionsanforderungen sowie in der spanlosen Formung, z. B. bei Walzwerkserzeugnissen, Schmiedeteilen, Ziehteilen.

4. Lage der Toleranzfelder

Zur eindeutigen Festlegung der Grenzmaße G (Höchst- und Mindestmaß) muss neben der Ermittlung der Toleranzgröße noch die Lage des Toleranzfeldes zur Nulllinie angegeben werden. Sie wird entweder durch direkte Angabe der Abmaße ES (es) und EI (ei) oder durch Buchstaben gekennzeichnet, und zwar für Bohrungen (Innenmaße) durch große, für Wellen (Außenmaße) durch kleine Buchstaben, s. **Bild 2-3**. Vorgesehen sind nach DIN ISO 286-1 für

Bohrungen (Innenmaße): A B C CD D E EF F FG G H J JS K M N P R S T U V X Y Z ZA ZB ZC

Wellen (Außenmaße): a b c cd d e ef f fg g h j js k m n p r s t u v x y z za zb zc

Jeder Buchstabe kennzeichnet somit eine bestimmte Lage des Toleranzfeldes zur Nulllinie. Die Abstände der Toleranzfelder von der Nulllinie – und zwar stets die Abstände der zu dieser nächstliegenden Grenze des Feldes – sind mathematisch definiert. Mit dem geometrischen Mittelwert D in mm – s. zu Gl. (2.4) – wird z. B. für das

$$d\text{-}(D\text{-})\text{Feld: } es(EI) = 16,0 \cdot D^{0,44} \text{ in } \mu\text{m}$$

$$e\text{-}(E\text{-})\text{Feld: } es(EI) = 11,0 \cdot D^{0,41} \text{ in } \mu\text{m}$$

$$f\text{-}(F\text{-})\text{Feld: } es(EI) = 5,5 \cdot D^{0,41} \text{ in } \mu\text{m}$$

$$g\text{-}(G\text{-})\text{Feld: } es(EI) = 2,5 \cdot D^{0,34} \text{ in } \mu\text{m}$$

In **TB 2-2** und **TB 2-3** sind die zur Nulllinie nächstliegenden Grundabmaße für die Außen- (Wellen) und Innenmaße (Bohrungen) angegeben. Das zweite Grenzabmaß ergibt sich mit der Grundtoleranz IT nach **TB 2-1**, s. Fußnote zu **TB 2-2** und **TB 2-3**.

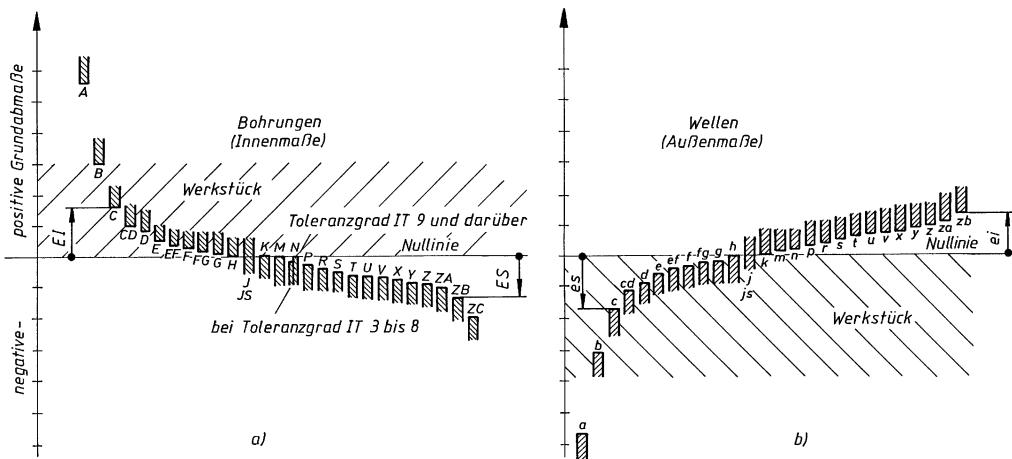


Bild 2-3 Lage der Toleranzfelder für gleichen Nennmaßbereich (schematisch) a) bei Bohrungen (Innenmaß), b) bei Wellen (Außenmaß)

Die exakte Lage des Toleranzfeldes kann somit durch Buchstaben (Grundabmaß), die Größe durch die Kennzahl des Toleranzgrades angegeben werden. Grundabmaß und Toleranzgrad bilden zusammen im ISO-Toleranzsystem die *Toleranzklasse*, z. B. H7.

5. Direkte Angabe von Maßtoleranzen

Die Angabe von Toleranzklassen ist nur sinnvoll, wenn zum Prüfen des Maßes Lehren vorhanden sind, anderenfalls ist zur Vermeidung von Umrechnungen die direkte Angabe der Abmaße zweckmäßiger. Zum Nennmaß werden die Grenzabmaße ES (es) und EI (ei) in mm hinzugefügt. Die Abmaße stehen hinter dem Nennmaß über der Maßlinie, s. 2.1.4.

6. Maße ohne Toleranzangabe

Vielfach bedürfen Fertigungsmaße keiner Tolerierung, weil sie für die Funktionssicherheit und auch für die Gewährleistung der Austauschbarkeit des Teiles ohne Bedeutung sind (z. B. äußere Abmessungen für Guss- und Schmiedeteile oder für Teile, die keine besondere Genauigkeit erfordern bzw. bei denen kleinere Maßabweichungen belanglos sind). Für nichttolerierte Maße gelten die durch eine allgemeingültige Eintragung in eine Zeichnung angegebenen *Allgemeintoleranzen* nach DIN ISO 2768-1 (s. **TB 2-6**).

2.1.2 Formtoleranzen

Da die Maßtoleranzen nur die örtlichen Istmaße eines Formelements erfassen, nicht aber seine Formabweichungen, sind vielfach zusätzliche *Formtoleranzen* zur genauen Erfassung des Form-

elements erforderlich. Nach DIN EN ISO 1101 begrenzen Formtoleranzen die zulässigen Abweichungen eines Elementes von seiner geometrisch idealen Form (z. B. *Geradheit* einer Welle, *Ebenheit* einer Passfläche, *Rundheit* eines Drehteiles). Formtoleranzen sind immer dann anzugeben, wenn z. B. aus fertigungstechnischen Gründen nicht ohne weiteres zu erwarten ist, dass die durch Maßangaben bestimmte geometrische Form des Werkstückes durch das gewählte Fertigungsverfahren eingehalten wird, s. **TB 2-7**.

2.1.3 Lagetoleranzen

Unter Lagetoleranzen sind nach DIN EN ISO 1101 *Richtungs-, Orts- oder Lauftoleranzen* zu verstehen, welche die zulässigen Abweichungen von der geometrisch idealen Lage zweier oder mehrerer Elemente zueinander begrenzen (z. B. *Parallelität* zweier Flächen, *Koaxialität* von gegenüberliegenden Bohrungen, *Position* bestimmter Passflächen zu einem Bezugselement, *Rund- und Planlauf* bei Drehteilen). Wie bereits bei den Formtoleranzen erwähnt, sind auch Lagetoleranzen immer dann anzugeben, wenn z. B. aus fertigungstechnischen Gründen nicht ohne weiteres zu erwarten ist, dass die Teile so in der geforderten Beziehung zueinander stehen, wie es die Bemaßung und Toleranzangabe vorsieht und es für die Funktion erforderlich ist, s. **TB 2-8**.

2.1.4 Toleranzangaben in Zeichnungen

1. Maßtoleranzen

Die Eintragung von Maßtoleranzen und Toleranzkurzzeichen in Zeichnungen ist nach DIN 406-12 vorzunehmen. Die wichtigsten Eintragungsregeln sind:

- Abmaße oder Toleranzklassen sind hinter der Maßzahl des Nennmaßes einzutragen;
- Bei Abmaßen stehen das obere *und* das untere Grenzabmaß über der Maßlinie hinter dem Nennmaß, s. **Bild 2-4**:
- Toleranzklassen für Bohrungen (Innenmaße) mit Großbuchstaben und Zahl (z. B. H7) sowie für Wellen (Außenmaße) mit Kleinbuchstaben und Zahl (z. B. k6) stehen über der Maßlinie hinter dem Nennmaß, s. **Bild 2-5**.

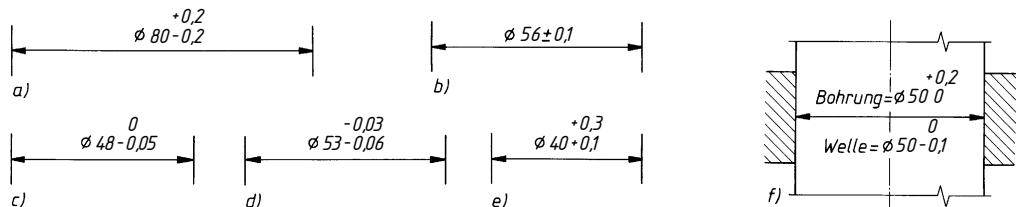


Bild 2-4 Eintragung von Maßtoleranzen (Beispiele)

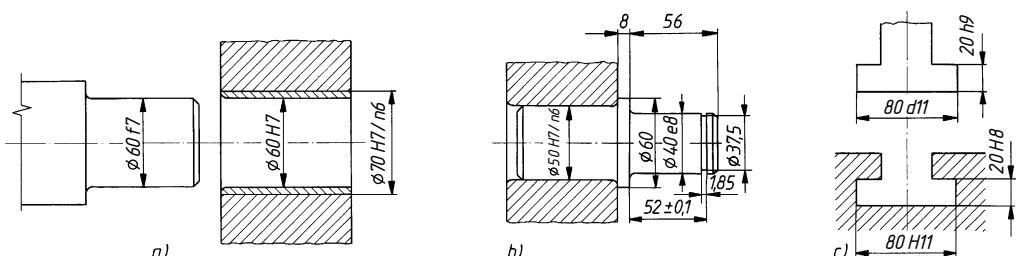


Bild 2-5 Eintragung von Toleranzklassen (Beispiele)

Für Maßeintragungen, für welche die Allgemeintoleranz nach DIN ISO 2768-1 (für Längen- und Winkelmaße, s. TB 2-6a) gelten soll, ist in das dafür vorgesehene Feld der Zeichnung für die gewählte Toleranzklasse (**f** – fein, **m** – mittel, **c** – grob, **v** – sehr grob) z. B. folgende Eintragung zu machen: *ISO 2768-m* bzw. *ISO 2768-mittel*.

2. Form- und Lagetoleranzen

Die Eintragung von Form- und Lagetoleranzen in Zeichnungen erfolgt nach DIN EN ISO 1101 (s. **Bild 2-6** und **Bild 2-7** sowie **TB 2-7** und **TB 2-8**). Dabei sind in einem unterteilten Rahmen in folgender Reihenfolge einzutragen:

- im ersten Feld das *Symbol* für die Toleranzart,
- im zweiten Feld der *Toleranzwert* in mm,
- im dritten Feld bei Bedarf der *Bezugsbuchstabe* für Bezugselemente, falls notwendig.

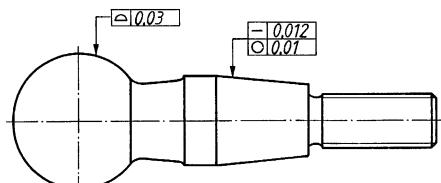


Bild 2-6 Eintragung von Formtoleranzen: Kugelzapfen mit Geradheits-, Rundheits- und Profilformtoleranz (Fläche)

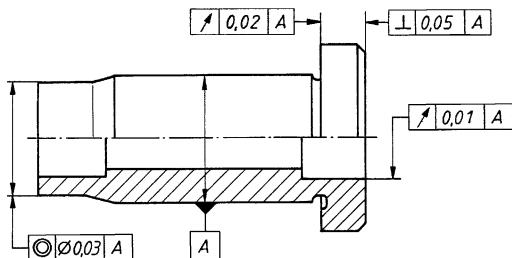


Bild 2-7 Eintragung von Lagetoleranzen: Hohlbolzen mit Rechtwinkligkeits-, Koaxialitäts-, Rund- u. Planlauftoleranz

Die Eintragung der Allgemeintoleranzen für Form und Lage erfolgt nach DIN ISO 2768-2, s. TB 2-6b. In das entsprechende Feld ist für die gewählte Toleranzklasse (**H** – fein, **K** – mittel, **L** – grob) z. B. einzutragen: ISO 2768-K.

2.2 Passungen

Unter *Passung* ist allgemein die Beziehung zwischen gefügten und mit bestimmten Fertigungstoleranzen versehenen Teilen zu verstehen, die sich aus den Maßunterschieden der Passflächen ergibt (z. B. zwischen der Innenpassfläche $30 + 0,05$ und der Außenpassfläche $30 - 0,05$ bzw. zwischen Bohrung 50H7 und Welle 50h6). Zur eindeutigen Bestimmung der Passung ist somit das *gemeinsame Nennmaß*, das Grenzmaß bzw. das Kurzzeichen der *Toleranzklasse* für die Bohrung und das Grenzmaß bzw. Kurzzeichen der Toleranzklasse für die Welle anzugeben. Das Passsystem ist ausgerichtet auf die Funktion der Teile (z. B. Gleitlagerung zwischen Welle/Lager, Klemmverbindung zwischen Hebel/Nabe) sowie ihre Austauschbarkeit.

2.2.1 Grundbegriffe

Passung (P): die Beziehung, die sich aus der Differenz zwischen den Ist-Maßen I von zwei zu fügenden Einzelteilen – z. B. Bohrung (I_B) und Welle (I_W) – ergibt. Beim Fügen tolerierter Teile ergeben sich somit die Grenzpassungen P_o und P_u . Bei $P \geq 0$ ist ein Spiel vorhanden, bei $P < 0$ dagegen ein Übermaß.

$$\text{Allgemein: } P = I_B - I_W$$

$$\text{Höchstpassung: } P_o = G_{oB} - G_{uW} = ES - ei \quad (2.5)$$

$$\text{Mindestpassung: } P_u = G_{uB} - G_{oW} = EI - es$$

Spiel S: positive Differenz der Maße von Bohrung und Welle, wenn das Maß der Bohrung größer ist als das Maß der Welle ($P \geq 0$); es wird unterschieden zwischen dem *Höchstspiel* S_o und dem *Mindestspiel* S_u .

Übermaß U: negative Differenz der Maße von Bohrung und Welle, wenn vor dem Fügen der Teile das Maß der Bohrung kleiner ist als das Maß der Welle ($P < 0$); es wird unterschieden zwischen dem *Höchstübermaß* \bar{U}_o und dem *Mindestübermaß* \bar{U}_u .

Spielpassung (P_S): Passung, bei der beim Fügen von Bohrung und Welle immer ein Spiel S entsteht. Eine Spielpassung liegt vor, wenn $P_o > 0$ und $P_u \geq 0$ ist (s. **Bild 2-8a**);

Übermaßpassung (P_U): Passung, bei der vor dem Fügen der Teile ein Übermaß \bar{U} vorhanden ist. Eine Übermaßpassung liegt vor, wenn $P_o \leq 0$ und $P_u < 0$ ist (s. **Bild 2-8b**);

Übergangspassung: Passung, bei der beim Fügen der Teile entweder ein Spiel S oder ein Übermaß \bar{U} möglich ist. Eine Übergangspassung liegt vor, wenn $P_o \geq 0$ und $P_u < 0$ ist;

Passtoleranz (P_T): algebraische Differenz zwischen den Grenzpassungen bzw. arithmetische Summe der Maßtoleranzen der beiden Formelemente, die zu einer Passung gehören. Die Passtoleranz ist ein absoluter Wert ohne Vorzeichen.

$$\begin{aligned} P_T &= P_o - P_u = (G_{oB} - G_{uW}) - (G_{uB} - G_{oW}) \\ P_T &= T_B + T_W = (ES - EI) + (es - ei) \end{aligned} \quad (2.6)$$

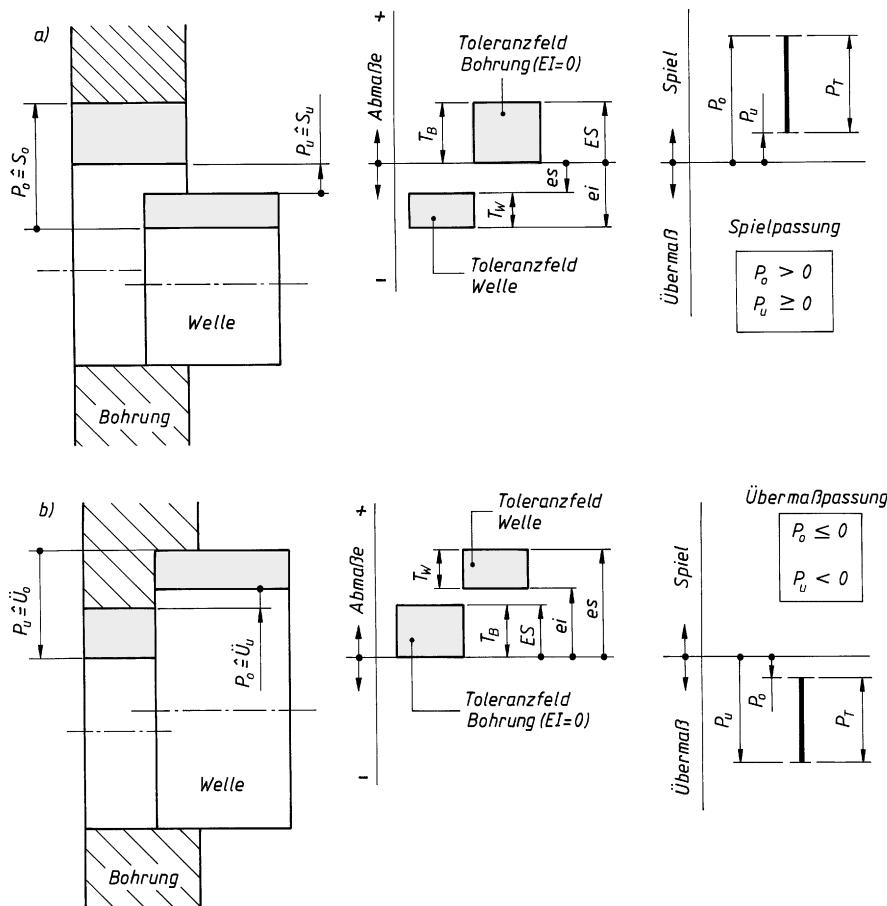


Bild 2-8 Passungen im System Einheitsbohrung mit $EI = 0$. a) Spielpassung, b) Übermaßpassung

2.2.2 ISO-Passsysteme

1. System Einheitsbohrung (EB)

Bei diesem Passsystem wird grundsätzlich die Bohrung als einheitliches Bezugselement gewählt s. **Bild 2-9a**. Da für die Bohrung hierbei das Nennmaß als Mindestmaß festgelegt ist, wird das Toleranzfeld des Systems *EB* das *H*-Feld ($EI = 0$). Anwendung findet dieses System beispielsweise bei geringen Stückzahlen, im allgemeinen Maschinenbau, im Kraftfahrzeug-, Werkzeugmaschinen-, Elektromaschinen- und Kraftmaschinenbau. Das System *EB* ist oftmals wirtschaftlicher als das System Einheitswelle, da hier weniger empfindliche und teure Herstellungswerkzeuge und Messgeräte benötigt werden.

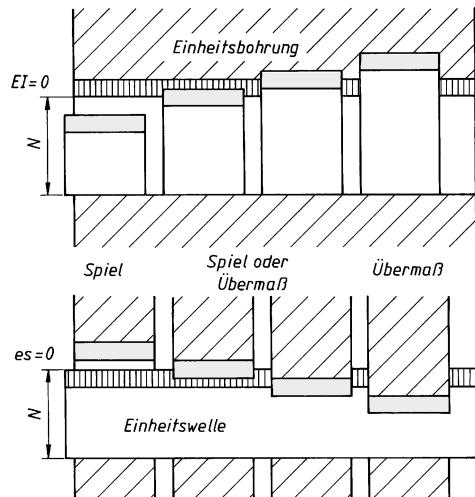


Bild 2-9

Schematische Darstellung der ISO-Passsysteme.
a) System Einheitsbohrung, b) System Einheitswelle

2. System Einheitswelle (EW)

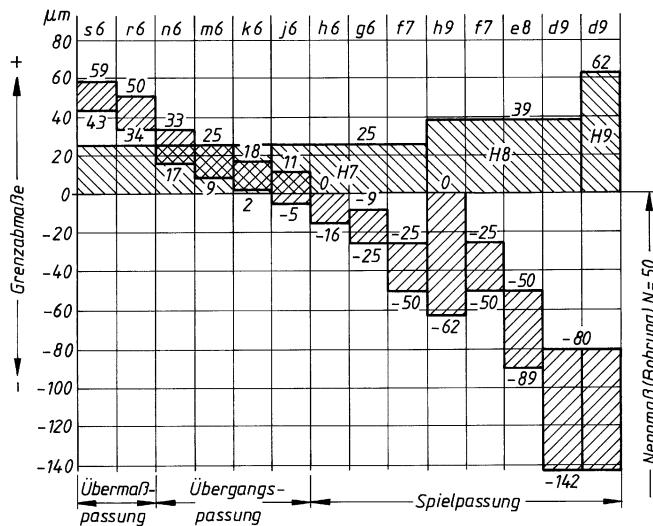
Hier ist die Welle einheitliches Bezugselement, d. h. die Welle hat für jedes Nennmaß das einheitlich gleichbleibende Maß, und das Passmaß der Bohrung wird je nach Passcharakter größer oder kleiner ausgeführt, s. **Bild 2-9b**. Da beim System *EW* für die Welle das Nennmaß als Höchstmaß festgelegt wurde, ist das Toleranzfeld für das System *EW* das *h*-Feld ($es = 0$).

Eine exakte Abgrenzung des Anwendungsbereiches beider Systeme gibt es nicht, ebenso keine klare Überlegenheit eines Systems. Die Wahl hängt von den vorhandenen Fertigungseinrichtungen, den zu fertigenden Stückzahlen und vor allem auch von konstruktiven Überlegungen ab. Eine gemischte Anwendung beider Passsysteme kann vielfach zweckmäßig sein.

2.2.3 Passungsauswahl

Um die Anzahl der Herstellungs- und Spannwerkzeuge sowie die der Prüfmittel zu beschränken, also aus Gründen der Wirtschaftlichkeit und einer möglichst einheitlichen Fertigung, wurde aus der Vielzahl der möglichen Paarungen von Passteilen mit gleichem oder ähnlichem Passcharakter eine Passungsauswahl getroffen. Eine nach den Erfahrungen aus der Praxis in DIN 7154, DIN 7155 und DIN 7157 aufgestellte Auswahl ist im **Bild 2-10** dargestellt sowie in **TB 2-4** und **TB 2-5** angegeben.

Hinweis: Bei der Auswahl der Passungen ist der Konstrukteur häufig an die in den betreffenden Werknormen festgelegte Passungsauswahl gebunden. Hierin sind für bestimmte Passteile erfahrungsgemäß gewählte geeignete Paarungen angegeben, für die auch die zugehörigen Herstellungswerkzeuge und Prüfmittel vorhanden sind.

**Bild 2-10**

Passungsauswahl für das System *EB*, dargestellt für das Nennmaß $N = 50 \text{ mm}$

Für in der Praxis häufig vorkommende Anwendungsfälle sind in **TB 2-9** geeignete Passungen zusammengestellt, die jedoch nur als allgemeine Richtlinien zu betrachten sind. In besonderen Fällen, z. B. bei Pressverbänden oder Gleitlagerungen, müssen die Passtoleranzen und daraus die Grenzmaße des Außen- und des Innenteils individuell errechnet werden.

2.2.4 Tolerierungsgrundsätze

Historisch gesehen lassen sich „alter“ und „neuer“ Grundsatz unterscheiden. Der „alte“ Tolerierungsgrundsatz besagt, dass Formabweichungen an einem Geometrieelement innerhalb der Maßtoleranz liegen müssen. Nach dem „neuen“ Tolerierungsgrundsatz müssen alle in Zeichnungen eingetragene Anforderungen für Maß-, Form- und Lagetoleranzen unabhängig voneinander eingehalten werden, falls keine speziellen Wechselbeziehungen verlangt werden.

Unabhängigkeitsprinzip

DIN EN ISO 8015 regelt den Zusammenhang zwischen Maßtoleranzen und allen Form- und Lagetoleranzen.

Jede angegebene Toleranz ist für sich einzuhalten und zu prüfen. Es ist als Default festgelegt, gilt also immer, wenn auf der Zeichnung nichts anderes angegeben ist. „Tolerierung ISO 8015“ kann zur Information in der Nähe des Titelfeldes der Zeichnung angegeben werden. Wird eine besondere Beziehung gewünscht, so kann diese über (M) (Maximum-Material-Bedingung) oder (L) (Minimum-Material-Bedingung) hergestellt werden. Die Zeichnung enthält alle funktionsbeschreibenden Maß-, Form- und Lagetoleranzen durch Einzeleintragung oder Hinweis auf Allgemeintoleranzen. Passcharakter wird durch (E) gekennzeichnet. Meist wird dadurch eine kostengünstigere Fertigung ermöglicht.

Hüllprinzip

Bei für eine Passung bestimmten zylindrischen und parallelen Flächen ist es notwendig, außer den Maß-, Form- und Lagetoleranzen auch die Hüllbedingung vorzuschreiben. Das betreffende Geometrieelement darf die geometrisch ideale Hüllfläche (Zylinderfläche oder gegenüberliegende parallele ebene Fläche) mit Maximum-Materialmaß an keiner Stelle durchbrechen. Diese Forderung wird durch das Symbol (E) hinter der Maßangabe ausgedrückt, z. B. $\varnothing 30\ 0/-0,03\text{ E}$. Die Einhaltung der Hüllbedingung kann z. B. durch eine Gutlehrung mit einer Vollformlehre geprüft werden (Taylor'scher Grundsatz).

Vor der Zurückziehung von DIN 7167 galt für Zeichnungen ohne besondere Angabe die Hüllbedingung. Wenn alte Zeichnungen wieder verwendet werden, müssen sie gekennzeichnet sein, z. B. am Schriftfeld mit „Size ISO 14405-1 (E)“.

Maximum-Material-Prinzip

Die Maximum-Material-Bedingung (MMR¹⁾, DIN ISO 2692) ist ein wirtschaftlicher Tolerierungsgrundsatz. Er besagt, dass durch das Zusammenwirken von Maß-, Form- und Lageabweichungen das Maximum-Material-Maß durchbrochen wird. Es erlaubt eine Vergrößerung der Form- und/oder Lagetoleranz um den nicht genutzten Anteil der Maßtoleranz. In der Zeichnung wird die Form- bzw. Lagetoleranz, die überschritten werden darf mit dem Symbol (M) gekennzeichnet, z. B. $\oplus \ominus 0,05 (M)$. Es ist nur bei Geometrieelementen anwendbar, die eine Achse oder Symmetriefläche haben (Zylinder, gegenüberliegende parallele Ebenen).

2.2.5 Toleranzketten

Meist wird bei der Überprüfung von Maßketten das Min-Max-Prinzip (worst case = ungünstiger Fall) benutzt. Dabei wird angenommen, dass einmal alle Maximalmaße und einmal alle Minimalmaße in ihrer Wirkung auf das Schließmaß aufeinander treffen. So sind z. B. auf Wellen aufgereihte Zahnräder, Wälzlager und Hülsen häufig auf Montierbarkeit bzw. axialem Spiel zu prüfen, Bild 9-30. Mit dieser vereinfachten Maß- bzw. Toleranzkettenberechnung werden in Wirklichkeit zu enge Toleranzen festgelegt. In der Praxis wird deshalb häufig mit der statistischen Tolerierung gearbeitet. Die Einzeltoleranzen können dadurch vergrößert und es kann kostengünstiger gefertigt werden.

2.3 Oberflächenbeschaffenheit

2.3.1 Gestaltabweichung

Es ist fertigungstechnisch nicht möglich, Werkstücke mit einer geometrisch idealen Oberfläche herzustellen. Die durch die Bearbeitungsverfahren bedingten regelmäßigen oder unregelmäßigen Unebenheiten werden als Gestaltabweichungen bezeichnet (Gesamtheit aller Abweichungen der Istoberfläche von der geometrisch-idealnen Oberfläche). Die Gestaltabweichungen werden je nach Art der Abweichung in 6 Ordnungen (Gruppen) zusammengefasst, s. Bild 2-11.

Die Gestaltabweichungen 3. bis 5. Ordnung werden als Rauheit bezeichnet; sie sind den Gestaltabweichungen der 1. und 2. Ordnung überlagert.

Die Oberflächenrauheit der Werkstücke wird entweder durch Sicht- und Tastvergleich geprüft (DIN EN ISO 4288) oder mit einem elektrischen Tastschnittgerät gemessen (DIN EN ISO 3274). Die Sichtprüfung soll Aufschluss über Oberflächenfehler geben (Risse, Rillen, Kratzer). Der Sicht- und/oder Tastvergleich ist mit Oberflächen-Vergleichsmustern durchzuführen.

Die Oberflächenrauheit der Gestaltabweichung 3. und 4. Ordnung wird durch einen Profilschnitt senkrecht zur ideal geometrischen Oberfläche erfasst und durch verschiedene Messgrößen beschrieben, Bilder 2-12 und 2-13.

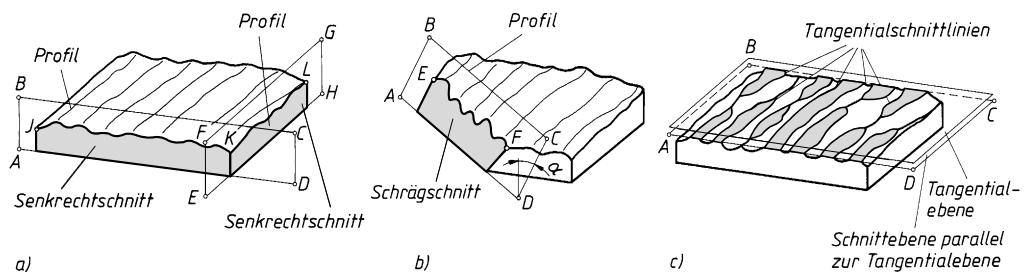
Die *Mittellinie* teilt das Rauheitsprofil so, dass die Summe der werkstofffüllten Flächen (Spitzen) A_o über ihr und die Summe der werkstofffreien Flächen (Täler) A_u unter ihr gleich sind, Bild 2-13a.

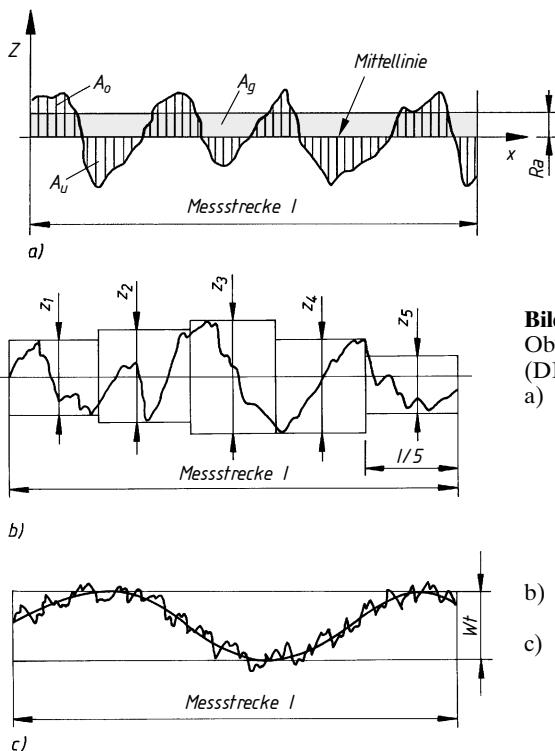
Der *Mittenrauwert Ra* ist der arithmetische Mittelwert der absoluten Beträge der Abweichungen Z des Rauheitsprofils von der Mittellinie innerhalb der Messstrecke l nach Ausfiltern der Welligkeit, Bild 2-13a. Mit Ra sind Oberflächen gleichen Charakters vergleichbar. Ra ist relativ unempfindlich gegen Ausreißer, liefert aber keine Aussage über die Profilform.

Die *gemittelte Rautiefe Rz* ist der arithmetische Mittelwert aus den Einzelrautiefen $Rz1$ fünf aneinanderliegenden, gleich langer Einzelmessstrecken eines gefilterten Profils.

¹⁾ engl.: maximum material requirement

Gestaltabweichung (als Profilschnitt überhöht dargestellt)	Beispiele für die Art der Abweichung	Beispiele für die Entstehungsursache
1. Ordnung: Formabweichungen 	Unebenheit Unrundheit	Fehler in den Führungen der Werkzeugmaschine, Durchbiegung der Maschine oder des Werkstückes, falsche Einspannung des Werkstückes, Härteverzug, Verschleiß
2. Ordnung: Welligkeit 	Wellen	Außenmittige Einspannung oder Formfehler eines Fräzers, Schwingungen der Werkzeugmaschine oder des Werkzeuges
3. Ordnung: 	Rillen	Form der Werkzeugschneide, Vorschub oder Zustellung des Werkzeuges
4. Ordnung: 	Rauheit Riefen Schuppen Kuppen	Vorgang der Spanbildung (Reißspan, Scherspan, Aufbauschneide), Werkstoffverformung beim Sandstrahlen, Knospenbildung bei galvanischer Behandlung
5. Ordnung: nicht mehr in einfacher Weise bildlich darstellbar	Gefügestruktur	Kristallisationsvorgänge, Veränderung der Oberfläche durch chemische Einwirkung (z.B. Beizen), Korrosionsvorgänge
6. Ordnung: nicht mehr in einfacher Weise bildlich darstellbar 	Gitteraufbau des Werkstoffes	Physikalische und chemische Vorgänge im Aufbau der Materie, Spannungen und Gleitungen im Kristallgitter
 Überlagerung der Gestaltabweichungen 1. bis 4. Ordnung		

Bild 2-11 Beispiele für Gestaltabweichungen (nach DIN 4760)**Bild 2-12** Oberflächenschnitte. a) Senkrechtschnitt, b) Schrägschnitt, c) Tangentialschnitt

**Bild 2-13**Oberflächenkennwerte
(DIN EN ISO 4287)a) Arithmetisches Mittenrauwert R_a

$$\left(\sum A_o = \sum A_u, \quad A_g = \sum A_o + \sum A_u \right)$$

$$R_a = \frac{1}{l} \int_0^l |z(x)| dx = \frac{A_g}{l}$$

b) gemittelte Rautiefe

$$R_z = 1/5(Z_1 + Z_2 + Z_3 + Z_4 + Z_5)$$

c) Wellentiefe W_t

Zwischen den Oberflächenkennwerten R_a und R_z existiert keine mathematische Beziehung. Der R_a -Wert schwankt zwischen 1/3 bis 1/7 des R_z -Wertes. Um eine Verständigung zwischen den Fertigungsstätten zu ermöglichen, gab die zurückgezogene DIN 4768 (Beiblatt 1) eine „Umrechnung der Messgröße R_a in R_z und umgekehrt“ an, s. **TB 2-10**.

Da die gemittelte Rautiefe R_z messtechnisch einfacher zu erfassen, aussagefähiger und anschaulicher ist, wird sie in Deutschland bevorzugt angewendet.

Neben der Angabe der Oberflächenrautiefe können zur Festlegung einer bestimmten Oberflächenstruktur weitere Angaben, wie z. B. der Materialanteil $R_{mr}(c)$ einer in der Tiefe c im Material verlaufenden Schnittlinie, Wellentiefe W_t des ausgerichteten und gefilterten Profils (**Bild 2-13c**), Rillenrichtung usw. erforderlich werden, wenn höhere Anforderungen an die Oberfläche vorliegen, wie z. B. hohe spezifische Belastung, hohe Dichtheit, gleichmäßige und geringe Reibung usw. In Fällen ohne besondere Ansprüche genügt zur Tolerierung der Rauheit meistens die Angabe der zulässigen Rautiefe. Je nach Fertigungsverfahren lassen sich unterschiedliche Grenzwerte für die Rautiefen, s. **TB 2-12**, als auch für die Materialanteile erreichen.

Die Oberflächengüte und der gewählte Toleranzgrad stehen in einem engen Verhältnis zueinander. Beide müssen sinnvoll aufeinander abgestimmt sein. Erfahrungswerte für fertigungstechnisch erreichbare Rautiefen sowie die größtzulässigen Rautiefen in Abhängigkeit von dem Toleranzgrad und dem Nennmaß siehe **TB 2-11**. Wenn auch kein ursächlicher und funktionaler zahlenmäßiger Zusammenhang zwischen der Maßtoleranz T und der Oberflächenrautiefe R_z besteht, so sollte doch sichergestellt sein, dass

$$R_z \leq k \cdot T \quad (2.7)$$

k Faktor zur Berücksichtigung der Funktionsanforderungen: $k \approx 0,5$, wenn keine besonderen Anforderungen gestellt werden, $k \approx 0,25$ bei geringen, $k \approx 0,1$ bei hohen und $k \approx 0,05$ bei sehr hohen Anforderungen an die Funktion

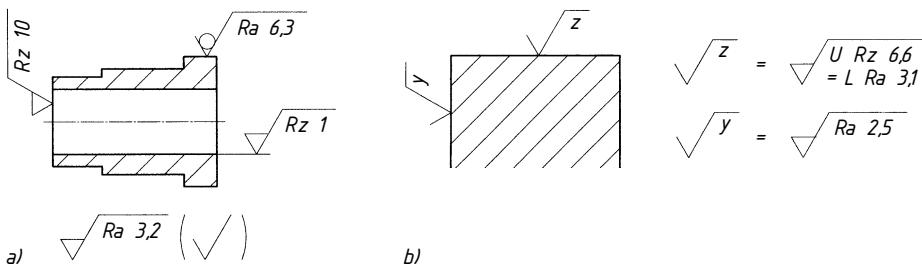
beträgt, damit nach dem Fügen der Passteile und der dann teilweisen Plastifizierung der Oberflächenrauheiten das Istmaß des Bauteiles noch innerhalb des Toleranzfeldes liegt (s. hierzu auch die VDI/VDE-Richtlinie 2601).

2.3.2 Oberflächenangaben in Zeichnungen

Die Eintragung der Oberflächenbeschaffenheit in technische Zeichnungen erfolgt nach DIN EN ISO 1302, **Bild 2-14**. Am Grundsymbol sind nur die Angaben einzutragen, die notwendig sind, um die Oberflächen ausreichend zu kennzeichnen. Symbole mit Zusatzangaben sind so einzutragen, dass sie von unten und von rechts lesbar sind, **Bild 2-15**.

Symbol	Bedeutung/Erläuterung
	Grundsymbol. Es ist allein nicht aussagefähig und muss durch eine zusätzliche Angabe erweitert werden. Jedes Fertigungsverfahren ist zulässig.
	Materialabtrag wird vorgeschrieben, aber ohne nähere Angaben.
	Materialabtrag zum Erreichen der festgelegten Oberfläche ist unzulässig. Oberfläche bleibt im Anlieferungszustand.
	Alle „Oberflächen rund um die Kontur eines Werkstückes“ sollen die gleiche Oberflächenbeschaffenheit aufweisen.
	Position a bis e für die Angabe zusätzlicher Anforderungen am Symbol a: Oberflächenkenngröße (Zahlenwerte, Grenzwerte), Übertragungscharakteristik des Filters, Einzelmessstreckenanforderung kann als einseitige oder beidseitige Toleranz für die Oberflächenkenngröße angegeben werden b: zweite Oberflächenkenngröße (wie unter a) c: Fertigungsverfahren, Behandlung, Beschichtung d: Oberflächenrillen und -ausrichtung, z. B. X = gekreuzt, M = mehrfache Richtungen e: Bearbeitungszugabe in mm.
	Beispiel für Anforderungen an die Oberflächenrauheit: Die Bearbeitung muss materialabtragend sein, Fertigungsverfahren: Schleifen, Oberflächenrillen ungefähr parallel zur Projektionsebene der Ansicht. Zwei einseitig vorgegebene obere Grenzen für die Oberflächenrauheit: 1. Regel-Übertragungscharakteristik (ISO 4288 und 3274), R-Profil, mittlere arithmetische Abweichung 1,6 µm, Messstrecke aus 5 Einzelmessstrecken (Regelwert), „16 %-Regel“ (Regelwert). 2. Übertragungscharakteristik -2,5 mm (ISO 3274), größte gemittelte Rautiefe 6,3 µm, Messstrecke aus 5 Einzelmessstrecken (Regelwert), „max. Regel“.

Bild 2-14 Symbole mit Angabe der Oberflächenbeschaffenheit nach DIN EN ISO 1302: 2002-06

**Bild 2-15** Vereinfachte Zeichnungseintragungen

- a) bei gleichen Anforderungen an die Mehrzahl der Oberflächen
b) Bezugsangabe durch ein Symbol mit Buchstaben, wenn der Platz begrenzt ist

2.4 Berechnungsbeispiele

■ **Beispiel 2.1:** Für die Toleranzklasse g8 sind mit den Werten der Tabellen **TB 2-1** und **TB 2-2** für das Nennmaß $N = 40 \text{ mm}$ die Grenzabmaße es und ei zu ermitteln. Das Toleranzfeld ist maßstabsgerecht darzustellen.

► **Lösung:** Nach **TB 2-2** wird für die Toleranzfeldlage „g“ das obere Grenzabmaß

$$es = -9 \mu\text{m}$$

ermittelt. Das untere Grenzabmaß errechnet sich aus der Beziehung

$$ei = es - IT$$

(s. **TB 2-2**, Fußnote). Mit der Grundtoleranz $IT = 39 \mu\text{m}$ nach **TB 2-1** (Toleranzgrad 8, Nennmaß $N = 40 \text{ mm}$) wird somit das untere Grenzabmaß

$$ei = -9 \mu\text{m} - 39 \mu\text{m} = -48 \mu\text{m}.$$

■ **Beispiel 2.2:** Für die Passung H7/k6 sind mit den Werten der Tabellen **TB 2-1** bis **TB 2-3** für das Nennmaß $N = 140 \text{ mm}$ die Grenzpassungen P_o und P_u sowie die Passtoleranz P_T zu ermitteln und maßstabsgerecht darzustellen.

► **Lösung:** Die Grenzpassung P_o wird mit Gl. (2.5) $P_o = ES - ei$. Das Grenzabmaß der Bohrung wird errechnet aus $ES = EI + IT$ (s. Fußnote 1 zu **TB 2-3**). Mit dem unteren Abmaß der Bohrung $EI = 0$ (Toleranzfeldlage H) nach **TB 2-3** und $IT = 40 \mu\text{m}$ (Toleranzgrad IT 7, Nennmaßbereich 120 bis 180 mm) nach **TB 2-1** wird somit das obere Abmaß für die Bohrung $ES = 0 + 40 \mu\text{m} = 40 \mu\text{m}$; das maßgebende Grenzabmaß der Welle wird für die Toleranzfeldlage k nach **TB 2-2** $ei = 3 \mu\text{m}$, so dass sich die Grenzpassung aus $P_o = 40 \mu\text{m} - 3 \mu\text{m} = 37 \mu\text{m}$ ergibt. Darstellung der Toleranzfeldlagen für Welle und Bohrung der Passung H7/k6 s. **Bild 2-17a**.

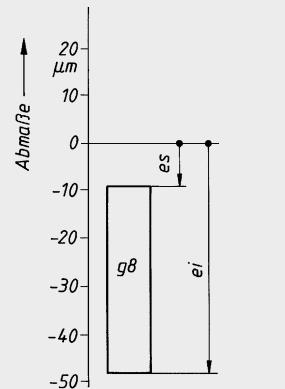
Die Grenzpassung P_u wird nach Gl. (2.5) $P_u = EI - es$. Mit $EI = 0$, $ei = 3 \mu\text{m}$ (s. o.) und $IT = 25 \mu\text{m}$ nach **TB 2-1** (Toleranzgrad IT 6, Nennmaßbereich 120...180 mm) wird nach der Fußnote zu **TB 2-2** das obere Abmaß der Welle $es = ei + IT = 3 \mu\text{m} + 25 \mu\text{m} = 28 \mu\text{m}$ und damit $P_u = 0 - 28 \mu\text{m} = -28 \mu\text{m}$. Mit den Grenzpassungen $P_o = 37 \mu\text{m}$ und $P_u = -28 \mu\text{m}$ ergibt sich die Passtoleranz nach Gl. (2.6) aus

$$P_T = P_o - P_u = 37 \mu\text{m} - (-28 \mu\text{m}) = 65 \mu\text{m}$$

(s. **Bild 2-17b**).

Ergebnis: Die Grenzpassungen betragen $P_o = 37 \mu\text{m}$ und $P_u = -28 \mu\text{m}$; die Passtoleranz $P_T = 65 \mu\text{m}$. Da $P_o > 0$ und $P_u < 0$, ist beim Fügen der Teile sowohl Spiel als auch Übermaß möglich. Die Passung H7/k6 ist also eine *Übergangspassung*.

Anmerkung: Die Abmaße für Bohrung und Welle können auch **TB 2-4** entnommen werden.

**Bild 2-16** Darstellung des Toleranzfeldes g8 für das Nennmaß $N = 40 \text{ mm}$

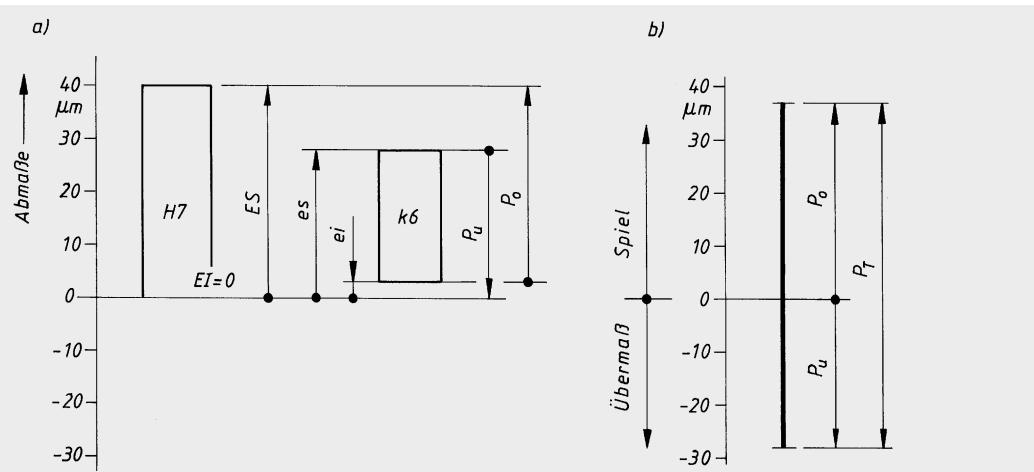


Bild 2-17 a) Toleranzfeldlage der Passung H7/k6. b) Darstellung der Passung H7/k6 für das Nennmaß $N = 140$ mm

Beispiel 2.3: Für die gelenkartige Verbindung zwischen Hebel A und Gabel B (**Bild 2-18**) ist ein Zylinderstift 16 m6 × 50 vorgesehen. Der mit einer Lagerbuchse versehene Hebel soll sich um den in der Gabel festsitzenden Stift mit einem, etwa der Spielpassung H7/f7 entsprechenden Spiel drehen. Das seitliche Spiel des Hebels in der Gabel darf 0,1 ... 0,2 mm betragen.

Nennmaße: $d_1 = 25$ mm, $l = 30$ mm.

Zu ermitteln sind:

- eine geeignete Toleranz für die Gabelbohrungen (Stellen 1),
- eine geeignete Passung zwischen Buchse und Hebelbohrung (Stelle 2),
- die Toleranz für die Buchsenbohrung (Stelle 3),
- die Maßtoleranzen für Nabellänge und Gabelweite (Stellen 4).

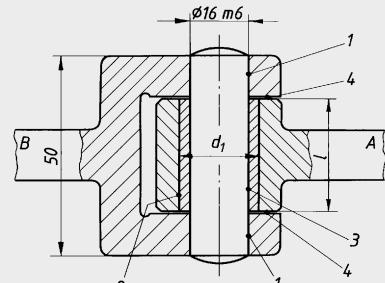


Bild 2-18 Hebelgelenk

► **Lösung a):** Entsprechend der zu erfüllenden Funktion wird die Toleranzklasse für die Gabelbohrung aus **TB 2-9** festgelegt mit H7 (festsitzende Zylinderstifte).

► **Lösung b):** Die Buchse muß in der Hebelbohrung festsitzen. Eine geeignete Passung ergibt sich ebenfalls aus **TB 2-9**; gewählt wird für das System Einheitsbohrung H7/r6.

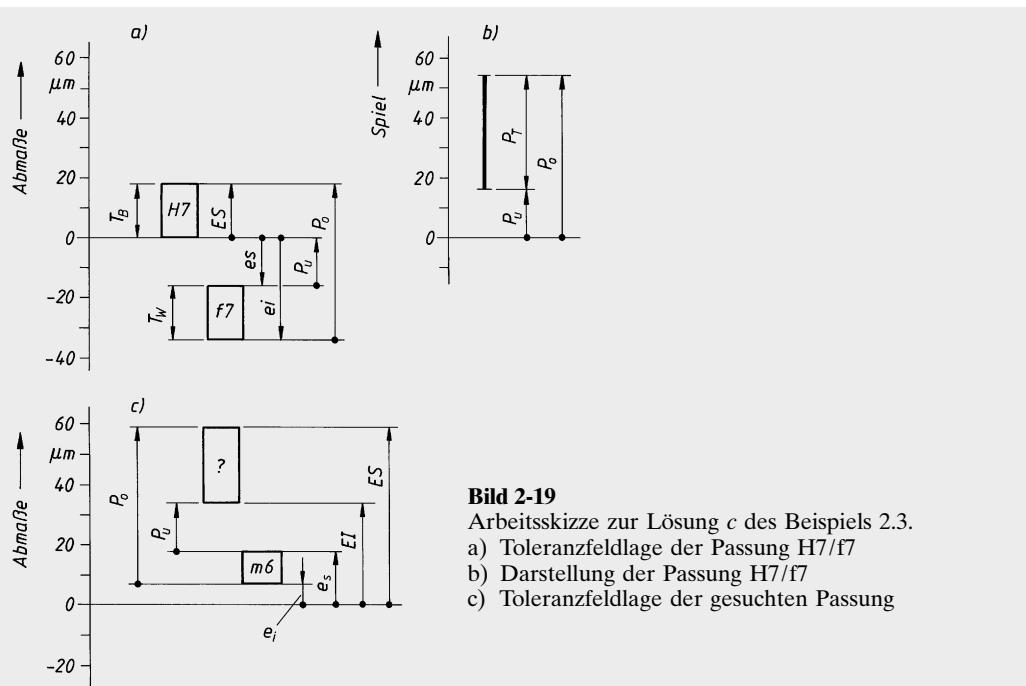
► **Lösung c):** Die festzulegende Toleranz für die Buchsenbohrung wird zweckmäßig anhand einer Arbeitsskizze ermittelt (**Bild 2-19**). Zunächst werden die Abmaße und das sich hieraus ergebende Spiel der möglichst einzuhaltenden Passung H7/f7 für das Nennmaß 16 mm ermittelt und dargestellt (**Bild 2-19a**).

Die Abmaße für die Bohrung werden nach **TB 2-1** und **TB 2-3** ermittelt. Für den Nennmaßbereich über 10 bis 18 mm für H7 wird $ES = 18 \mu\text{m}$ und $EI = 0$, für f7 wird $es = -16 \mu\text{m}$ und $ei = es - IT_w = -16 \mu\text{m} - 18 \mu\text{m} = -34 \mu\text{m}$ (siehe hierzu auch die Berechnungsbeispiele 2.1 und 2.2). Damit ergeben sich nach Gl. (2.5) die Grenzpassungen

$$P_o = G_{oB} - G_{uW} = ES - ei = 18 \mu\text{m} - (-34 \mu\text{m}) = 52 \mu\text{m}$$

$$P_u = G_{uB} - G_{oW} = EI - es = 0 - (-16 \mu\text{m}) = 16 \mu\text{m}.$$

Mit P_o und P_u (aus $\varnothing 16$ H7/f7) wird eine entsprechende Skizze zusammen mit dem Toleranzfeld des Stiftes (Toleranzklasse m6 mit $ei = 7 \mu\text{m}$ und $es = 18 \mu\text{m}$) angefertigt (**Bild 2-19c**) und daraus die sich für die Bohrung (Buchse) ergebenden Abmaße „abgelesen“. So ergibt sich für die Bohrung das



obere und untere Abmaß aus

$$ES = ei + P_o = 7 \mu\text{m} + 52 \mu\text{m} = 59 \mu\text{m}$$

$$EI = es + P_u = 18 \mu\text{m} + 16 \mu\text{m} = 34 \mu\text{m}.$$

Für $EI = +34 \mu\text{m}$ (Soll) kann aus **TB 2-3** für den entsprechenden Nennmaßbereich die Lage E mit dem Grundabmaß $EI' = 32 \mu\text{m}$ (Ist) als nächstliegender Wert festgestellt werden und mit der Grundtoleranz für die Bohrung

$$IT_B = ES - EI' = +59 \mu\text{m} - 32 \mu\text{m} = +27 \mu\text{m}$$

wird nach **TB 2-1** der Toleranzgrad IT 8 festgelegt (zufällig stimmen für IT_B der Sollwert und Istwert überein).

Ergebnis: Die Buchsenbohrung erhält die **Toleranzklasse E8**.

- **Lösung d:** Auch hier werden die Maßtoleranzen zweckmäßig wieder anhand einer Skizze (**Bild 2-20**) ermittelt. Zunächst werden (willkürlich) festgelegt: Nennmaß N gleich Höchstmaß G_{OH} (Nabenlänge des Hebels); ferner sollen die Toleranzfelder für Hebel und Gabel gleich groß sein: $T_H = T_G = P_{T/2}$. Mit $P_T = P_o - P_u = 200 \mu\text{m} - 100 \mu\text{m} = 100 \mu\text{m}$ wird $T_H = T_G = 50 \mu\text{m}$. Danach werden in die Skizze (**Bild 2-20**) alle bekannten Daten eingetragen. Abgelesen werden kann jetzt für die Hebelnabe:

$$es = 0,$$

$$ei = es - T_H = 0 - 50 \mu\text{m} = -50 \mu\text{m}$$

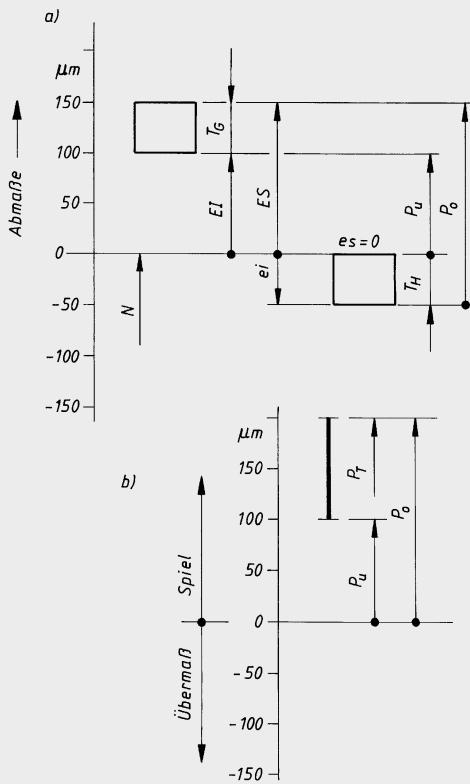


Bild 2-20 Abmaßskizze für Hebel und Gabel

und für die Gabel:

$$ES = P_u + T_G = 100 \mu\text{m} + 50 \mu\text{m} = 150 \mu\text{m},$$

$$EI = P_u = 100 \mu\text{m}.$$

Ergebnis: Es ergeben sich die Abmaße

- a) für den Hebel: $es = 0 \text{ mm}$, $ei = -0,05 \text{ mm}$;
- b) für die Gabel: $ES = 0,15 \text{ mm}$, $EI = 0,1 \text{ mm}$,

Anmerkung: Die Lösung wurde bewusst unter Einbeziehung der Tabellen **TB 2-1** bis **TB 2-3** gemacht, um einen allgemeinen Lösungsgang aufzuzeigen. Alternativ könnten die Abmaße auch den Tabellen **TB 2-4** und **TB 2-5** entnommen werden.

2.5 Literatur

- Berg, S.: Angewandte Normzahl. Gesammelte Aufsätze. Berlin: Beuth, 1949
- DIN Deutsches Institut für Normung (Hrsg.): DIN-Taschenbücher. Berlin: Beuth,
Technisches Zeichnen 1. Grundnormen. 14. Aufl. 2011 (DIN-TAB 2/1)
Technisches Zeichnen 2. Mechanische Technik. 8. Aufl. 2010 (DIN-TAB 2/2)
- DIN Deutsches Institut für Normung (Hrsg.); Klein, M.: Einführung in die DIN-Normen. 14. Aufl.
Wiesbaden/Berlin: B. G. Teubner/Beuth, 2008
- Felber, E.; Felber, K.: Toleranz- und Passungskunde. 13. Aufl. Leipzig: VEB, 1980
- Grollius, Horst-W.: Technisches Zeichnen für Maschinenbauer. München: Hanser, 2013
- Henzold, G.: Anwendung der Normen über Form- und Lagetoleranzen in der Praxis. 7. Aufl. Berlin:
Beuth, 2011 (DIN-Normenheft 7)
- Henzold, G.: Form und Lage. 3. Aufl. Berlin: Beuth, 2011 (Beuth-Kommentar)
- Hoischen/Fritz: Technisches Zeichnen. 34. Aufl. Berlin: Cornelsen, 2014
- Jorden, W.: Form- und Lagetoleranzen. 2. Aufl. München: Hanser, 2001
- Jorden, W.; Schütte, W.: Form- und Lagetoleranzen. Handbuch für Studium und Praxis. 8. Aufl. München: Hanser, 2014
- Klein, B.: Toleranzmanagement im Maschinen- und Fahrzeugbau. 2. Aufl. München: De Gruyter Oldenbourg, 2012
- Kurz, U.; Wittel, H.: Böttcher/Forberg Technisches Zeichnen. 26. Aufl. Wiesbaden: Springer Vieweg, 2014
- Labisch, S.; Weber, Chr.: Technisches Zeichnen. 4. Aufl. Wiesbaden: Springer Vieweg, 2013
- Leinweber, P.: Toleranzen und Passungen. 5. Aufl. Berlin: Springer, 1948
- Rochusch, F.: ISA-Toleranzen, Oberflächengüte und Bearbeitungsverfahren; in: Konstruktion 9
(1957), Heft 10
- Trampold/Beck/Richter: Toleranzsysteme und Toleranzdesign; Qualität im Austauschbau. München:
Hanser, 1997
- Volk, R.: Rauheitsmessung – Theorie und Praxis. 2. Aufl. Berlin: Beuth, 2012
- Weingraber, H. v.; Abou-Aly, M.: Handbuch Technische Oberflächen. Braunschweig/Wiesbaden: Vie-
weg, 1989

3 Festigkeitsberechnung

3.1 Allgemeines

Bei der Auslegung und Nachprüfung der Bauteilabmessungen muss gewährleistet sein, dass die inneren Beanspruchungen, die sich aus den äußeren Belastungen ergeben, mit ausreichender Sicherheit gegen Versagen des Bauteiles aufgenommen werden können. Die im jeweiligen gefährdeten Bauteilquerschnitt auftretende größte Spannung darf den für diese Stelle maßgebenden zulässigen Wert nicht überschreiten. Diese zulässige Spannung ist im Wesentlichen abhängig vom Werkstoff, von der Beanspruchungs- und Belastungsart sowie der geometrischen Form des Bauteiles und anderen Einflüssen, wie z. B. Bauteiltemperatur, Eigenspannungen, Werkstofffehler, korrodierend wirkende Umgebungsmedien. Die Dimensionierung eines Bauteiles richtet sich vor allem nach der Art seines möglichen Versagens (das Bauteil kann seine Funktion nicht mehr erfüllen), das in den meisten Fällen hervorgerufen wird durch

- unzulässig große Verformungen,
- Gewaltbruch,
- Dauerbruch,
- Rissfortschreiten (Bruchmechanik),
- Instabilwerden (z. B. Knicken, Beulen),
- mechanische Abnutzung (z. B. Verschleiß, Abrieb),
- chemische Angriffe (z. B. Korrosion).

Kommen mehrere dieser Kriterien für das Versagen eines Bauteiles in Frage, sollte der Nachweis für jede dieser Möglichkeiten erfolgen. Die ungünstigsten Verhältnisse sind dann der konstruktiven Auslegung des Bauteiles zugrunde zu legen. Der reine Festigkeitsnachweis (Fließen, Gewalt- und Dauerbruch) kann in Anlehnung an **Bild 3-1** durchgeführt werden.

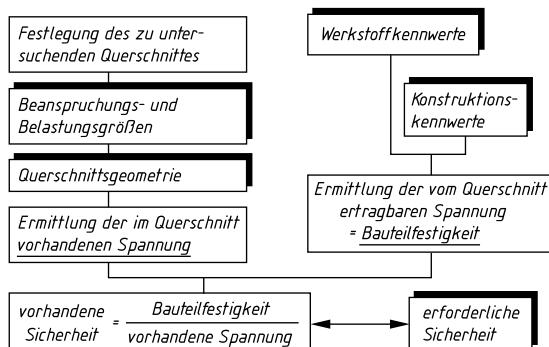
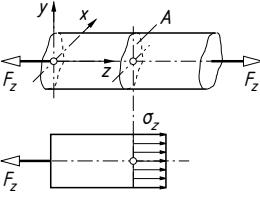
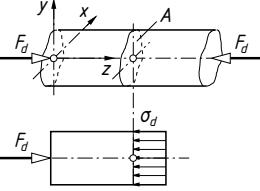
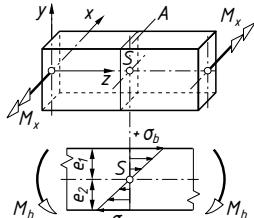
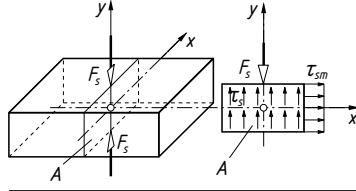
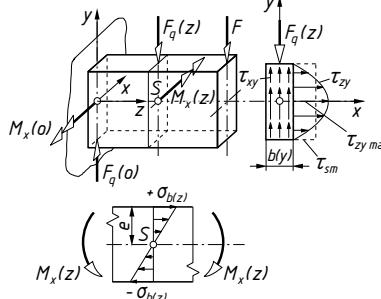
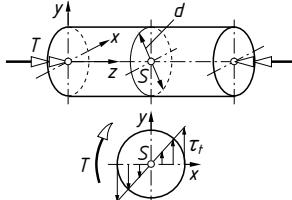


Bild 3-1 Allgemeiner Festigkeitsnachweis (Berechnungsalgorithmus)

3.2 Beanspruchungs- und Belastungsarten¹⁾

Während des Betriebes wirken auf das Bauteil gewollte und ungewollte Belastungen ein. Gewollte Belastungen sind funktionsbedingt, während die ungewollten Belastungen meistens aus unerwünschten Vorgängen (ungewollte Schwingungen, Belastungsstöße, Eigenspannungen u. a.) resultieren. Je nach Wirkung der an einem Bauteil angreifenden äußeren Kräfte und Momente werden die im Bauteilquerschnitt verursachten inneren Kraft- und Momentenwirkungen unterschieden in Normalkräfte F_N und Querkräfte F_Q , Biegemomente M und Torsionsmomente T .

¹⁾ Der Begriff Belastung wird für äußere Kräfte und Momente verwendet, der Begriff Beanspruchung für innere Kräfte und Momente und die daraus resultierenden Spannungen.

Beanspruchungsart	Beziehung					
Zug	 $\sigma_z = \frac{F_z}{A}$					
Normalbeanspruchung	- Zugspannung					
Druck	 $\sigma_d = \frac{F_d}{A}$					
Biegung	 $\sigma_b = \frac{M_b}{W_b}$ $W = \frac{I_x}{e}$					
Schub	 $\tau_{sm} = \frac{F_s}{A}$					
Tangentialbeanspruchung	- Scherspannung					
	 $\tau_{zy} = \frac{F_q(z) \cdot H_x(y)}{I_x \cdot b(y)}$ $\tau_{zy \max} = k_s \tau_{sm}$ <p>mit $H_x(y) = \int_A y \cdot dA$ bzw. $\sum y_{Si} \cdot A_i$</p> $I_x = \int_A y^2 \cdot dA$ <table border="1" style="margin-left: auto; margin-right: auto;"> <tr> <td>Querschnitt</td> <td>Rechteck</td> <td>Kreis</td> </tr> <tr> <td>k_s</td> <td>3/2</td> <td>4/3</td> </tr> </table>	Querschnitt	Rechteck	Kreis	k_s	3/2
Querschnitt	Rechteck	Kreis				
k_s	3/2	4/3				
Torsion	 $\tau_t = \frac{T}{W_t}$					
- Torsionsspannung						

¹⁾ In den Berechnungen wird häufig nur M verwendet.

Bild 3-2 Grundbeanspruchungsarten und daraus resultierende Nennspannungen

Daraus resultieren die Beanspruchungsarten Zug, Druck, Schub (Scheren), Biegung und Torsion mit den entsprechenden Nennspannungen, **Bild 3-2**. Nennspannungen senkrecht zum Bauteilquerschnitt werden als Normalspannung (Zug-, Druck- und Biegespannung), in der Querschnittsebene liegend als Tangentialspannung (Schub-, Torsionsspannung) bezeichnet.

Außer den Grundbeanspruchungsarten wird noch das Beulen, Kippen und Knicken als Sonderfall der Druckbeanspruchung und die Flächenpressung als Beanspruchung der Berührungsflächen zweier gedrückter Körper unterschieden. Treten zwei oder mehrere Beanspruchungsarten gleichzeitig auf, z. B. Zug und Biegung oder Biegung und Torsion, liegt eine *zusammengesetzte Beanspruchung* vor. Bei gleichartigen Spannungen (nur Normal- oder Tangentialspannungen, s. **Bild 3-2**) kann aus den Einzelspannungen eine *resultierende Spannung* σ_{res} bzw. τ_{res} (Gl. 3.1) in **Bild 3-3**) berechnet werden. Bei ungleicher Spannungsart wird eine *Vergleichsspannung* σ_v ¹⁾ je nach maßgebender Festigkeitshypothese für duktile²⁾ (zähe) oder spröde³⁾ Werkstoffe gebildet. Aus der Vielzahl der Festigkeitshypothesen haben sich für praktische Festigkeitsberechnungen bewährt (ohne die Gesamtheit aller bisher bekannt gewordenen Versuchsergebnisse bei allgemeiner Schwingbeanspruchung ausreichend genau zu beschreiben):

- die *Normalspannungshypothese (NH)* für spröde Werkstoffe ($\sigma_{\text{grenz}}/\tau_{\text{grenz}} = 1$)⁴⁾. Sie setzt voraus, dass der Bruch senkrecht zur Richtung der größten Normalspannung erfolgt. Überschreitet diese den Festigkeitskennwert des Werkstoffes (R_m), tritt der Bruch ein;
- die *Gestaltänderungsenergiehypothese (GEH)* für duktile Werkstoffe ($\sigma_{\text{grenz}}/\tau_{\text{grenz}} = 1,73$). Hier ist die bei Verformung eines elastischen Körperelements gespeicherte Energie das Kriterium. Überschreitet diese den werkstoffabhängigen Grenzwert, versagt das Bauteil infolge der plastischen Formänderung. Diese Hypothese zeigt beste Übereinstimmung mit den Versuchsergebnissen;
- die *Schubspannungshypothese (SH)* für duktile Werkstoffe mit ausgeprägter Streckgrenze (zähe Stähle, $\sigma_{\text{grenz}}/\tau_{\text{grenz}} = 2$). Nach dieser Hypothese ist das Überschreiten der Gleitfestigkeit durch die größte wirkende Schubspannung für das Werkstoffversagen maßgebend.

Für den im Maschinenbau häufigen Fall einer Biege- (bzw. Zug/Druck-) und Torsionsbeanspruchung nehmen die Hypothesen die Form der Gln. (3.2) bis (3.3) an, s. **Bild 3-3**.

Neben der Beanspruchungsart ist der *zeitliche Verlauf* der jeweiligen Beanspruchung von Bedeutung. Je nach Art der zeitlichen Belastungsschwankung wird grundsätzlich unterschieden zwischen dem statischen und dem dynamischen Beanspruchungs-Zeit-Verlauf. Während der statische Verlauf idealisiert ein zeitlich unveränderlicher Vorgang ist, s. **Bild 3-4**, ist der dynamische Verlauf allgemein zeitabhängig. Ein Sonderfall des dynamischen Verlaufes ist ein periodischer Beanspruchungs-Zeit-Verlauf, s. **Bild 3-5**. Für einen Festigkeitsnachweis werden häufig aus allgemeinen Beanspruchungs-Zeit-Verläufen, s. **Bild 3-5a**, periodische (idealisierte) Beanspruchungsverläufe abgeleitet.

Für die Beschreibung der Beanspruchungs-Zeit-Verläufe wird von einem *Schwingspiel* ausgegangen, das durch folgende Kenngrößen beschrieben wird, s. **Bild 3-6**: Mittelspannung σ_m , Oberspannung σ_o (Maximalspannung σ_{max}), Unterspannung σ_u (Minimalspannung σ_{min}), Spannungsamplitude σ_a . Zwei dieser Kenngrößen genügen, um den dynamischen Vorgang zu kennzeichnen (s. **Bild 3-6**). So bestehen folgende Zusammenhänge:

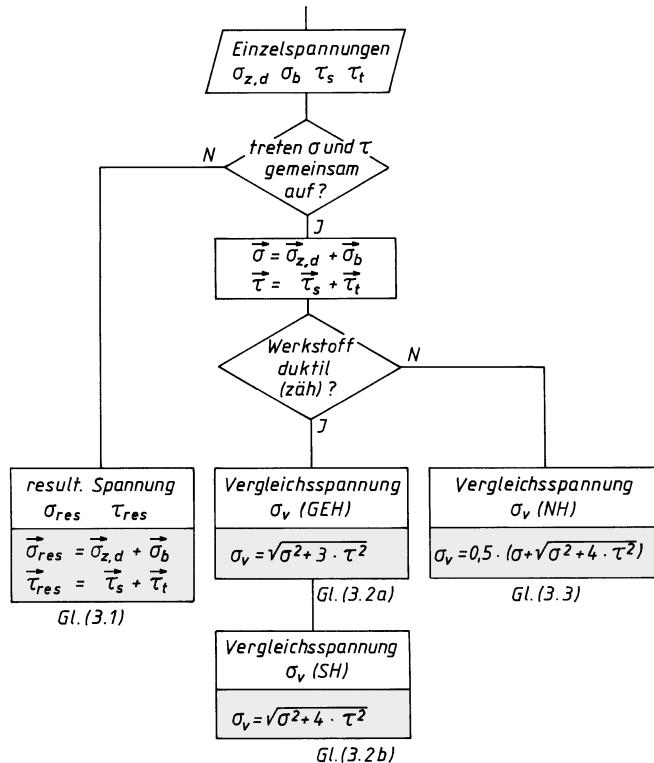
<i>Spannungsamplitude</i>	$\sigma_a = \sigma_o - \sigma_u$	(3.4)
	$\sigma_a = (\sigma_o - \sigma_u)/2$	
<i>Mittelspannung</i>	$\sigma_m = (\sigma_o + \sigma_u)/2$	
<i>Spannungsverhältnis</i>	$\kappa = \sigma_u/\sigma_o$	

¹⁾ Vergleichbare Normalspannung mit gleicher Wirkung wie Normal- und Tangentialspannung gemeinsam.

²⁾ Duktile Werkstoffe zeichnen sich neben der elastischen vor allem durch eine große plastische Verformung vor dem Bruch aus (z. B. Baustahl).

³⁾ Spröde Werkstoffe verformen sich bis zum Bruch nur elastisch (z. B. Glas, Grauguss).

⁴⁾ σ_{grenz} Normalspannung (τ_{grenz} Schubspannung), bei der ein Werkstoff bei einachsigem Spannungszustand (einachsigem Schubversuch) versagt; Werkstoffkennwert.

**Bild 3-3**

Bildung zusammengesetzter Spannungen bei stabförmigen Bauteilen

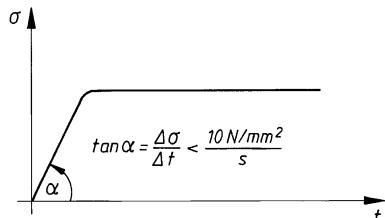


Bild 3-4 Zeitlicher Verlauf der statischen Beanspruchung

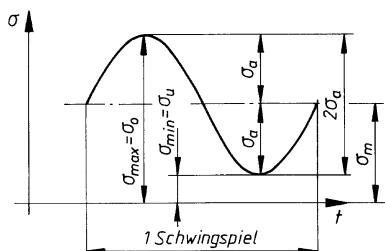
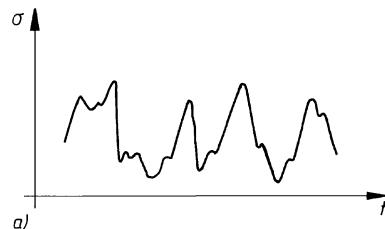


Bild 3-6 Kenngrößen eines Schwingspiels

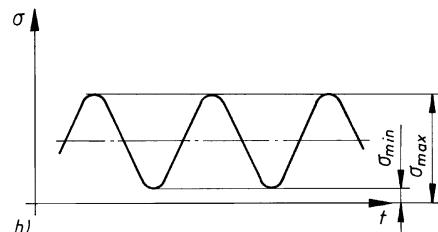


Bild 3-5 Zeitlicher Verlauf der dynamischen Beanspruchung,

- a) allgemein dynamische Beanspruchung,
- b) idealisierte dynamische Beanspruchung

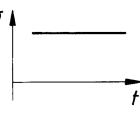
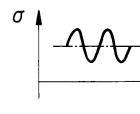
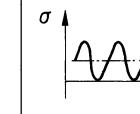
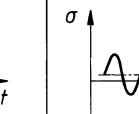
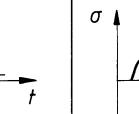
Beanspruchungsart				
statisch	dynamisch schwellend	dynamisch wechselnd		
Fall I	allgemein	Fall II	allgemein	Fall III
$\kappa = 1$	$1 > \kappa \geq 0$	$\kappa = 0$	$0 > \kappa \geq -1$	$\kappa = -1$
				
Kenngrößen				
$\sigma_a = 0$ $\sigma_o = \sigma_u = \sigma_m$ $\sigma = \text{konst.}$	$\sigma_u > 0$ $\sigma_o = \sigma_u + 2\sigma_a$ $\sigma_m = \sigma_u + \sigma_a$	$\sigma_u = 0$ $\sigma_o = 2\sigma_a$ $\sigma_m = \sigma_a = \sigma_o/2$	$\sigma_m > 0$ $\sigma_o = \sigma_m + \sigma_a$ $\sigma_u = \sigma_m - \sigma_a$	$\sigma_m = 0$ $ \sigma_o = \sigma_u = \sigma_a $ $\sigma_u = -\sigma_a$

Bild 3-7 Beanspruchungsbereiche¹⁾

Auch die Lage der Schwingspiele bezüglich der Beanspruchungs-Nulllinie ist für eine eindeutige Aussage hinsichtlich des Beanspruchungs-Zeit-Verlaufes von Bedeutung, s. **Bild 3-7**. Beanspruchungen, deren Amplituden durch die Nulllinie verlaufen ($0 > \kappa \geq -1$), werden als *Wechselbeanspruchung* bezeichnet (die reine Wechselbeanspruchung ist durch $\sigma_m = 0$ bzw. $\kappa = -1$ gekennzeichnet); Beanspruchungen, die sich ausschließlich im positiven oder negativen Bereich bewegen ($1 > \kappa \geq 0$), werden als *Schwellbeanspruchung* bezeichnet (die reine Schwellbeanspruchung ist im Zugbereich durch $\sigma_m = \sigma_o/2$ bzw. $\kappa = 0$ gekennzeichnet).

Da bei zusammengesetzter Beanspruchung σ und τ vielfach in unterschiedlicher Art vorliegen (z. B. σ_b im Fall III und τ_t im Fall II), s. **Bild 3-7**, kann für einfache Berechnungen mit dem Anstrengungsverhältnis α_0 die Torsionsbeanspruchung τ_t auf den Fall von σ_b „umgerechnet“ werden. Das Anstrengungsverhältnis α_0 ist hierbei

$$\alpha_0 = \sigma_{\text{grenz}} / (\varphi \cdot \tau_{\text{grenz}}) = \sigma_{\text{zul}} / (\varphi \cdot \tau_{\text{zul}})$$

Damit ergeben sich die Vergleichsspannungen (s. auch Gl. (3.2) und (3.3)) zu

GEH	$\sigma_v = \sqrt{\sigma_b^2 + 3(\alpha_0 \cdot \tau_t)^2} = \sqrt{\sigma_b^2 + 3 \left(\frac{\sigma_{\text{zul}}}{\varphi \cdot \tau_{\text{zul}}} \cdot \tau_t \right)^2}$	(3.5) ²⁾
NH	$\sigma_v = 0,5 \cdot \left[\sigma_b + \sqrt{\sigma_b^2 + 4(\alpha_0 \cdot \tau_t)^2} \right] = 0,5 \cdot \left[\sigma_b + \sqrt{\sigma_b^2 + 4 \left(\frac{\sigma_{\text{zul}}}{\varphi \cdot \tau_{\text{zul}}} \cdot \tau_t \right)^2} \right]$	

Für den häufigsten Beanspruchungsfall der gleichzeitigen Biegung und Torsion wird für Stahl

$$\alpha_0 = \sigma_{\text{zul}} / (\varphi \cdot \tau_{\text{zul}}) \approx 0,7 \quad \text{bei Biegung III, Torsion I (II)}$$

$$\alpha_0 = \sigma_{\text{zul}} / (\varphi \cdot \tau_{\text{zul}}) \approx 1,0 \quad \text{bei Biegung und Torsion I (bzw. jeweils II oder III)}$$

$$\alpha_0 = \sigma_{\text{zul}} / (\varphi \cdot \tau_{\text{zul}}) \approx 1,5 \quad \text{bei Biegung I (II), Torsion III}$$

Für eine wirklichkeitsnahe Berechnung der aus den äußeren Belastungen resultierenden Spannungen im Bauteil ist neben dem idealisierten statischen und dynamischen Verlauf das Erfassen der unregelmäßigen Schwankungen der äußeren Belastung erforderlich. Wichtig ist hierbei die

¹⁾ Bach, Julius v. (1847–1931), führte zur Kennzeichnung der Beanspruchung die Fälle I, II und III ein.

²⁾ Der Faktor $\varphi = 1,73$ (GEH) bzw. $\varphi = 1$ (NH)

Unterscheidung zwischen ständig auftretenden dynamischen Zusatzbelastungen und einzelnen, seltenen Belastungsspitzen, s. **Bild 3-8**.

Die Erfassung der ständig auftretenden Zusatzbelastungen ist versuchstechnisch sehr aufwendig. Deshalb verwendet man für den dynamischen Festigungsnachweis i. Allg. auf Erfahrungswerten beruhende Betriebsfaktoren, z. B. den Anwendungsfaktor K_A . Dieser ist stark abhängig vom speziellen Anwendungsfall, d. h. der vorliegenden Kombination von Antriebs- und Arbeitsmaschine und den Betriebsverhältnissen, s. **TB 3-5**. Mit dem Anwendungsfaktor K_A werden *äquivalente Ersatzbelastungen* gebildet, die Grundlage für den dynamischen Festigungsnachweis sind und die gleichen Auswirkungen für das Bauteil haben, wie die realen Belastungsverläufe (z. B. das *äquivalente Drehmoment* T_{eq} und die *äquivalente Kraft* F_{eq}):

$$T_{eq} = K_A \cdot T_{nenn} \quad \text{bzw.} \quad F_{eq} = K_A \cdot F_{nenn} \quad (3.6)$$

Einzelne, seltene Belastungsspitzen, die ein Vielfaches der Nennbelastung betragen können, werden mit den Betriebsfaktoren nicht erfasst, da mit diesen nur eine mittlere dynamische Zusatzbelastung berücksichtigt wird. Außerdem entstehen diese Belastungsspitzen als Ergebnis von Sonder(Einzel)ereignissen (z. B. Anfahrstöße, Kurzschlussmomente, Losbrechmomente), die damit praktisch keine Auswirkung auf den dynamischen Festigungsnachweis haben. Deshalb ist es bei dynamischer Belastung häufig notwendig, neben dem dynamischen Festigungsnachweis (durchgeführt mit den äquivalenten Ersatzbelastungen) zusätzlich einen statischen Festigungsnachweis gegen die Belastungsspitzen zu führen (z. B. das *maximale Spitzendrehmoment* T_{max} oder die *maximale Spitzenkraft* F_{max}), s. **Bild 3-8**.

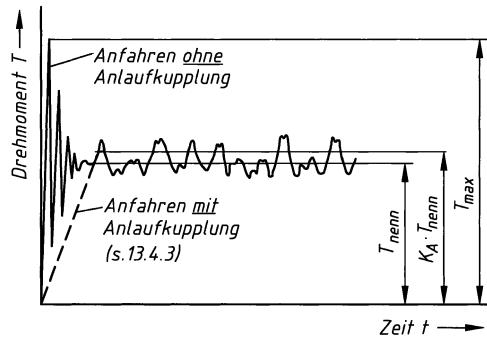


Bild 3-8

Zeitlicher Verlauf des Drehmomentes der Antriebswelle einer Arbeitsmaschine (schematisch)

Da keine allgemeingültigen Faktoren für die Berücksichtigung der Belastungsspitzen zur Verfügung stehen, kann vereinfacht das Produkt aus Anwendungsfaktor K_A und Nennbelastung für den statischen Nachweis verwendet werden. Zu beachten ist dann allerdings, dass es schon dynamisch höhere Zusatzbelastungen gibt, d. h. die Mindestsicherheit entsprechend anzupassen ist.

3.3 Werkstoffverhalten, Festigkeitskenngrößen

3.3.1 Statische Festigkeitswerte (Werkstoffkennwerte)

Grundlage für die Ermittlung des Werkstoffgrenzwertes und auch der Bauteilsicherheit ist die Kenntnis über das Werkstoffverhalten bei Belastung. Die statische Kurzzeitbeanspruchung kann anhand des Zugversuches beschrieben werden. Im **Bild 3-9** ist das Verhalten des belasteten glatten Probestabes hinsichtlich der elastischen und der plastischen Formänderung sowie des statischen Gewaltbruches dargestellt.

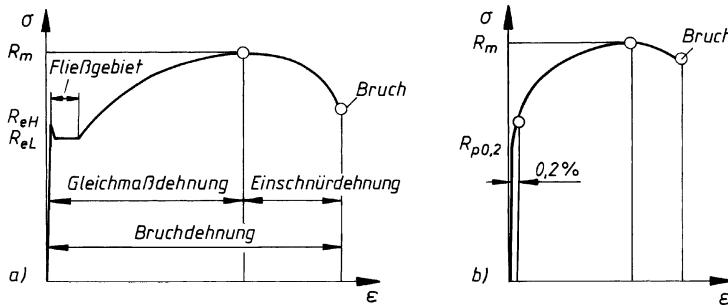


Bild 3-9 Spannungs-Dehnungs-Diagramm (schematisch).

- a) für Stähle mit ausgeprägter Fließgrenze,
- b) für Stähle mit nicht ausgeprägter Fließgrenze



Bild 3-10 Gewaltbruch einer Keilwelle

Rein elastische Verformungen des Probestabes sind bis zum Erreichen der Elastizitätsgrenze σ_E unterhalb der Streckgrenze R_e (bzw. für Werkstoffe mit nicht ausgeprägter Fließgrenze unterhalb der 0,2-Dehngrenze $R_{p0,2}$) festzustellen (Gültigkeitsbereich des Hooke'schen Gesetzes). Oberhalb der σ_E -Grenze treten neben elastischen auch plastische Formänderungen auf. Mit zunehmender Dehnung erreicht die Spannung den Maximalwert R_m , danach sinkt mit wachsender Einschnürung die auf den Ausgangsquerschnitt bezogene Spannung, bis der statische Gewaltbruch eintritt. Der Gewaltbruch an Bauteilen lässt sich bei den meisten Werkstoffen an den rauen, fein- bis grobkörnigen, ungleichmäßigen und teilweise zerklüfteten Bruchflächen erkennen, s. **Bild 3-10**.

Im Anwendungsbereich Maschinenbau sind die Zugfestigkeit R_{mN} und die Fließgrenze R_{eN} bzw. die $R_{p0,2N}$ -Grenze (im folgenden R_{pN} genannt) des glatten Probestabes die Bemessungs-

größen, auf die wiederum die zugehörigen Festigkeitswerte für Zug/Druck und Schub bezogen werden. Normwerte für R_{mN} und R_{pN} s. **TB 1-1 bis TB 1-2¹⁾.**

Bei von den Normabmessungen abweichenden Bauteilen müssen die Festigkeitswerte R_{mN} bzw. R_{pN} mit dem Größeneinflussfaktor K_t umgerechnet werden (der Größeneinflussfaktor berücksichtigt den technologisch bedingten Festigkeitsabfall mit zunehmender Bauteilgröße, s. a. 3.5.1-3.). Für das Bauteil gilt somit

$$\boxed{\begin{aligned} R_m &= K_t \cdot R_{mN} \\ R_p &= K_t \cdot R_{pN} \end{aligned}} \quad (3.7)$$

K_t technologischer Größeneinflussfaktor für Zugfestigkeit bzw. Streckgrenze, Werte aus **TB 3-11a und b**

Beachte: Bei einigen Werkstoffen ist K_t für Zugfestigkeit und Streckgrenze unterschiedlich!

R_{mN}, R_{pN} für den Normdurchmesser (Durchmesser d_N) gültige Zugfestigkeit bzw. Streckgrenze (Normwerte); Werte nach **TB 1-1 bis TB 1-2**

Neben der Bauteilgröße hat die äußere Form des Probestabes auf das Spannungs-Dehnungs-Verhalten Einfluss. So sind bei einem gekerbten runden Probestab unter sonst gleichen Bedingungen bei Zug/Druck und Biegung Festigkeitssteigerungen bei gleichzeitigem Dehnungsverlust messbar (s. **Bild 3-11**), die sich mit dem im Kerbgrund aufbauenden mehrachsigen Spannungszustand erklären lassen.

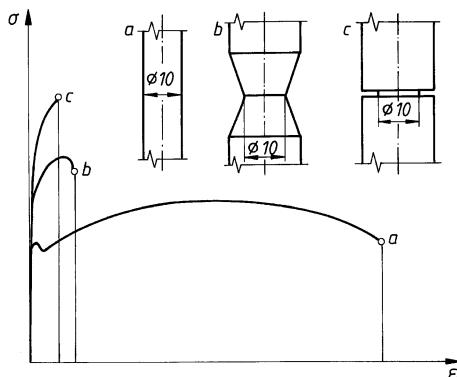


Bild 3-11
Spannungs-Dehnungs-Verlauf für unterschiedlich scharf gekerbte Probestäbe (schematisch)

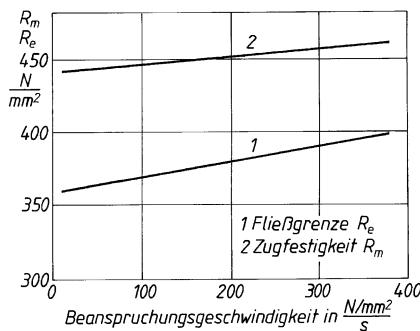
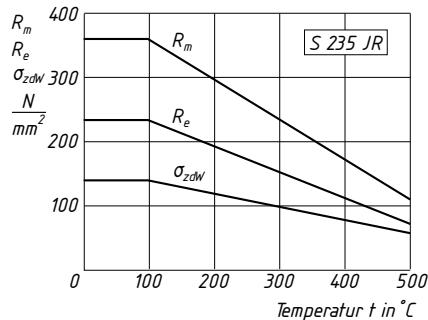


Bild 3-12
Abhängigkeit der Fließgrenze und der Zugfestigkeit eines Stahles von der Beanspruchungsgeschwindigkeit $\Delta\sigma/\Delta t$ (schematisch)

¹⁾ Der Index N steht für Normwert. Für die Normwerte gilt eine mittlere Überlebenswahrscheinlichkeit von 97,5 %.

**Bild 3-13**

Abhängigkeit der Fließgrenze, Zugfestigkeit und Zug-Wechselfestigkeit eines unlegierten Stahles von der Temperatur bei kurzzeitig wirkenden Beanspruchungen

Für eine exakte Aussage über das Werkstoffverhalten bei statischer Beanspruchung sind weitere Einflussgrößen, so z. B. die *Beanspruchungsgeschwindigkeit*, die *Temperatur*, die *Anisotropie*¹⁾ und die *Beanspruchungsdauer* zu beachten. Versuche haben beispielsweise ergeben, dass mit zunehmender Beanspruchungsgeschwindigkeit sowohl die Zugfestigkeits- als auch die Fließgrenzwerte zunehmen, s. **Bild 3-12**. Bei erhöhten Temperaturen nimmt die Dehnung zu (Kriechneigung), Zugfestigkeit, Fließgrenze und Wechselfestigkeit nehmen ab, s. **Bild 3-13**. Bei tiefen

Art der Beanspruchung	Bezeichnung	Zeichen	Ersatzwert bei Stahlwerkstoffen	Berechnung gegen
Zug	Streckgrenze (Fließgrenze)	R _e	–	Verformung
	0,2%-Dehngrenze	R _{p0,2}	–	Verformung
	Zugfestigkeit	R _m ¹⁾	–	Bruch
Druck	Quetschgrenze (Druckfließgrenze)	R _{ed}	= f _o · R _e ²⁾	Verformung
	0,2%-Stauchgrenze	σ _{d0,2}	= f _o · R _{p0,2}	Verformung
	Druckfestigkeit	σ _{dB}	= f _o · R _m	Bruch
Biegung	Biegefließgrenze	σ _{bF}	≈ (1 … 1,3) R _e ³⁾	Verformung
	0,2%-Biegedehngrenze	σ _{b0,2}	≈ (1 … 1,3) R _{p0,2}	Verformung
	Biegefestigkeit	σ _{BB}	≈ R _m	Bruch
Torsion	Torsionsfließgrenze	τ _{tF}	≈ (1 … 1,2) f _t · R _e ²⁾ ³⁾	Verformung
	0,4%-Tors.-Dehngrenze	τ _{t0,4}	≈ (1 … 1,2) f _t · R _{p0,2}	Verformung
	Torsionsfestigkeit	τ _{tB}	≈ f _t · R _m	Bruch
Schub	Scherfließgrenze	τ _{sF}	= f _t · R _e ²⁾	Verformung
	Scherfestigkeit	τ _{sB}	= f _t · R _m	Bruch

¹⁾ Ist nur die Brinellhärte H_{HB} bekannt, kann R_m ≈ 3,6H_{HB} bei C-Stahl und C-Stahlguss (gültig für R_m ≤ 1300 N/mm²), R_m ≈ 1,0H_{HB} bei Grauguss gesetzt werden.

²⁾ Die Faktoren f_o und f_t können **TB 3-2a** entnommen werden.

³⁾ Die Festigkeitswerte für Biegung und Torsion sind vom Spannungsgefälle abhängig und damit keine eigentlichen Festigkeitswerte. Bei kleinen Bauteildurchmessern ergeben sich größere Festigkeitswerte, da das Spannungsgefälle und damit die statische Stützwirkung größer ist. Näherungsweise kann nach DIN 743 für duktile Rundstäbe aus Stahl gesetzt werden: σ_{bF} ≈ 1,2(1,2) · R_p; τ_{tF} ≈ 1,2(1,1) · R_p/√3 (Klammerwert gilt für Werkstoffe mit harter Randschicht).

Bild 3-14 Statische Werkstoffkennwerte bei Raumtemperatur

¹⁾ Unter Anisotropie wird die Abhängigkeit der Festigkeitswerte bei gewalzten und geschmiedeten Bauteilen von der Walz- bzw. Fließrichtung verstanden.

Temperaturen sind R_m und R_p größer als bei Raumtemperatur, das Verformungsvermögen dagegen ist bei vielen Werkstoffen merklich geringer.

Bei statischer Langzeitbeanspruchung treten als Werkstoffreaktionen die elastische und plastische Formänderung sowie der statische Gewaltbruch auf. Statische Fertigkeitswerte s. Bild 3-14.

3.3.2 Dynamische Festigkeitswerte (Werkstoffkennwerte)

Das Werkstoffverhalten bei der Schwingbeanspruchung wird durch die *tatsächliche* Spannungsverteilung in einem Bauteilquerschnitt bestimmt. Durch dauernde, zu starke Spannungserhöhun-

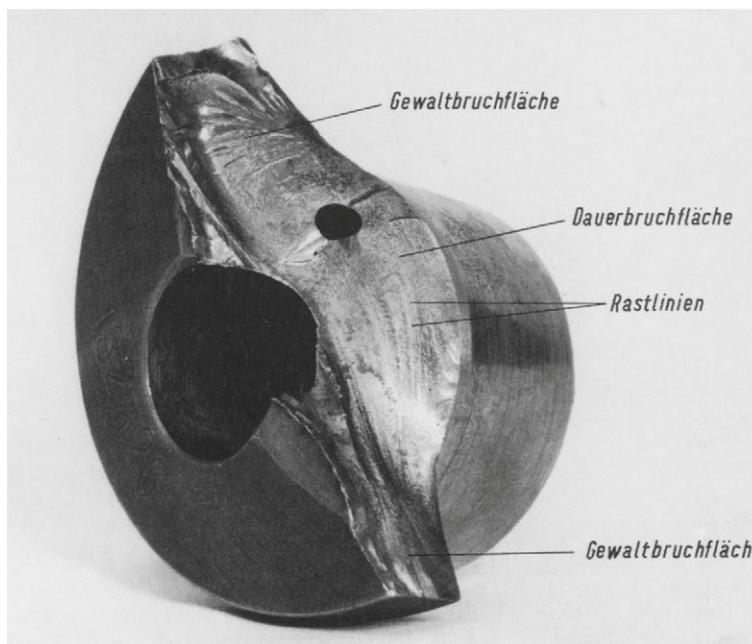
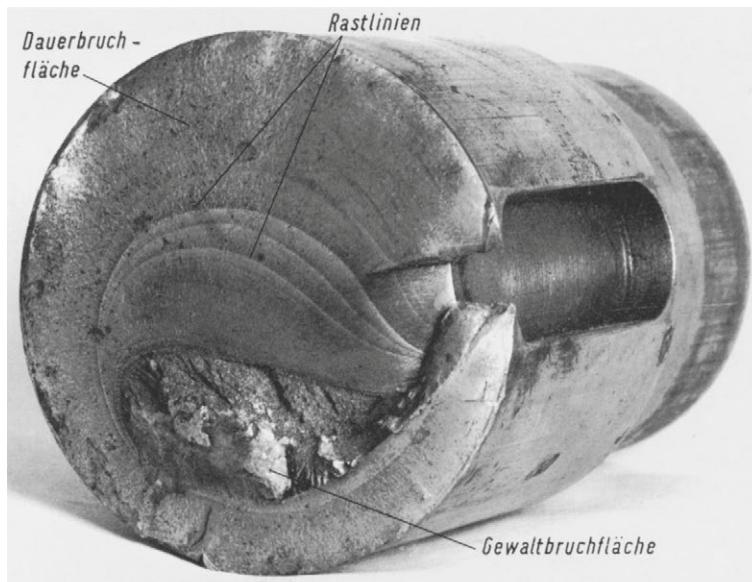


Bild 3-15

Dauerbrüche.
a) einer Ritzelwelle,
b) einer Kurbelwelle

gen infolge geometrischer oder/und metallurgischer Kerben kommt es aufgrund ungleichmäßiger Spannungsverteilung an den inneren oder äußeren Kerbstellen zu einem allmählichen Ermüden des Werkstoffes. Der Trennwiderstand des Werkstoffes ist den Spannungsspitzen nicht mehr gewachsen; es kommt zu Mikrorissen, die schließlich Ursache des Dauerbruches (Ermüdungsbruch) sind. Dieser Vorgang lässt sich häufig an den sogenannten Rastlinien auf der Dauerbruchfläche erkennen, denn ausgehend von den Mikrorissen pflanzt sich das Einreißen mit jeder höheren Belastungsspitze weiter fort. Der endgültige Bruch erfolgt dann schließlich als Gewaltbruch des Restquerschnitts. Im Gegensatz zum Gewaltbruch lässt sich ein Dauerbruch an der meist ebenen, blanken und mit Rastlinien versehenen Bruchfläche erkennen, s. Bild 3-15.

Zur Vermeidung von Dauerbrüchen sind für genauere Berechnungen Kenntnisse über die Schwingfestigkeit des Konstruktionswerkstoffes erforderlich. Je nach Beanspruchungsintensität und erreichter Schwingspielzahl wird unterschieden zwischen *Dauer-, Zeit- und Betriebsfestigkeit*.

1. Grenzspannungslinie (Wöhlerlinie)¹⁾

Dauerfestigkeit: Wird ein Probestab einer hohen Schwingbelastung, z. B. Biegewechselbelastung, unterworfen, so tritt nach einer bestimmten Schwingspielzahl N der Bruch ein. Wird dieser Versuch mit weiteren Probestäben gleicher Art mit immer kleinerer Belastung wiederholt, wird bis zum Einsetzen des Bruches eine immer höhere Schwingspielzahl erreicht. Bei genügend kleiner Belastung tritt schließlich nach Erreichen einer Grenzschwingspielzahl N_{gr} (bei Stahl etwa 10^7 Schwingspiele), auch bei Fortsetzung dieser Belastung, kein Bruch mehr ein. Die aus dieser Belastung resultierende Spannung wird als *Dauerfestigkeit* $\sigma_D(\tau_D)$ des Werkstoffes bezeichnet, s. Bild 3-16.

Je nach Belastungsart, für die die Dauerfestigkeitswerte ermittelt wurden, können als die wichtigsten Dauerfestigkeitsbegriffe die *Schwellfestigkeit* (Index Sch) für das Spannungsverhältnis $\kappa = \sigma_u/\sigma_0 = 0$, die *Wechselfestigkeit* (Index W) für $\kappa = -1$ und weiter nach Art der vorliegenden Beanspruchung die Zugschwellfestigkeit σ_{zSch} , die Biegewechselfestigkeit σ_{bw} usw. unterschieden werden, s. Bild 3-17.

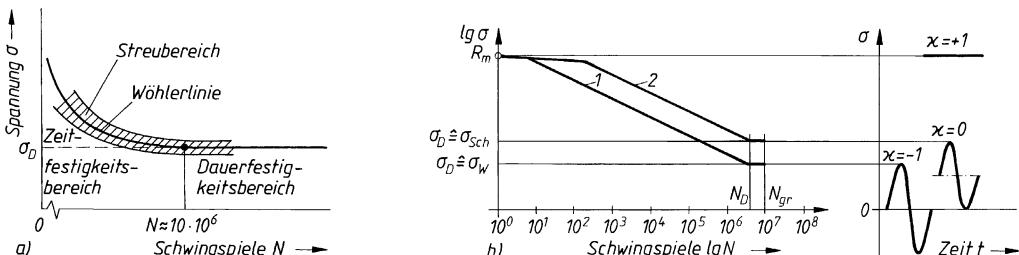


Bild 3-16 Wöhlerlinie (Grenzspannungslinie) für Stahl (schematisch).

a) in linear-, b) in logarithmischer Darstellung: 1 Wechsel-, 2 Schwellfestigkeit

Dauerfestigkeit, unterschieden nach Art der...	
Spannung	σ_D
Beanspruchung	σ_{zD} σ_{dD} τ_D $\sigma_{z,dW}$ σ_{dSch} σ_{bD} σ_{zSch} σ_{dW} σ_{bSch} σ_{bw}
Belastung	τ_{tSch} τ_{tW} τ_{tD}

Bild 3-17 Dauerfestigkeitsarten

¹⁾ Wöhler, August (1819–1914); erarbeitete 1876 Festigkeitsvorschriften für Stahl und Eisen.

Allgemein kann die Dauerfestigkeit eines Werkstoffes für $-1 \leq \kappa \leq +1$ auch verstanden werden als diejenige höchste Ausschlagsspannung σ_A , die ein glatter, polierter Probestab bei schwingender Beanspruchung um eine ruhend gedachte Mittelspannung σ_m nach beiden Seiten gerade noch beliebig lange ohne Bruch bzw. ohne schädigende Verformung ertragen kann.

Zwischen den Dauerfestigkeitswerten und den statischen Festigkeitswerten R_m und $R_{p0.2}$ besteht kein allgemein gültiger Zusammenhang, jedoch können je nach Werkstoffart bestimmte Verhältniswerte (Ungefährwerte) angegeben werden, s. Gl. (3.8).

Zeitfestigkeit: Die Grenzspannungen bei annähernd gleichen, periodisch auftretenden Schwingspielen werden mit **Zeitfestigkeit** bezeichnet, da sie nur für eine bestimmte Zeit, der zugehörigen Schwingpielzahl entsprechend, keinen Ermüdungsbruch hervorrufen. Abhängig von der geforderten Lebensdauer (Schwingpielzahl) können dabei die Beanspruchungsspannungen entsprechend mehr oder weniger stark oberhalb der Dauerfestigkeit liegen. Dauerfestigkeits- und Zeitfestigkeitswerte werden mit einer bestimmten Überlebenswahrscheinlichkeit, z. B. $P_{\text{ü}} = 97,5\%$, angegeben.

Betriebsfestigkeit: Da im praktischen Einsatz die Belastung der Bauteile selten mit gleichbleibender Intensität auftritt, sondern vielmehr die Belastungsfrequenz und auch die Spannungsspannungen stark schwanken können, ist mit den allgemeinen Belastungsangaben eine genaue Berechnung der zu erwartenden Lebensdauer nicht möglich. Hierzu wären exakte Vorhersagen der tatsächlichen Betriebsbedingungen erforderlich, die durch entsprechende Lastkollektive¹⁾ gekennzeichnet sind und entweder durch Simulation oder mit Hilfe von Erfahrungswerten nur annähernd geschätzt bzw. an bereits ausgeführten Bauteilen unter Betriebsbedingungen ermittelt

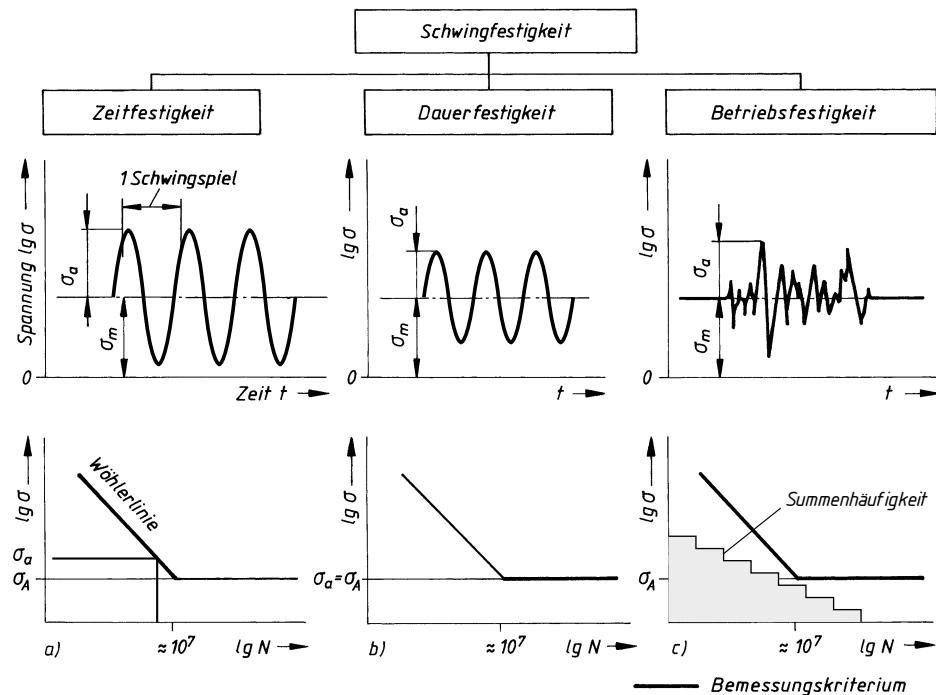


Bild 3-18 Arten der Schwingfestigkeit.

a) Zeitfestigkeit, b) Dauerfestigkeit, c) Betriebsfestigkeit

¹⁾ Beschreibung der Schwingspiele des Belastungs-Zeit-Verlaufes nach der Größe und Häufigkeit. Der Begriff wird vielfach auf die graphische Darstellung der Häufigkeitsfolge angewendet.

werden können, s. **Bild 3-18**. Dynamisch belastete Bauteile werden daher überwiegend auf Dauerfestigkeit ausgelegt.

2. Dauerfestigkeitsschaubilder (DFS)

Für die verschiedenen Beanspruchungsarten wie Zug/Druck, Biegung und Torsion werden die ermittelten Dauerfestigkeitswerte in Dauerfestigkeitsschaubildern für alle denkbaren statischen Vorspannungen (σ_m, τ_m) eingetragen. Eine genaue Darstellung solcher Schaubilder setzt eine Vielzahl statistisch abgesicherter Wöhlerlinien und somit einen großen experimentellen Aufwand voraus. Mit ausreichender Genauigkeit lässt sich jedoch ein DFS aus wenigen charakteristischen Werkstoffkennwerten näherungsweise „konstruieren“. In der Praxis wird – je nach Anwendungsbereich – mit unterschiedlich dargestellten Dauerfestigkeitsschaubildern gearbeitet:

DFS nach Smith: Bei gleichem Maßstab von Abszisse und Ordinate werden die zu einer bestimmten Mittelspannung σ_m gehörenden Werte von σ_o und σ_u für die jeweils gefundene Ausschlagfestigkeit σ_A aufgetragen. Bei $\sigma_m = 0$ ($\kappa = -1$) wird die Wechselfestigkeit σ_w und bei $\sigma_u = 0$ ($\kappa = 0$) die Schwellfestigkeit σ_{sch} abgelesen. In Höhe der Fließgrenze wird das DFS meist begrenzt, s. **Bild 3-19a**. Das Smith-Diagramm findet neben dem Haigh-Diagramm im Bereich des allgemeinen Maschinenbaus bevorzugt Verwendung.

DFS nach Haigh: Bei gleichem Maßstab von Abszisse und Ordinate wird die Mittelspannung σ_m auf der Abszisse und die dazugehörige Amplitude σ_A der Dauerfestigkeit auf der Ordinate aufgetragen. Die Fließgrenze R_e begrenzt das DFS unter 45° nach links geneigt, s. **Bild 3-19b**. Das Haigh-Diagramm wird vielfach im Bereich des allgemeinen Maschinenbaus verwendet.

DFS nach Moore-Kommers-Jasper: Die Dauerfestigkeitswerte werden über dem Spannungsverhältnis $\kappa = \sigma_u/\sigma_o$ aufgetragen. Bei $\kappa = -1$ wird die Wechselfestigkeit und bei $\kappa = 0$ die Schwellfestigkeit abgelesen. Bei $\kappa = +1$ liegt statische Beanspruchung vor, s. **Bild 3-19c**. Das DFS nach Moore-Kommers-Jasper wird bevorzugt bei dynamisch beanspruchten Schweißverbindungen der Berechnung zugrunde gelegt, s. Kapitel 6.

DFS nach Goodman: Gegenüber dem DFS nach Smith werden auf der Abszisse anstelle der Mittelspannung die Werte von σ_u aufgetragen. Das Goodman-Diagramm wird bei der Feinberechnung verwendet, s. Kapitel 10.

3. Dauerfestigkeitskennwerte

Die für die Dauerfestigkeitsberechnung erforderlichen Werte der *Wechselfestigkeit* können für Zug/

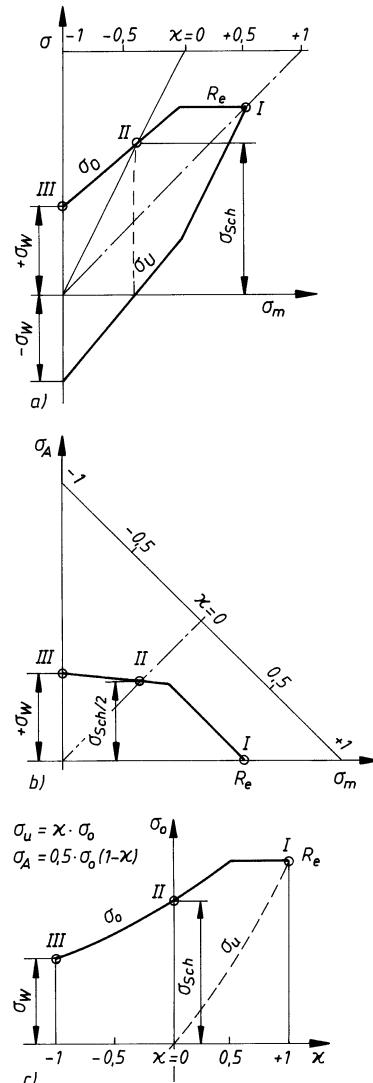


Bild 3-19 Dauerfestigkeitsschaubilder (DFS).

- DFS nach Smith,
- DFS nach Haigh,
- DFS nach Moore-Kommers-Jasper

Druck und Schub mit hinreichender Genauigkeit berechnet werden mit

Zug/Druck	$\sigma_{zdW} \approx f_{W\sigma} \cdot K_t \cdot R_{mN}$	
Schub	$\tau_{sW} \approx f_{W\tau} \cdot f_{W\sigma} \cdot K_t \cdot R_{mN}$	

(3.8)

$f_{W\sigma}, f_{W\tau}$ Faktoren zur Berechnung der Werkstoff-Festigkeitswerte, Werte s. **TB 3-2**
 K_t technologischer Größeneinflussfaktor für Zugfestigkeit, Werte s. **TB 3-11a** und **b**
 R_{mN} für den Normdurchmesser (Durchmesser d_N) gültige Zugfestigkeit; Werte s. **TB 1-1** bis **TB 1-2**

Die Wechselfestigkeitswerte für Biegung σ_{WN} und Torsion τ_{WN} können direkt **TB 1-1** bis **TB 1-2** entnommen werden und sind dann mit dem technologischen Größeneinflussfaktor K_t analog Gl. (3.7) umzurechnen

$\sigma_{bW} = K_t \cdot \sigma_{bdWN}$ bzw. $\tau_{tW} = K_t \cdot \tau_{tWN}$	1)
---	----

(3.9a)

oder sie werden aus den Werten für Zug/Druck und Schub über die Stützzahl berechnet

$\sigma_{bW} = K_t \cdot n_0 \cdot \sigma_{zdWN}$ bzw. $\tau_{tW} = K_t \cdot n_0 \cdot \tau_{sWN}$	(3.9b)
---	--------

K_t technologischer Größeneinflussfaktor für Zugfestigkeit, Werte aus **TB 3-11a** und **b**
 n_0 Stützzahl des ungekerbten Probestabes, siehe 3.5.1-1; Werte aus **TB 3-7**
 $\sigma_{zdWN}, \tau_{sWN}$ für den Normdurchmesser (Durchmesser d_N) gültige Wechselfestigkeitswerte für Zug/Druck bzw. Schub; Werte s. **TB 1-1** bis **TB 1-2**

Für genauere Berechnungen sind statistisch abgesicherte Dauerfestigkeitswerte bzw. Wöhlerlinien²⁾ maßgebend.

3.4 Statische Bauteilstfestigkeit

Die für den statischen Festigkeitsnachweis notwendige *Bauteilstfestigkeit gegen Fließen bzw. Gewaltbruch* berechnet sich zu

Fließen	$\sigma_F = f_\sigma \cdot R_p / K_B$ bzw. $\tau_F = f_\tau \cdot R_p / K_B$	
Bruch	$\sigma_B = f_\sigma \cdot R_m / K_B$ bzw. $\tau_B = f_\tau \cdot R_m / K_B$	

(3.10)

f_σ, f_τ Faktoren zur Berechnung der Werkstofffestigkeitswerte, Werte s. **TB 3-2**
 R_p, R_m Fließgrenze bzw. Zugfestigkeit
 K_B statischer Konstruktionsfaktor

Der statische *Konstruktionsfaktor* K_B kann aus der plastischen Stützzahl $n_{pl} > 1$ ermittelt werden zu

$K_B = 1/n_{pl}$	(3.11)
------------------	--------

Die plastische Stützzahl berücksichtigt, dass Spannungsspitzen in Bauteilen aus zähen Werkstoffen, wie sie bei Biegung und Torsion sowie bei Kerbwirkung auftreten, die Fließgrenze ohne Zerstörung des Bauteils örtlich überschreiten dürfen (örtliche plastische Verformung), **Bild 3.20**. Mit der plastischen Stützzahl können also „Tragreserven“ genutzt werden, die das Bauteil nach Überschreiten der Fließgrenze noch besitzt.

¹⁾ Nach DIN 743 gilt angenähert für Rundstäbe aus Stahl $\sigma_{bW} \approx 0,5R_m$; $\sigma_{zdW} \approx 0,4R_m$; $\tau_{tW} \approx 0,3R_m$.

²⁾ Die Werkstoffnormen enthalten meist nur die Mindestwerte von R_{mN} und R_{pN} . Aus Versuchen ermittelte Dauerfestigkeitswerte sind selten und streuen oft beträchtlich!

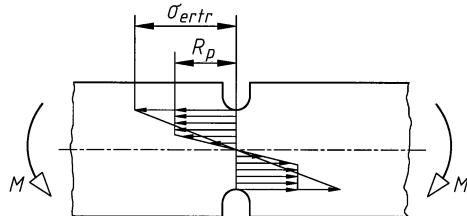


Bild 3-20
Bildung der plastischen Stützzahl bei biegebeanspruchtem Kerbstab

Mit dem Ansatz nach Neuber kann die *plastische Stützzahl* als Verhältnis von ertragbarer Spannung σ_{ertr} zur Fließgrenze R_p berechnet werden zu $n_{bpl} = \frac{\sigma_{ertr}}{R_p} = \frac{1}{\alpha_{bk}} \sqrt{\frac{E \cdot \epsilon_{ertr}}{R_p}} \leq \alpha_{bp}$.

Diese Gleichung gilt für die Berechnung mit örtlichen Spannungen. Mit einer angenommenen ertragbaren Dehnung für ein gekerbtes Bauteil $\epsilon_{ertr} = \alpha_k^2 \cdot R_{pmax}/E$ kann die plastische Stützzahl für den Nachweis mit Nennspannungen ermittelt werden aus

$$n_{bpl} = \sqrt{\frac{R_{pmax}}{R_p}} \leq \alpha_{bp} \quad (3.12)$$

E	Elastizitätsmodul, Werte aus TB 1-1 bis TB 1-2
ϵ_{ertr}	ertragbare Gesamtdehnung; $\epsilon_{ertr} = 5\%$ für Stahl und GS; $\epsilon_{ertr} = 2\%$ für EN-GJS und EN-GJM
R_p	Fließgrenze, Werte mit Gl. (3.7) berechnen
α_{bk}	Kerbformzahl für Biegung, s. 3.5.1; Werte nach TB 3-6
α_{bp}	plastische Formzahl für das Bauteil ohne Kerbe; Werte nach TB 3-3
R_{pmax}	maximale Streckgrenze; $R_{pmax} = 1050 \text{ N/mm}^2$ für Stahl und GS, $R_{pmax} = 320 \text{ N/mm}^2$ für EN-GJS

- Hinweise:*
- Gl. (3.12) gilt für Biegung; bei Torsion ist der Index b durch t zu ersetzen. Für Zug, Druck und Schub ist aufgrund der gleichmäßigen Spannungsverteilung $n_{pl} = 1$.
 - Für EN-GJL- sowie EN-GJM- und EN-GJS-Werkstoffe mit Bruchdehnungen $A_3 < 8\%$ bzw. $A_5 < 8\%$ ist wegen des spröden Werkstoffverhaltens $n_{pl} = 1$ zu setzen. Dies gilt auch für randschichtgehärtete Bauteile.
 - Aufgrund der hohen zulässigen plastischen Verformung kann ein Verformungsnachweis des Bauteils erforderlich werden¹⁾.

In der Regel ist ein einfacher Nachweis gegen Überschreiten der Fließgrenze (bei spröden Werkstoffen gegen die Bruchgrenze) ausreichend mit

Zug/Druck	$\sigma_F = R_p$	
Biegung	$\sigma_F = \sigma_{bf}$	
Torsion	$\tau_F = \tau_{tf}$	

(3.13)

σ_{bf} , τ_{tf} Biege- bzw. Torsionsfließgrenze. Für den vereinfachten Nachweis können die Werte der DIN 743 verwendet werden, s. **Bild 3-14** Legende.

3.5 Gestaltfestigkeit (dynamische Bauteilfestigkeit)

Die im Abschnitt 3.3 aufgeführten statischen und dynamischen Werkstoffkennwerte werden in der Regel mit Hilfe des idealen Probestabes ermittelt. In der Praxis weichen die zu berechnenden Bauteile jedoch von dieser idealen Form des Probestabes (glatt, poliert, meist 7,5 oder 10 mm Ø) ab. Deshalb muss die „Dauerfestigkeit des Bauteiles“, seine *Gestaltfestigkeit* σ_G , erst auf der

¹⁾ Es werden örtlich 5 % plastische Dehnung zugelassen gegenüber 0,2 % bei der $R_{p0,2}$ -Grenze, was zu bleibenden Verformungen des Bauteils führen kann.

Grundlage der Dauerfestigkeit σ_D des Probestabes berechnet oder am Bauteil experimentell ermittelt werden. Alle Abweichungen, die das Bauteil vom Probestab unterscheiden, müssen durch entsprechende Korrekturbeiwerte, den *Konstruktionskennwerten*, berücksichtigt werden.

3.5.1 Konstruktionskennwerte

1. Kerbwirkung und Stützwirkung

Die Höhe der Spannung und ihre Verteilung im Bauteilquerschnitt hängt nicht nur von den äußeren Belastungen und der Beanspruchungsart ab, sondern vor allem von den Querschnittsveränderungen (Übergänge, Einstiche, Bohrungen, Nuten u. a.). Neben diesen äußeren konstruktiven Kerben wirken sich – wenn auch normalerweise nur im geringeren Maße – innere Kerbstellen, wie Lunker, Seigerungen, Schlackeneinschlüsse u. dgl. festigkeitsmindernd aus. Während bei nicht gekerbten Bauteilen ein störungsfreier Kraftfluss und damit auch eine über dem Querschnitt gleichmäßig verteilte Spannung (Nennspannung) zu erkennen ist, s. **Bild 3-21**, stören äußere und innere Kerben den gleichmäßigen Kraftfluss. Es kommt zu Verdichtungen der Kraftlinien und somit zu Spannungserhöhungen im Bereich der Kerbe, s. **Bild 3-22**. Das Verhältnis der Spannungsspitze σ_{\max} zur Nennspannung σ_n – bezeichnet als Kerbformzahl α – kann als Kennwert für die festigkeitsmindernde Wirkung der Kerbe aufgefasst werden. Der wirkliche Spannungsverlauf im Kerbbereich ist äußerst schwierig zu bestimmen und eine genauere rechnerische oder experimentelle Ermittlung des Spannungszustandes erfordert aufwendige

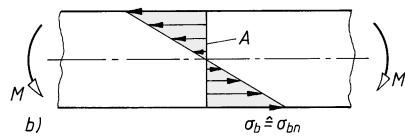
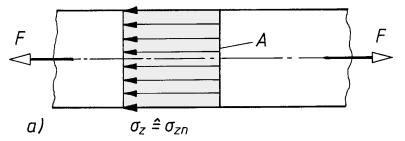


Bild 3-21

Spannungsverteilung im nicht gekerbten Bauteil.
a) Nennspannung bei Zugbeanspruchung,
b) Nennspannung bei Biegebeanspruchung

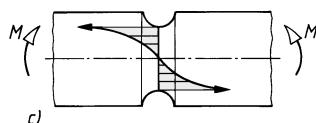
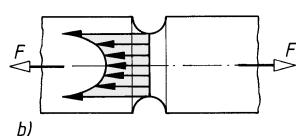
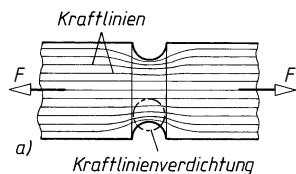


Bild 3-22 Spannungsverteilung im gekerbten Bauteil.
a) Kraftlinienverlauf im Zugstab, b) Spannungsverteilung im Zugstab, c) Spannungsverteilung im Biegestab

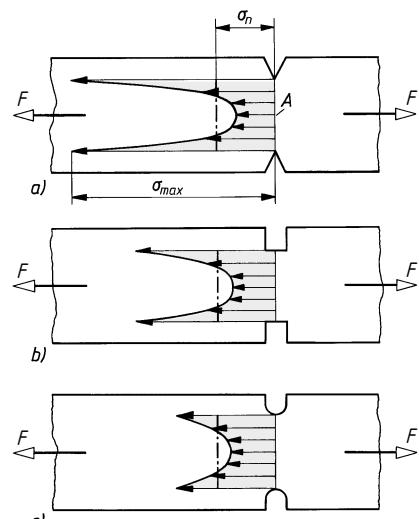


Bild 3-23 Einfluss der Kerbform

Methoden (z. B. spannungsoptische Versuche, Dehnungsmessungen, Finite-Elemente-Berechnung u. ä.).

Neben der Kenntnis von σ_{\max} ist für die Kerbwirkung der Anstieg der Spannung, als *Spannungsgefälle* bezeichnet, von Bedeutung. Beim ungekerbten Bauteil ist ein Spannungsgefälle nur bei Biegung und Torsion vorhanden (**Bild 3-21**), welches mit zunehmender Bauteilgröße kleiner wird (Biegung geht in Zug/Druck über). Bei gekerbten Bauteilen überlagert sich das Spannungsgefälle im Kerbgrund, s. **Bild 3-22**.

Kerbform

Die festigkeitsmindernde Wirkung einer Kerbe wird in erster Linie von der *Kerbform* beeinflusst, s. **Bild 3-23**. Je schärfner die Kerbe ausgeführt wird, umso größer wird die hierdurch hervorgerufene Spannungsspitze σ_{\max} . Deren Höhe wird gegenüber der elementar errechneten Nennspannung σ_n durch die in Versuchen bzw. durch Berechnung ermittelte *Formzahl* $\alpha_k \geq 1$ angehähert erfasst:

$$\boxed{\begin{aligned}\alpha_k &= \sigma_{\max}/\sigma_n \\ \alpha_{k\sigma} &= \sigma_{\sigma\max}/\sigma_{n\sigma} \\ \alpha_{kt} &= \tau_{t\max}/\tau_{nt}\end{aligned}} \quad 1) \quad (3.14)$$

Solange $\sigma_{\max} < \sigma_E$ (Gültigkeitsbereich des Hooke'schen Gesetzes) ist, ist die Kerbformzahl α_k nur von der Kerbgeometrie und der Beanspruchungsart abhängig und somit eine vom Werkstoff unabhängige Größe. Bei $\sigma_{\max} > \sigma_E$ ist das duktile Verhalten des Werkstoffes von Bedeutung. Mit zunehmender Duktilität (Zähigkeit) wird der Kerbeinfluss geringer.

Für die in **Bild 3-23** dargestellten Kerbformen ergeben sich mit zunehmender Kerbschärfe höhere Spannungsspitzen σ_{\max} und somit größere α_k -Werte. Vorstehendes gilt sinngemäß auch für τ anstelle von σ . Kerbformzahlen für konstruktiv bedingte und häufig vorkommende Kerben sind in **TB 3-6** aufgeführt.

Kerbempfindlichkeit

Gleichartige Kerben wirken sich in Bauteilen aus spröden Werkstoffen häufig ungünstiger aus als in Bauteilen aus Werkstoffen mit hoher Duktilität, die sich neben der elastischen vor allem durch die große plastische Verformung vor dem Bruch auszeichnen. Daher können die Span-

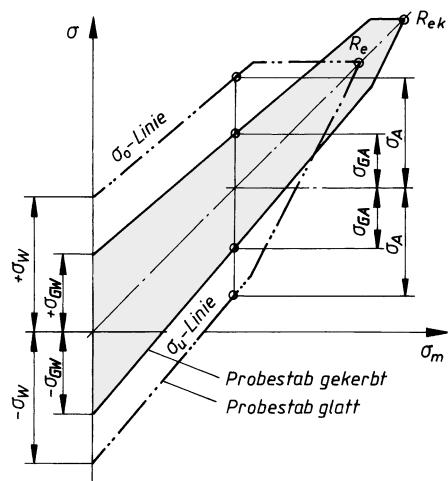


Bild 3-24
Dauerfestigkeitsschaubild eines gekerbten Rundstabes (schematisch)

¹⁾ Für den Index σ ist bei Zug/Druck zd, bei Biegung b und analog für τ bei Scheren s, bei Torsion t zu setzen.

nungsspitzen bei duktilen Werkstoffen teilweise abgebaut werden, wenn der Beginn des Fließens auf den engen Bereich der Kerbe begrenzt wird. Die Querschnittsbereiche, die weiter von der Kerbe entfernt und somit vor dem Fließen im Kerbbereich wesentlich geringer „angestrengt“ sind, werden dann stärker belastet und übernehmen für den Bereich um die Kerbe eine *Stützfunktion*. Wird z. B. bei statischer Belastung eine geringe plastische Verformung an den höchstbeanspruchten Stellen (unmittelbarer Kerbbereich) zugelassen, so kann eine höhere Fließgrenze festgestellt werden, s. auch **Bild 3-11**. Für einen gekerbten Probestab zeigt **Bild 3-24** neben der u. U. beträchtlichen Verringerung der Festigkeitswerte im dynamischen Bereich (Empfindlichkeit gegenüber konstruktiv bedingten Kerben) vor allem die Zunahme des statischen Wertes über die eigentliche Fließgrenze hinaus. Ein geringes Überschreiten der Fließgrenze im unmittelbaren Kerbbereich schadet bei duktilen Werkstoffen somit nicht.

Kerbwirkungszahl

Wird das Verhältnis der dauerhaft ertragbaren Wechselfestigkeit σ_W des ungekerbten, polierten Stabes zur dauerhaft ertragbaren Wechselfestigkeit σ_{GW} des gekerbten Stabes als Kerbwirkungszahl β_k definiert, so ist neben der Kerbgeometrie auch das Werkstoffverhalten durch diesen Wert erfasst.

$$\boxed{\beta_k = \sigma_W / \sigma_{GW}} \quad (3.15a)$$

Die Kerbwirkungszahl β_k ist das Verhältnis der Wechselfestigkeit des glatten, polierten Probestabes zur Wechselfestigkeit des gekerbten Probestabes unter jeweils gleichen Bedingungen.

Durch die bei der Kerbempfindlichkeit beschriebene Stützfunktion ist $1 \leq \beta_k \leq \alpha_k$; β_k kennzeichnet somit die für die Werkstoffbeanspruchung maßgebende Spannungsspitze und erreicht nur bei vollkommen kerbempfindlichen (spröden) Werkstoffen den Wert der Kerbformzahl α_k . Mit der *Stützzahl* n aus **TB 3-7** wird nach *Stieler* die *Kerbwirkungszahl*:

$$\boxed{\beta_k = \frac{\alpha_k}{n_0 \cdot n}} \quad (3.15b)$$

n_0, n Stützzahl für das ungekerbte bzw. für das gekerbte Bauteil; Werte nach **TB 3-7**
 α_k Kerbformzahl; Werte nach **TB 3-6**

Hinweis: Es gilt $n_0 = 1$, wenn die Stützwirkung bei Biegung und Torsion über den geometrischen Größeneinflussfaktor K_g berücksichtigt wird!

wobei die Stützzahl vom bezogenen Spannungsgefälle G' (Spannungsgefälle bezogen auf die Nennspannung – s. auch 3.5.1) sowie von Werkstoffart und Werkstofffestigkeit abhängig ist.

Werden experimentell ermittelte β_k -Werte verwendet, deren Probendurchmesser vom vorhandenen Bauteildurchmesser abweicht, sind diese wegen der Größenabhängigkeit der Kerbwirkung auf den vorhandenen Bauteildurchmesser umzurechnen:

$$\boxed{\beta_k = \beta_{k, \text{Probe}} \frac{K_{\alpha, \text{Probe}}}{K_{\alpha}}} \quad (3.15c)$$

$\beta_{k, \text{Probe}}$ experimentell bestimmte Kerbwirkungszahl, gültig für den Probendurchmesser
 $K_{\alpha}, K_{\alpha, \text{Probe}}$ formzahlabhängiger Größeneinflussfaktor des Bauteils bzw. des Probestabes (s. 3.5.1-3.), Werte nach **TB 3-11d**

Für konstruktiv bedingte Kerben liegen die Werte für β_k etwa zwischen 1,2 (z. B. sanft gerundete Wellenübergänge) und 3 (z. B. Nuten für Sicherungsringe). Eine Zusammenstellung von Richtwerten für α_k und β_k der häufigsten Kerbfälle enthalten **TB 3-8** und **TB 3-9**. Das Zusammentreffen mehrerer Kerben in einer Querschnittsebene, z. B. Wellenübergang und Nut in **Bild 3-25a**, ergibt eine rechnerisch schwer erfassbare Erhöhung der Kerbwirkung. Solche *Durchdringungskerben* sind möglichst zu vermeiden, z. B. durch Zurücksetzen der Nut, wodurch die überlagerten Kerben getrennt werden (der Abstand zwischen den Kerben sollte

mindestens $2r$ betragen, wobei r der größere beider Kerbradien ist). Eine genaue Ermittlung der *Gesamtkerbwirkungszahl* aus den *Einzelkerbwirkungszahlen* ist kaum möglich. Auf jeden Fall wird in solchen Fällen β_k mindestens den Wert des ungünstigsten Einzelfalles annehmen, im ungünstigsten Fall wird

$$\boxed{\beta_k \leq 1 + (\beta_{k1} - 1) + (\beta_{k2} - 1)} \quad (3.15d)$$

Entlastungskerben

Durch günstige Gestaltung der Bauteile kann die Kerbwirkung wesentlich beeinflusst werden. Die Wirkung konstruktiv nicht zu vermeidender „Hauptkerben“ kann durch zusätzliche Kerben (sog. *Entlastungskerben*) gemindert werden, die den Kraftfluss insgesamt sanfter umlenken. Ein Wellenabsatz nach **Bild 3-25b** oder auch elastischer und nachgiebiger gestaltete Bauteile bewirken, wie beim (festen) Nabensitz, **Bild 3-25c**, dass die schmale Kerbebene zu einer breiteren Kerbzone wird. In allen diesen Fällen werden die Spannungsspitzen abgebaut und damit die Kerbwirkungen vermindert. Diese Maßnahmen lohnen sich vor allem bei hoch beanspruchten Bauteilen und hochfesten Werkstoffen.

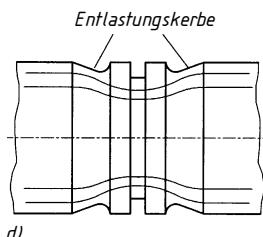
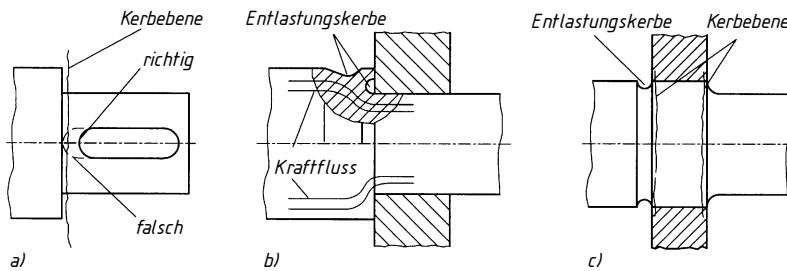


Bild 3-25

Gestaltung und Kerbwirkung.

- a) Überlagerung von Kerbebenden,
- b) Entlastungskerben am Wellenabsatz,
- c) Entlastungskerben bei Presssitz der Nabe,
- d) Entlastungskerben bei Nuten

2. Oberflächengüte

Die höchste Spannung tritt bei schwingend beanspruchten Bauteilen fast immer an ihrer Oberfläche auf, sodass ein Dauerbruch dort seinen Anfang hat. Der Oberflächenzustand hat somit einen erheblichen Einfluss auf die Dauerschwingfestigkeit des Bauteiles. Oberflächenrauheiten stellen eine Reihe von kleinen Kerben dar, die Spannungsspitzen hervorrufen und die Dauersfestigkeit des Bauteiles mindern. Der Einfluss der Rauheiten nimmt mit zunehmender Festigkeit des Werkstoffes zu und wird durch den *Einflussfaktor der Oberflächenrauheit* K_O berücksichtigt, siehe **TB 3-10**.

$K_{O\sigma}(K_{O\tau})$ kann unter ungünstigen Verhältnissen den Wert <0,5 annehmen, was eine Minderung der Dauersfestigkeit allein durch den Oberflächeneinfluss von >50 % bedeuten kann¹⁾.

¹⁾ K_O ist in geringem Maße auch noch von der Beanspruchungsart und der Bauteilgeometrie abhängig.

3. Bauteilgröße

Die Festigkeitswerte der Werkstoffe werden überwiegend an zylindrischen Probestäben mit kleinem Durchmesser (Durchmesser d_N) ermittelt. Bei größeren Bauteildurchmessern wird ein möglicher Festigkeitsabfall näherungsweise durch die Faktoren K_t , K_g und K_a erfasst.

Der *technologische Größeneinflussfaktor* K_t berücksichtigt die Auswirkungen der Wärmebehandlung (Härtbar-, Vergütbarkeit). Die unterschiedlichen Abkühlbedingungen am Rand und im Kern, die zu einem unterschiedlichen Gefüge über den Querschnitt führen, bewirken unterschiedliche erreichbare Festigkeitswerte mit zunehmendem Bauteildurchmesser, s. Gl. (3.7) und (3.9) sowie **TB 3-11a** und **b**.

Der *geometrische Größeneinflussfaktor* K_g resultiert aus dem unterschiedlichen Spannungsverlauf bei Zug/Druck und Biegung (s. **Bild 3-21**). **Bild 3-26** zeigt zwei verschiedene biegebeanspruchte Rundstäbe mit unterschiedlichem Spannungsgefälle bei gleicher Randfaser Spannung σ_b . Beim Überschreiten einer bestimmten Grenzspannung (z. B. Fließgrenze) ist ein Spannungsausgleich aufgrund der Stützwirkung der weniger belasteten Nachbarzonen beim kleineren Stab leichter möglich (größeres Spannungsgefälle) als beim größeren. Da die Stützwirkung bei Zug/Druck nicht vorhanden und bei Schub sehr klein ist, ist hier $K_g = 1$, bei Biegung und Torsion s. **TB 3-11c**.

Der *formzahlabhängige Größeneinflussfaktor* K_a ist werkstoffunabhängig und berücksichtigt die Abhängigkeit der Kerbwirkung vom Bauteildurchmesser. K_a ist nur zu berücksichtigen, wenn experimentell ermittelte Kerbwirkungszahlen verwendet werden und deren Probendurchmesser vom Bauteildurchmesser abweicht; s. **TB 3-11d**.

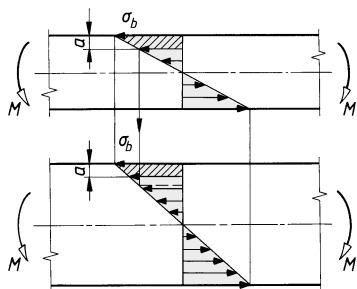


Bild 3-26

Spannungsgefälle bei biegebeanspruchten Rundstäben mit verschiedenen Durchmessern

4. Oberflächenverfestigung

Durch die mit einer Oberflächenverfestigung (z. B. Härtung, Rollen, Kugelstrahlen, Nachpressen der Bohrungsränder u. a.) aufgebrachten Druckeigenspannungen in der Randzone erhöht sich die Dauerfestigkeit des Bauteiles. Der Einfluss ist vor allem von der Dicke und Härte der verfestigten Schicht abhängig, nimmt bei Bauteildurchmessern größer 25 mm stark ab und ist für gekerbte Bauteile größer als für ungekerbte. Bei gekerbten Bauteilen ist darauf zu achten, dass die oberflächenverfestigende Zone über den Rand der Kerbe hinausgehen muss und nicht vor oder in der Kerbe enden darf. In günstigen Fällen kann eine örtliche Erhöhung der Dauerfestigkeit von über 100 % erreicht werden (Werte für den Oberflächenverfestigungsfaktor K_V s. **TB 3-12**).

5. Sonstige Einflüsse

Neben den beschriebenen Einflüssen hat auf die Größe der Bauteil-Wechselfestigkeit Einfluss:

- die Form des Bauteils (Rechteck, Rundstab ...). Sie ist in der Formzahl enthalten.
- die Temperatur. Höhere Temperaturen vermindern, niedrigere Temperaturen erhöhen die Wechselfestigkeit (bei zunehmender Sprödbruchgefahr).
- das umgebende Medium und die Belastungsfrequenz. Sehr hohe und sehr niedrige Frequenzen sowie aggressive Medien (z. B. Salzwasser) verringern die Wechselfestigkeit.

- bei Grauguss das nicht linearelastische Spannungs-Dehnungsverhalten bei Zug/Druck und Biegung (es bewirkt im Zugbereich eine günstige Stützwirkung, d. h. höhere Festigkeitswerte, im Druckbereich eine ungünstige Wirkung).

6. Konstruktionsfaktor (Gesamteinflussfaktor)

Die verschiedenen Einflüsse der Dauerfestigkeitsminderung werden im *Konstruktionsfaktor* K_D zusammengefasst (**Bild 3-27**):

$$\begin{aligned} \text{Zug/Druck } K_{Dzd} &= \left(\frac{\beta_{kzd}}{K_g} + \frac{1}{K_{O\sigma}} - 1 \right) \frac{1}{K_V} & \text{Schub } K_{Ds} &= \left(\frac{\beta_{ks}}{K_g} + \frac{1}{K_{Or}} - 1 \right) \frac{1}{K_V} \\ \text{Biegung } K_{Db} &= \left(\frac{\beta_{kb}}{K_g} + \frac{1}{K_{O\sigma}} - 1 \right) \frac{1}{K_V} & \text{Torsion } K_{Dt} &= \left(\frac{\beta_{kt}}{K_g} + \frac{1}{K_{Or}} - 1 \right) \frac{1}{K_V} \end{aligned} \quad (3.16)$$

K_g geometrischer Größeneinflussfaktor, Werte nach **TB 3-11c**

$K_{O\sigma}, K_{Or}$ Oberflächeneinflussfaktor; Werte nach **TB 3-10**

K_V Einflussfaktor der Oberflächenverfestigung; Werte nach **TB 3-12**

β_{kb}, β_{kt} Kerbwirkungszahl; Werte nach **TB 3-9** oder über die Kerbformzahl α_k

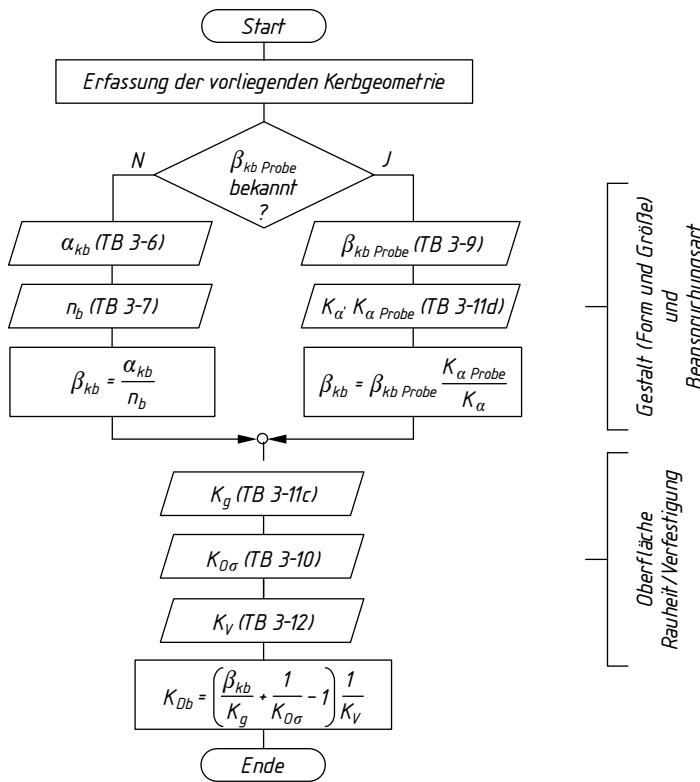


Bild 3-27

Ablaufplan zur Berechnung des Konstruktionsfaktors K_{Db} für Biegung

3.5.2 Ermittlung der Gestaltfestigkeit (Bauteilfestigkeit)

Bei einem Bauteil beliebiger Gestalt ist nicht mehr die Dauerfestigkeit des „idealen“ Probestabes, sondern die um alle Einflussgrößen verminderte Dauerfestigkeit, die Gestaltdauerfestigkeit (Bauteildauerfestigkeit) $\sigma_G(\tau_G)$ für die Festigkeitsberechnung bei dynamischer Beanspruchung maßgebend, s. **Bild 3-28**.

Unter Gestaltdauerfestigkeit versteht man die Dauerfestigkeit eines beliebig gestalteten Bauteils bei Berücksichtigung aller festigkeitsmindernden Einflüsse.

Weiterhin ist von Einfluss, wie sich die Kenngrößen des Schwingspiels ändern, wenn das Bauteil über die Nennlast hinaus belastet wird (zulässige Überlastung des Bauteils), und bei Überlagerung von Normal- und Tangentialspannungen deren gegenseitige Beeinflussung (über Vergleichsmittelspannungen berücksichtigt).

1. Gestaltwechselfestigkeit (Bauteilwechselfestigkeit)

Mit dem Konstruktionsfaktor K_D kann zunächst die *Gestaltwechselfestigkeit des gekerbten Bauteils* bei Biegung bzw. Torsion berechnet werden zu

$$\sigma_{bGW} = \frac{\sigma_{bW}}{K_{Db}} \quad \text{bzw.} \quad \tau_{tGW} = \frac{\tau_{tW}}{K_{Dt}} \quad 1) \quad (3.17)$$

σ_W, τ_W Dauerwechselfestigkeitswerte aus **TB 1-1** und Gl. (3.9) bzw. Gl. (3.8)
 K_{Db}, K_{Dt} Konstruktionsfaktor nach **Bild 3-27** bzw. Gl. (3.16)

2. Gestaltdauerfestigkeit (Bauteildauerfestigkeit)

Für den Festigkeitsnachweis gegen Dauerbruch muss die jeweilige Gestaltausschlagfestigkeit (σ_{GA}, τ_{GA}) ermittelt werden. Zu klären ist dabei, welche Gestaltausschlagfestigkeit σ_{GA}, τ_{GA} (maximal ertragbare Amplitude der Bauteildauerfestigkeit ohne Schwingbruch) der auftretenden Ausschlagsspannung σ_a, τ_a (vorhandene Amplitude) zuzuordnen ist. Berücksichtigt werden muss die Größe der vorhandenen Vergleichsmittelspannung und die Art der betrieblichen Überbeanspruchung bei Belastungserhöhung bis zur Versagensgrenze (Überbelastungsfall).

Überlastungsfälle

Mit Hilfe des Dauerfestigkeitsschaubildes können die benötigten Gestaltausschlagfestigkeiten ermittelt werden. Dabei ist jedoch zu beachten, dass es in Abhängigkeit der vorliegenden Beanspruchungen unterschiedliche Vorgehensweisen zur Ermittlung der Gestaltausschlagfestigkeiten gibt, entsprechend den unterschiedlich möglichen Überlastungsfällen. Um den für die vorliegende Aufgabenstellung richtigen Überlastungsfall zu bestimmen, kann man wie folgt vorgehen: Man erhöht gedanklich die vorhandenen äußeren Belastungen (konstant bleiben die Belastungen aus Eigengewicht, eingestellter Vorspannung, usw.) und bestimmt die daraus resultierenden Änderungen der Beanspruchungen (Spannungen) im Bauteil. Dabei kann festgestellt werden, welche der folgenden charakteristischen Kenngrößen eines Schwingspiels konstant bleiben, entweder die Mittelspannung (σ_m, τ_m), die Unterspannung (σ_u, τ_u) bzw. das Spannungsverhältnis κ ($\sigma_u/\sigma_o, \tau_u/\tau_o$). Wurde die konstante Kenngröße ermittelt, ist der Überlastungsfall bekannt und es kann die entsprechende Vorgehensweise zur Bestimmung der Gestaltausschlagfestigkeit nach **Bild 3-28** ausgewählt werden.

Überlastungsfall 1 ($\sigma_m = \text{konst}$): Bei konstanter Mittelspannung vergrößert sich die Ausschlagsspannung mit Vergrößerung der maßgebenden Belastungen (**Bild 3-28** oben). Dieser Fall kann z. B. bei der feststehenden Achse einer Seil-Umlenkscheibe angenommen werden, wobei sich σ_m aus der Seilspannung ergibt.

Überlastungsfall 2 ($\kappa = \text{konst}$): Bei Vergrößerung der Belastung bleibt das Verhältnis von maximaler zu minimaler Spannung gleich (**Bild 3-28** Mitte). Dieser Überlastungsfall liegt z. B. bei Getriebewellen vor und wird bei der Schweißberechnung häufig verwendet. Er sollte auch angewendet werden, wenn die Belastung keinem Überlastungsfall eindeutig zugeordnet werden kann, da sich in der Regel größere Sicherheiten ergeben.

Überlastungsfall 3 ($\sigma_u = \text{konst}$): Bei Vergrößerung der Betriebslast bleibt die minimale Belastung des Bauteils gleich (**Bild 3-28** unten). Dieser Überlastungsfall wird z. B. bei der Federberechnung verwendet.

¹⁾ Bei Zug/Druck ist der Index b durch zd, bei Schub t durch s zu ersetzen.

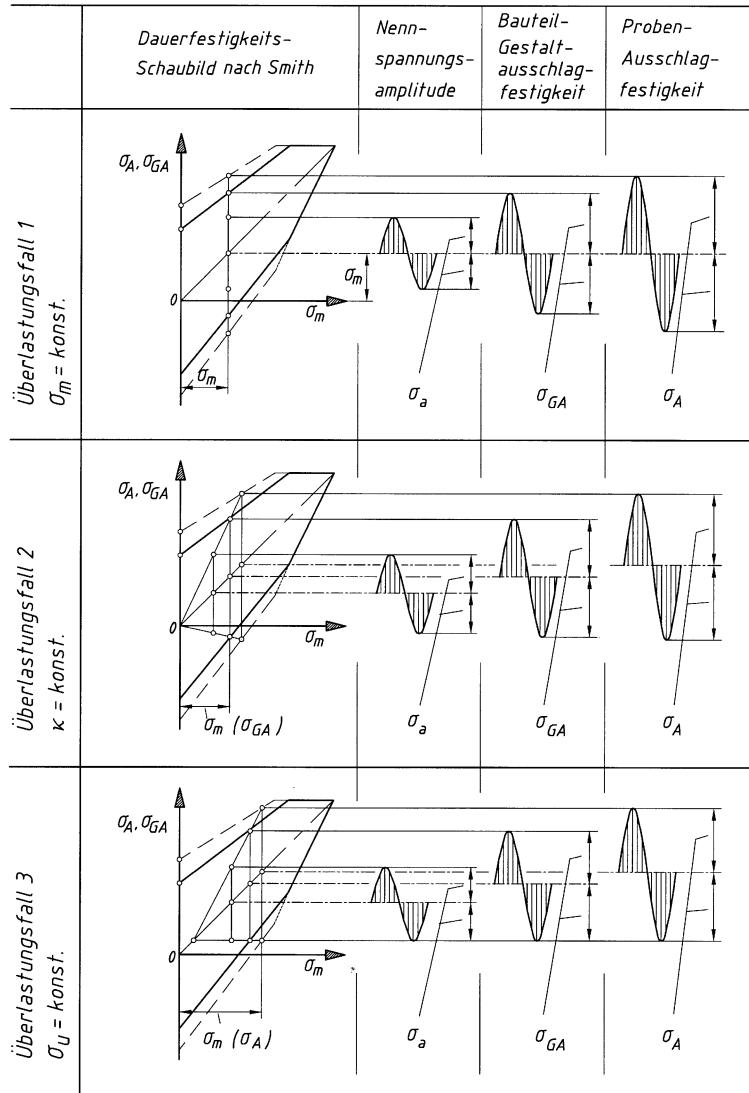


Bild 3-28 Bestimmung der Gestaltausschlagfestigkeit im Smith-Diagramm für die Überlastungsfälle 1 bis 3

Die dem jeweiligen Überlastungsfall entsprechenden Festigkeitswerte können den DFS (**TB 3-1**), wie in **Bild 3-28** gezeigt, entnommen oder nach folgenden Formeln berechnet werden:

Überlastungsfall 1 ($\sigma_m = \text{konst.}$):

$$\sigma_{bGA} = \sigma_{bGW} - \psi_\sigma \cdot \sigma_{mv}$$

$$\tau_{tGA} = \tau_{tGW} - \psi_\tau \cdot \tau_{mv}$$

1) 2)
(3.18a)

¹⁾ Die Gln. (3.18) gelten vereinfacht für $0 \geq \kappa \geq -1$. Bei $\kappa > 0$ kommt es bei vielen Werkstoffen zu einem Knick in der Grenzlinie des DFS. Bei duktilen Werkstoffen kann dieser i. Allg. vernachlässigt werden, sodass die Gleichungen bis $\kappa = +1$ gelten. Genauere Berechnungen nach FKM-Richtlinie.

²⁾ Bei Zug/Druck ist der Index b durch zd, bei Schub t durch s zu ersetzen.

Überlastungsfall 2 ($\kappa = \text{konst}$):

$$\boxed{\begin{aligned}\sigma_{bGA} &= \frac{\sigma_{bGW}}{1 + \psi_\sigma \cdot \sigma_{mv}/\sigma_{ba}} \\ \tau_{tGA} &= \frac{\tau_{tGW}}{1 + \psi_\tau \cdot \tau_{mv}/\tau_{ta}}\end{aligned}} \quad (3.18b)$$

Überlastungsfall 3 ($\sigma_u = \text{konst}$):

$$\boxed{\begin{aligned}\sigma_{bGA} &= \frac{\sigma_{bGW} - \psi_\sigma \cdot (\sigma_{mv} - \sigma_{ba})}{1 + \psi_\sigma} \\ \tau_{tGA} &= \frac{\tau_{tGW} - \psi_\tau \cdot (\tau_{mv} - \tau_{ta})}{1 + \psi_\tau}\end{aligned}} \quad (3.18c)$$

Hinweis: Die statischen Festigkeitswerte R_p , σ_{bf} bzw. τ_{tf} dürfen durch $\sigma_{GA} + \sigma_m$ bzw. $\tau_{GA} + \tau_m$ nicht überschritten werden. Um dies zu gewährleisten, ist zwingend ein statischer Festigkeitsnachweis durchzuführen.

Die *Mittelspannungsempfindlichkeit* ψ_σ bzw. ψ_τ in den Gleichungen ergibt sich allgemein zu

$$\boxed{\begin{aligned}\psi_\sigma &= a_M \cdot R_m + b_M \\ \psi_\tau &= f_\tau \cdot \psi_\sigma\end{aligned}} \quad (3.19)$$

σ_{bGW}, τ_{tGW}	Gestaltwechselfestigkeit; siehe Gl. (3.17)
σ_{mv}, τ_{mv}	Vergleichsmittelspannung; siehe Gl. (3.20)
a_M, b_M	Faktoren zur Berechnung der Mittelspannungsempfindlichkeit, Werte s. TB 3-13
f_τ	Faktor zur Berechnung der Schubfestigkeit, Werte s. TB 3-2
R_m	Zugfestigkeit; Werte nach TB 1-1 bis TB 1-2 und Gl. (3.7)

Vergleichsmittelspannung

Mit der Vergleichsmittelspannung wird die bei gleichzeitigem Auftreten von Normal- und Tangentialspannungen auftretende gegenseitige Beeinflussung der Mittelspannungen berücksichtigt. Die Vergleichsmittelspannung ergibt sich je nach zutreffender Festigkeitshypothese (s. a. 3.2) zu

$$\boxed{\begin{aligned}GEH \quad \sigma_{mv} &= \sqrt{(\sigma_{zdm} + \sigma_{bm})^2 + 3 \cdot \tau_{tm}^2} \\ \tau_{mv} &= f_\tau \cdot \sigma_{mv} \\ NH \quad \sigma_{mv} &= 0,5 \cdot [(\sigma_{zdm} + \sigma_{bm}) + \sqrt{(\sigma_{zdm} + \sigma_{bm})^2 + 4 \cdot \tau_{tm}^2}] \\ \tau_{mv} &= f_\tau \cdot \sigma_{mv}\end{aligned}} \quad (3.20)$$

σ, τ	Normalspannungen (resultierende Spannung aus Zug/Druck und Biegung), Torsions spannung
f_τ	s. Gl. (3.19)

3.6 Sicherheiten

Beim statischen und dynamischen Festigkeitsnachweis sind die im Bauteil vorhandenen Spannungen mit den ertragbaren Spannungen (Bauteilstfestigkeitswerte) zu vergleichen, s. auch **Bild 3-1**. Die hierbei ermittelten Sicherheiten (vorhandene Sicherheiten) müssen größer oder gleich den erforderlichen Mindestsicherheiten sein.

Aufgrund der vorhandenen Unsicherheiten bei den Werkstoffkennwerten und der Vereinfachung beim Berechnungsansatz kann als *erforderliche Sicherheit* (Mindestwert) $S_{B\min} = 2,0$ gegen Bruch und $S_{F\min} = 1,5$ gegen Fließen bzw. $S_{D\min} = 1,5$ gegen Dauerbruch angenommen werden. Diese Werte können bei Vorliegen günstiger Voraussetzungen (geringe Wahrscheinlichkeit des Auftretens der größten Spannungen oder der ungünstigsten Spannungskombination, geringe Schadensfolgen, regelmäßige Inspektion und gute Zugänglichkeit) vermindert werden. Bei Eisengusswerkstoffen sind wegen unvermeidbarer Gussfehler höhere Werte anzunehmen. Unsicherheiten bei der Belastungsannahme erfordern ebenfalls höhere Sicherheiten; Werte s. **TB 3-14**.

In der Regel ist für jede Spannungsart ein getrennter Festigkeitsnachweis durchzuführen. Treten mehrere Spannungsarten auf, z. B. Biegung und Torsion, ist zusätzlich ein Gesamtsicherheitsnachweis erforderlich.

Der Faktor zur Berechnung des Anstrengungsverhältnisses ist hierbei $\varphi = 1,73$ für die GEH und $\varphi = 1$ für die NH.

Werden in die Gl. (3.5) für die zulässigen Spannungen die Biegegestalt- und Torsionsgestaltausschlagfestigkeiten $\sigma_{zul} = \sigma_{bGA}$ bzw. $\tau_{zul} = \tau_{tGA}$ eingesetzt und danach die Gleichungen durch σ_{bGA} als Vergleichs-Werkstoffkennwert dividiert, ergeben sich für die im Bauteil *vorhandene Sicherheit* bei Biegung und Torsion die Beziehungen

$$\begin{aligned} GEH \quad \frac{\sigma_{va}}{\sigma_{bGA}} &= \sqrt{\left(\frac{\sigma_{ba}}{\sigma_{bGA}}\right)^2 + \left(\frac{\tau_{ta}}{\tau_{tGA}}\right)^2} = \frac{1}{S} \\ NH \quad \frac{\sigma_{va}}{\sigma_{bGA}} &= 0,5 \cdot \left(\frac{\sigma_{ba}}{\sigma_{bGA}} + \sqrt{\left(\frac{\sigma_{ba}}{\sigma_{bGA}}\right)^2 + 4 \cdot \left(\frac{\tau_{ta}}{\tau_{tGA}}\right)^2} \right) = \frac{1}{S} \end{aligned} \quad (3.21)$$

Mit der Versagensbedingung Sicherheit $S = 1$ (Versagensgrenzkurve) ergeben sich aus Gl. (3.21) für die GEH ein Ellipsenbogen und für die NH ein Parabelbogen

$$\begin{aligned} GEH \quad \left(\frac{\sigma_{ba}}{\sigma_{bGA}}\right)^2 + \left(\frac{\tau_{ta}}{\tau_{tGA}}\right)^2 &= 1 \\ NH \quad \frac{\sigma_{ba}}{\sigma_{bGA}} + \left(\frac{\tau_{ta}}{\tau_{tGA}}\right)^2 &= 1 \end{aligned} \quad (3.22)$$

Zur Berechnung einer im Bauteil vorhandenen Gesamtsicherheit bei Biegung und Torsion, erweitert um Zug/Druck und Schub, kann Gl. (3.21) in der Form beschrieben werden

$$\begin{aligned} GEH \quad S &= \frac{1}{\sqrt{\left(\frac{\sigma_{zda}}{\sigma_{zdGA}} + \frac{\sigma_{ba}}{\sigma_{bGA}}\right)^2 + \left(\frac{\tau_{sa}}{\tau_{sGA}} + \frac{\tau_{ta}}{\tau_{tGA}}\right)^2}} \\ NH \quad S &= \frac{1}{0,5 \left[\left(\frac{\sigma_{zda}}{\sigma_{zdGA}} + \frac{\sigma_{ba}}{\sigma_{bGA}}\right) + \sqrt{\left(\frac{\sigma_{zda}}{\sigma_{zdGA}} + \frac{\sigma_{ba}}{\sigma_{bGA}}\right)^2 + 4 \cdot \left(\frac{\tau_{sa}}{\tau_{sGA}} + \frac{\tau_{ta}}{\tau_{tGA}}\right)^2} \right]} \end{aligned} \quad (3.23)$$

Neben den Sicherheiten wird auch mit Auslastungsgraden $a = S_{\min}/S$ (FKM-Richtlinie) gerechnet.

3.7 Praktische Festigkeitsberechnung

3.7.1 Überschlägige Berechnung

Die Kontrolle der Bauteilsicherheit (s. **Bild 3-1**) setzt eine bereits vorhandene konstruktive Lösung des Bauteiles voraus, da nur dann die o. g. Einflussgrößen ermittelt und somit die vorliegende Sicherheit festgestellt werden kann. Innerhalb des Konstruktionsprozesses ist daher vielfach eine überschlägige Ermittlung des Bauteilquerschnittes erforderlich, der dann nach Festlegung des Konstruktionsumfeldes die eigentliche Grundlage des Festigkeitsnachweises ist.

1. Statisch belastete Bauteile

Für statisch oder überwiegend statisch belastete Bauteile ist bei duktilen Werkstoffen (Stahl, Stahlguss, Aluminium, Al-Legierungen, Kupfer und Cu-Legierungen u. ä.) die Fließgrenze (bzw. die 0,2-Dehngrenze) und bei spröden Werkstoffen (Grauguss, Holz, Keramik u. ä.) die jeweilige Bruchfestigkeit als bekannter Werkstoffgrenzwert für den überschlägigen Entwurfsansatz maßgebend (s. **Bild 3-29**). Allgemein gilt:

$$\text{vorhandene Spannung} \leq \text{zulässige Spannung} = \frac{\text{Werkstoffgrenzwert}}{\text{Sicherheit}}$$

und damit für duktile Werkstoffe bei Zug:

$$\sigma_z \leq \sigma_{zzul} = R_{eN}(R_{p0,2N})/S_{F\min} \quad (3.24)$$

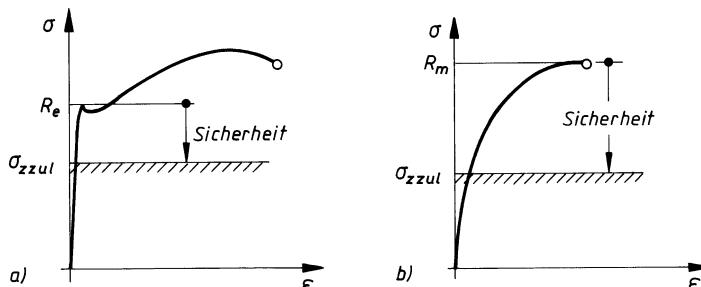


Bild 3-29 Zulässige Spannung bei statischer Beanspruchung (für Entwurfsberechnungen).
a) duktile Werkstoffe, b) spröde Werkstoffe

		Werkstoff					
		duktil (zäh)			spröde		
Beanspruchungsart		Stahl, GS, Cu-Leg.	Al-Knet- legierung	Al-Guss- legierung	GJL	GJM	GJS
Zug		$R_e(R_{p0,2})$			R_m		
Druck	$R_{ed} \approx$	R_e	R_e	$1,5 \cdot R_e$	$2,5 \cdot R_m$	$1,5 \cdot R_m$	$1,3 \cdot R_m$
Biegung	$\sigma_{bf} \approx$	$1,1 \cdot R_e$	R_e	R_e	R_m	R_m	R_m
Schub	$\tau_{sf} \approx$	$0,6 \cdot R_e$	$0,6 \cdot R_e$	$0,75 \cdot R_e$	$0,85 \cdot R_m$	$0,75 \cdot R_m$	$0,65 \cdot R_m$
Torsion	$\tau_{tf} \approx$	$0,65 \cdot R_e$	$0,6 \cdot R_e$	—	—	—	—

Bild 3-30 Statische Festigkeitswerte für Überschlagsrechnungen (Näherungswerte)

sowie für spröde Werkstoffe bei Zug:

$$\sigma_z \leq \sigma_{z\text{ zul}} = R_{mN}/S_{B\text{ min}} \quad (3.25)$$

$S_{F\text{ min}} = 1,2 \dots 1,8$ erforderliche Mindestsicherheit gegen Fließen

$S_{B\text{ min}} = 1,5 \dots 3$ erforderliche Mindestsicherheit gegen Bruch

Werte für R_{pN} und R_{mN} aus **TB 1-1** bis **TB 1-2** bzw. Werkstoffnormen

Da vielfach nur die Werkstoffkennwerte des statischen Zugversuchs vorliegen, kann bei Überschlagsrechnungen für die anderen Beanspruchungsarten die jeweils maßgebende *zulässige Spannung* mit den Werten nach **Bild 3-30** berechnet werden.

2. Dynamisch belastete Bauteile

Bei dynamischer Belastung kann für Bauteile, deren Kerbwirkung, Größe, ggf. auch Oberfläche zunächst nicht bekannt oder noch nicht erfassbar sind, die vorhandene Spannung für die Entwurfsberechnung unter Annahme hoher Sicherheiten mit den entsprechenden Dauerfestigkeitswerten verglichen werden

$$\sigma \leq \sigma_{\text{zul}} = \sigma_D/S_{D\text{ min}} \quad \text{bzw.} \quad \tau \leq \tau_{\text{zul}} = \tau_D/S_{D\text{ min}} \quad (3.26)$$

$S_{D\text{ min}} = 3 \dots 4$ erforderliche Mindestsicherheit gegen Dauerbruch
 σ_D, τ_D Dauerfestigkeitswerte aus **TB 1-1**

Hinweis: Die mit $\sigma_{\text{zul}}(\tau_{\text{zul}})$ überschlägig berechneten Bauteilabmessungen beziehen sich auf die durch Kerben geschwächte Querschnitte. So entspricht z. B. auch bei Eindrehungen in Wellen der berechnete Durchmesser gleich dem Nenndurchmesser. Die Werte für $\sigma_{\text{zul}}(\tau_{\text{zul}})$ sind sinnvoll zu runden.

3.7.2 Statischer Festigkeitsnachweis

Der statische Festigkeitsnachweis wird zum Vermeiden von bleibenden Verformungen, Anriss oder Gewaltbruch geführt. Da bei duktilen Werkstoffen (z. B. Bau- und Vergütungsstähle) auch bei gehärteten Randschichten keine Anrisse und kein Gewaltbruch vor einer bleibenden Verformung zu erwarten ist, ist der statische Nachweis als Grundnachweis zu betrachten. Er erfolgt zweckmäßig nach **Bild 3-31**.

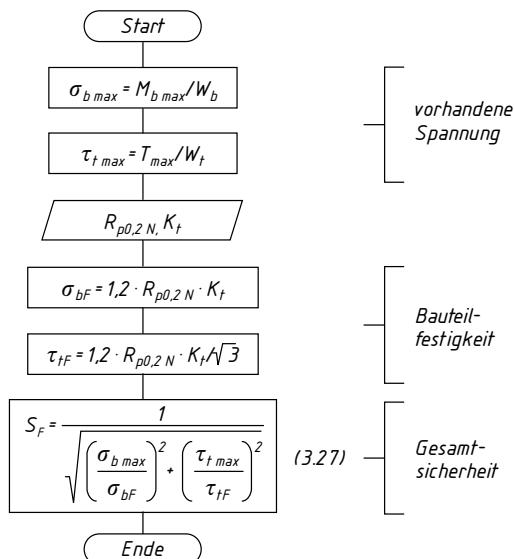


Bild 3-31

Vereinfachter statischer Festigkeitsnachweis gegen Fließen (duktile Rundstäbe; Biegung und Torsion)

Bei spröden Werkstoffen ist die Vergleichssicherheit mit der Normalspannungshypothese analog Gl. (3.23) zu bilden, wobei anstelle der Fließ- die Bruchgrenze einzusetzen ist. Soll der Nachweis unter Ausnutzung der vollen „Tragreserven“ des Bauteils erfolgen (Verformung in den plastischen Bereich, s. 3.4), so ist der Nachweis gegen Fließen und gegen Bruch nach Gl. (3.10) durchzuführen. Der ungünstigste Fall ist maßgebend.

Für die Sicherheiten gilt:

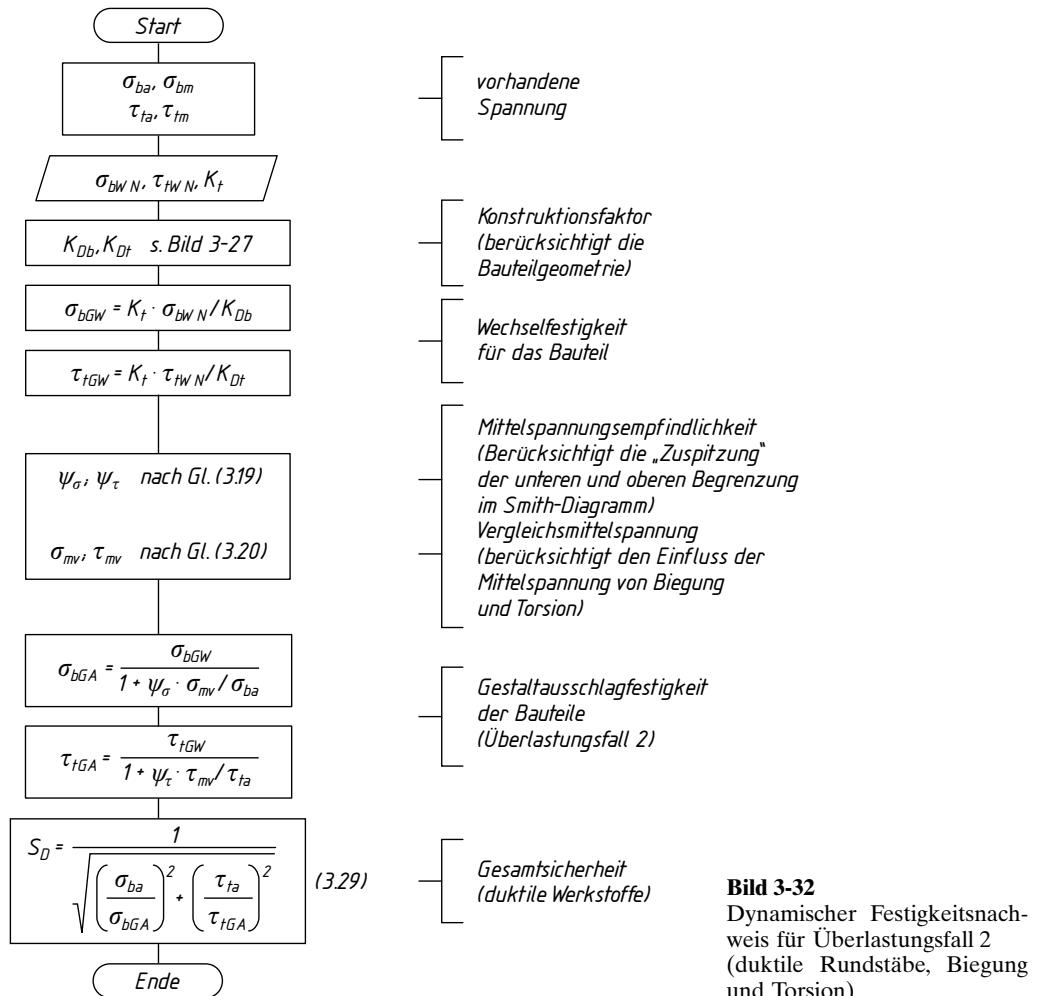
$$S_F \geq S_{F\min} \quad \text{bzw.} \quad S_B \geq S_{B\min} \quad (3.28)$$

$S_{F\min}, S_{B\min}$ erforderliche Mindestsicherheit gegen Fließen bzw. Bruch, Werte s. **TB 3-14**

Hinweis: Der statische Festigkeitsnachweis sollte mit den Maximalwerten T_{\max} und $M_{b\max}$ geführt werden (s. **Bild 3-8**).

3.7.3 Dynamischer Festigkeitsnachweis (Ermüdungsfestigkeitsnachweis)

Der prinzipielle Ablauf des dynamischen Festigkeitsnachweises ist in **Bild 3-32** für den Überlastungsfall 2 dargestellt.



Bei spröden Werkstoffen ist wie beim statischen Nachweis die Vergleichssicherheit mit der Normalspannungshypothese analog Gl. (3.23) zu bilden. Für die Gesamtsicherheit gilt

$$S_D \geq S_{D\min} \quad (3.30)$$

$S_{D\min}$ erforderliche Mindestsicherheit gegen Dauerbruch, Werte s. **TB 3-14**

Werden im Ablaufplan von **Bild 3-32** die statischen Anteile der Spannungen $\sigma_{bm} = 0$ bzw. $\tau_{tm} = 0$ gesetzt, ergibt sich ein wesentlich vereinfachter Berechnungsalgorithmus, da die Berechnung der Mittelspannungsempfindlichkeit und Vergleichsmittelpfannung entfallen und damit die Gestaltwechselfestigkeit gleich der Gestaltausschlagfestigkeit wird. Diese Vereinfachung wird der dynamischen Berechnung der Achsen und Wellen in Kapitel 11 zugrunde gelegt. Die Ergebnisse werden damit unsicherer. Aus diesem Grund wird in Kapitel 11 eine höhere erforderliche Sicherheit $S_{D\text{erf}}$ angesetzt

$$S_{D\text{erf}} = S_{D\min} \cdot S_z \quad (3.31)$$

$S_{D\min}$ erforderliche Mindestsicherheit gegen Dauerbruch, Werte s. **TB 3-14a**

S_z Sicherheitsfaktor zur Kompensierung der Berechnungsvereinfachung, Werte s. **TB 3-14c**

Hinweis: Für den dynamischen Festigkeitsnachweis sind die Ausschlagsspannungen σ_{ba} und τ_{ta} unter Berücksichtigung des Anwendungsfaktors K_A zu berechnen. Die höheren, selten auftretenden Maximalwerte T_{\max} und M_{\max} führen nicht zum Dauerbruch.

3.7.4 Dynamischer Festigkeitsnachweis – Einzelbelastungen, Lastkollektive, Zeitfestigkeit, Dauerfestigkeit

Bei Kenntnis der Wöhlerlinie besteht die Möglichkeit, einen Zeitfestigkeitsnachweis durchzuführen. Weiterhin kann bei der Beanspruchung infolge von Lastkollektiven die Sicherheit für die Zeit- und Dauerfestigkeit bestimmt werden. Das bekannteste und am häufigsten angewandte Verfahren hierfür ist die lineare Schadensakkumulations-Hypothese nach Palmgren und Miner. Dieses Verfahren – genutzt für eine Lebensdauerberechnung mittels Nennspannungen – wird i. Allg. als „Miner-Regel“ bezeichnet. Eingangsgrößen sind die Schwingbeanspruchungen nach Größe und Häufigkeit, beschrieben durch das Lastkollektiv der Nennspannungsamplituden.

Grundgedanke der „Miner-Regel“ ist, dass die schwingende Beanspruchung des Bauteils eine Schädigung bewirkt, die sich im Laufe ihrer Einwirkung aufsummieren. Begrenzt wird die Beanspruchung durch einen Schwingbruch, nachdem ein kritischer Schädigungswert erreicht wurde. Zu klären ist dabei, wie mit den Schwingbeanspruchungen unterhalb der Dauerfestigkeit zu verfahren ist. Bei der ursprünglichen Entwicklung der „Miner-Regel“ wurde davon ausgegangen, dass alle Stufen des Lastkollektivs oberhalb der Dauerfestigkeit liegen. Die Hypothese wurde dann dahingehend erweitert, dass Beanspruchungen unterhalb der Dauerfestigkeit beliebig oft ohne Bruch ertragen werden können, d. h. keinen Schädigungsbeitrag liefern. Genannt wird das Verfahren auch „Miner-original“. Versuchsergebnisse zeigten aber, dass auch die Stufen unterhalb der Dauerfestigkeit einen Schädigungsbeitrag leisten. Ein Grund dafür ist z. B., dass mit fortschreitenden Schwingspielen im Zeitfestigkeitsbereich und einem zunehmenden Schädigungswert auch die Dauerfestigkeit abnimmt. Klar ist auch, dass die Fortsetzung der Zeitfestigkeitsgeraden, d. h. die Vernachlässigung der Dauerfestigkeit, zu geringe Lebensdauern ergeben würden.

In Anlehnung an diese beiden Varianten wurde ein Verfahren entwickelt, indem ab dem Knickpunkt Zeitfestigkeit – Dauerfestigkeit der Verlauf zwischen den zwei beschriebenen Extremwerten fortgesetzt wird. Bezeichnet wird dieses Verfahren als „Miner-erweitert“, welches in DIN 743-4 als Grundlage für die Berechnung der Sicherheit für die Zeit- bzw. Dauerfestigkeit verwendet wird.

Nach DIN 743-4 sind für die Berechnung zu berücksichtigen, dass die Angaben zur Wöhlerlinie für gekerbte Rundstäbe gelten und die Knickpunkte für die Wöhlerlinie bei $N_D = 10^6$ bzw. $N_S = 10^3$ angenommen werden (s. Bild 3-33). Bei Verwendung anderer Werte ist entsprechend zu verfahren. Außerdem wird davon ausgegangen, dass die Gestaltausschlagfestigkeiten σ_{zdGA} , σ_{bdGA} bzw. τ_{tGA} , berechnet nach Abschn. 3.7.3, bekannt sind.

Bei der Beanspruchung durch Lastkollektive wird vorausgesetzt, dass für Beanspruchungsfälle $\sigma_m = \text{konstant}$ bzw. $\tau_m = \text{konstant}$ alle Laststufen des Kollektivs einen konstanten Wert besitzen und bei Belastungserhöhung dieser Wert konstant bleibt. Dies gilt ebenfalls für den Beanspruchungsfall $\kappa = \text{konstant}$, d. h. das Verhältnis von Unter- zu Oberspannung ist in allen Belastungsstufen und bei Belastungserhöhung konstant.

1. Beanspruchung durch Schwingspiele mit konstanter Ausschlagsspannung im Zeitfestigkeitsbereich

Im Zeitfestigkeitsbereich gilt allgemein die Wöhlerliniengleichung, damit wird die Dauerfestigkeit auf die Zeitfestigkeit umgerechnet:

$$\sigma_{zd,bGZ} = \sqrt[q_\sigma]{\frac{N_D}{N_L}} \cdot \sigma_{zd,bGA} \quad (3.32)$$

bzw.

$$\tau_{tGZ} = \sqrt[q_\tau]{\frac{N_D}{N_L}} \cdot \tau_{tGA} \quad (3.33)$$

N_D	Schwingspielzahl am Knickpunkt der Wöhlerlinie zwischen Zeit- und Dauerfestigkeit
N_L	auftretende Schwingspielzahl
$\sigma_{zd,bGA}, \tau_{tGA}$	Gestaltausschlagfestigkeit für Zug/Druck-, Biege- bzw. Torsionsbeanspruchung
$\sigma_{zd,bGZ}, \tau_{tGZ}$	Gestaltzeitfestigkeit für Zug/Druck-, Biege- bzw. Torsionsbeanspruchung
q_σ, q_τ	Wöhlerlinienexponent für Normal- bzw. Schubspannungen, $q_\sigma = 5, q_\tau = 8$

Gl. (3.32) und Gl. (3.33) sind gültig für: $N_S \leq N_L \leq N_D$ (s. Bild 3-33).

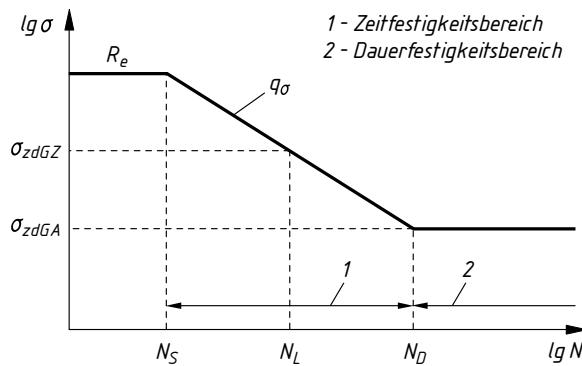


Bild 3-33

Wöhlerlinie allgemein (N_S, N_L, N_D : Schwingspielzahl für quasistatische Beanspruchung, für die Gestaltzeitfestigkeit σ_{zdGZ} bzw. am Übergang zur Gestaldauerfestigkeit σ_{zdGA})

Die Sicherheit S für die Zeitfestigkeit ergibt sich dann mit den jeweiligen Ausschlagsspannungen aus:

$$S = \sigma_{zd,bGZ}/\sigma_{zd,ba} \leq S_{Z,\min} \quad \text{bzw.} \quad S = \tau_{tGZ}/\tau_{ta} \leq S_{Z,\min} \quad (3.34)$$

$\sigma_{zd,ba}, \tau_{ta}$ Ausschlagsspannung für Zug/Druck-, Biege- bzw. Torsionsbeanspruchung
 $\sigma_{zd,bGZ}, \tau_{tGZ}$ Gestaltzeitfestigkeit für Zug/Druck-, Biege- bzw. Torsionsbeanspruchung

Die Mindestsicherheit sollte $S_{Z,\min} = 1,2$ betragen. Höhere Mindestsicherheiten sind z. B. bei Unsicherheiten bei der Annahme der Belastungen und mögliche Folgeschäden erforderlich. Bei zusammengesetzter Beanspruchung ist die Sicherheit S nach Gl. (3.43) zu bestimmen.

2. Beanspruchung infolge von Lastkollektiven im Zeit- und Dauerfestigkeitsbereich

Zu ermitteln ist die schädigungäquivalente Ausschlagsspannung mit:

$$\sigma_{zd, ba} = \sigma_{zd, ba1}/K_{K\sigma} \quad \text{bzw.} \quad \tau_{ta} = \tau_{ta1}/K_{K\tau} \quad (3.35)$$

Der dafür benötigte Kollektivfaktor $K_{K\sigma}$ bzw. $K_{K\tau}$ ergibt sich aus:

$$K_{K\sigma, \tau} = \sqrt[q_{\sigma, \tau}]{\left[\frac{1}{\sqrt[q_{\sigma, \tau}]{N^*}} - 1 \right] \cdot D_M + 1} \quad (3.36)$$

mit der Völligkeit v , welche die Form des Belastungskollektivs berücksichtigt:

$$v_\sigma = \sqrt[q_\sigma]{\sum_{i=1}^k \left[\frac{n_i}{N^*} \right] \cdot \left[\frac{\sigma_{zd, bai}}{\sigma_{zd, ba1}} \right]^{q_\sigma}} \quad (3.37)$$

$$v_\tau = \sqrt[q_\tau]{\sum_{i=1}^k \left[\frac{n_i}{N^*} \right] \cdot \left[\frac{\tau_{tai}}{\tau_{ta1}} \right]^{q_\tau}} \quad (3.38)$$

n_i	Anzahl der Schwingspiele für eine Lastkollektivstufe
N^*	Bezugsschwingspielzahl
$\sigma_{zd, bai}, \tau_{tai}$	Spannungsausschlag der Lastkollektivstufe i
$\sigma_{zd, ba1}, \tau_{ta1}$	größter Spannungsausschlag des Lastkollektivs
q_σ, q_τ	Wöhlerlinienexponent für Normal- bzw. Schubspannungen, $q_\sigma = 5, q_\tau = 8$
D_M	Minersumme (Schädigungssumme), es sollte mit $D_M = 0,3$ gerechnet werden
k	letzte zu berücksichtigende Kollektivstufenzahl (s. u.)

Zu unterscheiden ist nun noch, ob die Summe aller Schwingspiele kleiner oder gleich der Schwingspielzahl N_D ist (ist die Summe größer als N_D , wird bei N_D abgeschnitten, d. h. mit einer Summe aller Schwingspiele gleich N_D gerechnet, **Bild 3-34b**). Weiterhin ist für die letzte zu berücksichtigende Kollektivstufe $i = k$ mit $n_{i=k} = n_e$ zu rechnen. Die Gesamtkollektivstufenzahl j ist dabei auf die Kollektivstufenzahl k zu reduzieren. Die Stufe k des Belastungskollektivs ist die erste, die über den Knickpunkt der Wöhlerlinie hinausgeht bzw. ihn gerade erreicht (**Bild 3-34b**) bzw. die letzte, die noch im Zeitfestigkeitsbereich liegt (**Bild 3-34a**).

Liegt die Summe aller Schwingspiele im Dauerfestigkeitsbereich gilt:

$$\sum_{i=1}^j n_i \geq N_D; \quad n_e = N_D - \sum_{i=1}^{k-1} n_i, \quad (3.39)$$

bzw. bei einer Summe aller Schwingspiele im Zeitfestigkeitsbereich:

$$\sum_{i=1}^j n_i < N_D; \quad n_e = n_j, \quad (k = j) \quad (3.40)$$

Für die Bezugsschwingspielzahl N^* gilt:

$$N^* = N_D \quad \text{wenn} \quad \sum_{i=1}^j n_i \geq N_D \quad (3.41)$$

$$N^* = \sum_{i=1}^j n_i \quad \text{wenn} \quad \sum_{i=1}^j n_i \leq N_D \quad (3.42)$$

N_D Schwingspielzahl am Knickpunkt der Wöhlerlinie zwischen Zeit- und Dauerfestigkeit
 j Gesamtzahl der Lastkollektivstufen
 k Nummer der Lastkollektivstufe, die folgende Bedingung erfüllt:

$$\sum_{i=1}^k n_i \geq N_D \quad \text{und} \quad \sum_{i=1}^{k-1} n_i < N_D$$

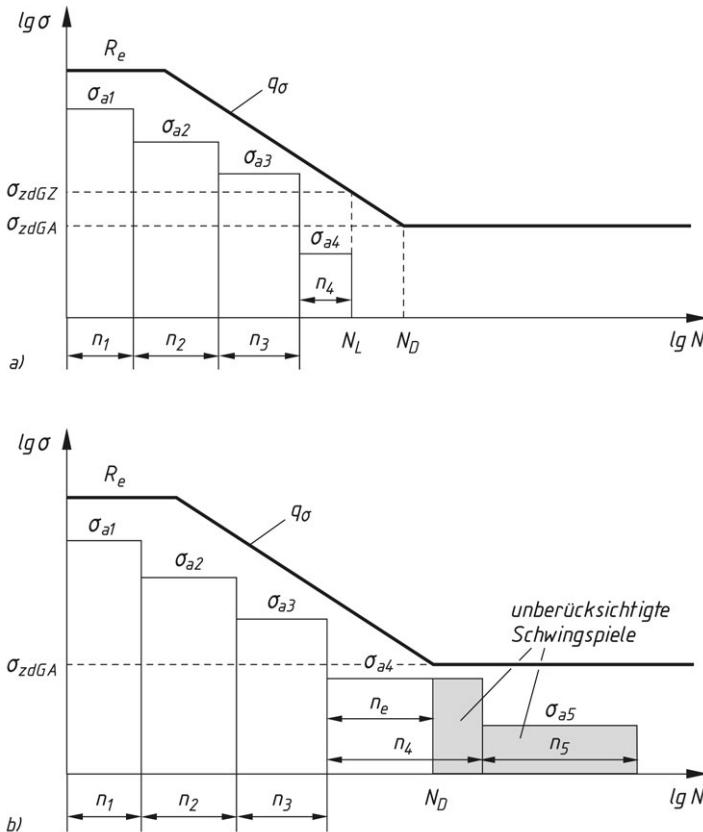


Bild 3-34 Wöhlerlinien einschließlich der auftretenden Lastkollektive; die Summe aller Schwingspiele liegt a) im Zeitfestigkeitsbereich, b) im Dauerfestigkeitsbereich

Die Sicherheit S für die Zeit- bzw. Dauerfestigkeit kann bestimmt werden mit (die jeweiligen Zeitfestigkeiten sind dafür mit Gl. (3.32) bzw. Gl. (3.33) zu berechnen):
Zeitfestigkeit:

$$S = \frac{1}{\sqrt{\left[\frac{\sigma_{zda}}{\sigma_{zdGZ}} + \frac{\sigma_{ba}}{\sigma_{bGZ}} \right]^2 + \left[\frac{\tau_{ta}}{\tau_{tGZ}} \right]^2}} \leq S_{Z \min} \quad (3.43)$$

Dauerfestigkeit:

$$S = \frac{1}{\sqrt{\left[\frac{\sigma_{zda}}{\sigma_{zdGA}} + \frac{\sigma_{ba}}{\sigma_{bGA}} \right]^2 + \left[\frac{\tau_{ta}}{\tau_{tGA}} \right]^2}} \leq S_{D \min} \quad (3.44)$$

$\sigma_{zd, ba}, \tau_{ta}$ Ausschlagsspannung für Zug/Druck-, Biege- bzw. Torsionsbeanspruchung

$\sigma_{zd, bGZ}, \tau_{tGZ}$ Gestaltzeitfestigkeit für Zug/Druck-, Biege- bzw. Torsionsbeanspruchung

$\sigma_{zd, bGA}, \tau_{tGA}$ Gestaltausschlagfestigkeit für Zug/Druck-, Biege-, bzw. Torsionsbeanspruchung

Die Mindestsicherheit sollte $S_{\min} = 1,2$ betragen. Höhere Mindestsicherheiten sind z. B. bei Unsicherheiten bei der Annahme der Belastungen und mögliche Folgeschäden erforderlich.

3.7.5 Tragfähigkeitsnachweis im Stahlbau

1. Teilsicherheitskonzept für den Bauteilmachweis

Seit der Einführung der Stahlbaunorm DIN 18800, inzwischen ersetzt durch die Nachfolgenorm Eurocode 3 (EN 1993-1, T1 bis T12), erfolgt die Bemessung der Stahlbauten nicht mehr auf der Grundlage zulässiger Spannungen oder globaler Sicherheitskonzepte, sondern nach Grenzzuständen unter Verwendung von Teilsicherheitsbeiwerten. Der Einstieg in diesen Themenbereich fällt dem Ingenieur meist nicht leicht, da die Zusammenhänge sehr komplex sind und im Maschinenbau eine andere Herangehensweise üblich ist. Auch werden häufig Begriffe und Variablen verwendet, die allgemein im Maschinenbau nicht üblich sind. So spricht man z. B. von Einwirkungen, Widerstandsgrößen, Teilsicherheitsbeiwerten und Bemessungswerten (Erklärungen dazu s. u.) an Stelle von Belastungen, Festigkeiten und Sicherheiten. Da in verschiedenen Anwendungen (z. B. bei Schweiß-, Niet-, Schrauben- und Bolzenverbindungen, s. auch Kap. 6–9) das Teilsicherheitskonzept praktiziert wird, werden im Folgenden die wesentlichen Grundlagen kurz beschrieben, s. auch Beispiel 3.6.

Grundgedanke der Berechnungsmethode ist, dass die auf ein Bauteil wirkenden Einwirkungen als statistisch streuende Größen mit entsprechenden Wahrscheinlichkeiten behandelt werden. Ebenfalls gilt dies für den Widerstand des Bauteils, diesen Beanspruchungen zu widerstehen. Für die Einwirkungen und Widerstände gibt es somit Mittelwerte, Standardabweichungen oder andere charakteristische Werte, welche die zufallsbedingten Streuungen der maßgebenden Einflussgrößen rechnerisch erfassen. Liegen diese Werte für die Einwirkungen und Widerstände, d. h. die jeweiligen Verteilungsfunktionen, weit genug auseinander, lässt sich mit der geforderten Wahrscheinlichkeit ein Versagen ausschließen. Die Einwirkungen und Widerstandsgrößen werden dabei in verschiedene Kategorien unterteilt, die jeweils gesondert mit speziellen Teilsicherheitsbeiwerten in für den Nachweis notwendige Bemessungswerte umzurechnen sind. Das gleichzeitige Auftreten von mehreren unabhängigen Einwirkungen wird durch geeignete Kombinationsregeln berücksichtigt.

Die geforderte Tragfähigkeit ist dann nachgewiesen, wenn gilt:

$$\text{Beanspruchung } E_d \leq \text{Beanspruchbarkeit } R_d$$

$$\text{bzw. } E_d/R_d \leq 1$$

Die Bestimmung der Beanspruchung S_d wird in folgenden Schritten vorgenommen:

1. Ermittlung der charakteristischen Werte für die Einwirkungen F_k ,
2. Multiplizieren dieser mit den Teilsicherheitsbeiwerten γ_F und gegebenenfalls Kombinationswerten ψ ; damit erhält man die Bemessungswerte der Einwirkungen $F_d = \gamma_F \cdot F_k$ bzw. bei der Notwendigkeit der Bildung von Einwirkungskombinationen $F_d = \gamma_F \cdot \psi \cdot F_k$,
3. Berechnung der Beanspruchungen S_d , d. h. der Schnittgrößen oder Spannungen.

Die Schritte zur Bestimmung der Beanspruchbarkeit R_d sind:

1. Ermittlung der charakteristischen Werte der Widerstandsgrößen R_k ,
2. Dividieren dieser durch die Teilsicherheitsbeiwerte γ_M ; damit erhält man die Bemessungswerte der Widerstandsgrößen $R_d = R_k / \gamma_M$ und es kann die Formulierung der Grenzzustände erfolgen,
3. Berechnung der Beanspruchbarkeit R_d , d. h. der Grenzwerte der Grenzzustände.

Wesentliche Kenngrößen des Teilsicherheitskonzepts sind:

Einwirkungen: Tragwerke sind mechanischen, chemischen, thermischen und elektromagnetischen Einflüssen ausgesetzt. Die daraus resultierenden Kraft- und Verformungsgrößen werden als Einwirkungen bezeichnet. Nach ihrer zeitlichen Veränderlichkeit werden die Einwirkungen allgemein in ständige Einwirkungen G , deren zeitliche Änderung klein ist und selten erfolgt (z. B. das Eigengewicht von Tragwerken), veränderliche Einwirkungen Q , bei denen zeitliche Änderungen häufig auftreten (z. B. Nutzlasten) und außergewöhnliche Einwirkungen F_A , die durch einen großen Wiederholungszeitraum charakterisiert sind (z. B. der Anprall von Fahrzeugen), eingeteilt.

Charakteristischer Wert, allgemein: Ist ein für Zwecke der Bemessung durch statistische Parameter definierter Wert der Basisvariablen (z. B. Einwirkungen, Festigkeiten, Abmessungen). In der

als bekannt angenommenen statistischen Verteilung ist dies ein Wert, der nur mit vorgeschriebener Wahrscheinlichkeit unterschritten oder höchstens erreicht wird.

Charakteristische Werte der Einwirkungen: Als charakteristische Werte für die Einwirkungen gelten die Werte der einschlägigen Normen zu den Lastannahmen, z. B. Eurocode 1 (EN 1991-1). Charakteristische Werte für die Einwirkungen F_k sind z. B. als ständige Einwirkungen das Eigengewicht oder die Wasserlast und bei veränderlichen Einwirkungen die Verkehrs-, Wind- und Schneelasten. Bei den Werten kann es sich um einen oberen und einen unteren Wert handeln, der mit einer bestimmten Wahrscheinlichkeit nicht überschritten bzw. nicht erreicht wird.

Teilsicherheitsbeiwerte: Diese ermöglichen, die Vielzahl der Einwirkungen und Widerstände separat zu bewerten und ihnen jeweils geeignete Teilsicherheitsbeiwerte zuzuordnen. Zu unterscheiden sind Teilsicherheitsbeiwerte für die Einwirkungen (γ_F) und die Widerstände (γ_M). – Die Teilsicherheitsbeiwerte für die Einwirkungen γ_F dienen zur Berücksichtigung zufälliger Abweichungen von den charakteristischen Werten und Ungenauigkeiten im stochastischen Modell der Einwirkungen. – Mit den Teilsicherheitsbeiwerten für die Widerstände γ_M lassen sich zufällige Abweichungen der Bauteilwiderstände von den charakteristischen Werten, der Umrechnungsfaktoren für die Übertragung der Widerstände von Probenkörpern auf die Bauteile und der System- und Querschnittsabmessungen berücksichtigen. – Die Zahlenwerte für die Teilsicherheitsbeiwerte werden problem-, baustoff- und bauartspezifisch für den betrachteten Grenzzustand festgelegt und sind den Normen für die entsprechenden Bauwerksarten (Hochbauten, Brücken, Kranbahnen) zu entnehmen.

Kombinationswerte: Sind mehrere veränderliche Einwirkungen zu berücksichtigen, ist nicht zu erwarten, dass diese gleichzeitig mit ihren Extremwerten auftreten. Dieser Umstand wird durch die Einführung von Kombinationsbeiwerten ψ berücksichtigt. Zu unterscheiden ist dabei noch die Art der veränderlichen Einwirkungen, z. B. verwendet man den Kombinationsbeiwert ψ_0 bei kurzzeitig veränderlichen Einwirkungen, ψ_1 bei langzeitig veränderlichen Einwirkungen und ψ_2 bei praktisch ständig veränderlichen Einwirkungen. Die Zahlenwerte sind den Normen für die entsprechenden Bauwerksarten (Hochbauten, Brücken, Kranbahnen) zu entnehmen.

Widerstände: Der Widerstand ist die Eigenschaften eines Tragwerks, Bauteils oder Bauteilquerschnitts, bestimmten Einwirkungen zu widerstehen. Der Widerstand wird durch die verwendeten Baustoffe mit bestimmten Festigkeiten, deren Anordnung und Verbindung im Bauteil sowie durch die Bauteilabmessungen erreicht.

Charakteristische Werte der Widerstände: Diese werden durch die Eigenschaften des verwendeten Baustoffs und seinen Abmessungen bestimmt. Die Werte sind den baustoffspezifischen Normen zu entnehmen und entsprechen einer Gruppe der Grenzzstände, d. h. einer vorgegebenen Wahrscheinlichkeit, mit der die Werte der untersuchten Eigenschaften über dem ausgewiesenen Wert liegen.

Grenzzstände: Diese begrenzen die Beanspruchung des Tragwerks oder von Bauteilen und lassen sich allgemein in Grenzzstände der Tragfähigkeit und der Gebrauchsfähigkeit unterscheiden. Als Grenzzstände der Tragfähigkeit sind z. B. das Stabilitätsversagen, der Bruch oder bruchnahe Zustand von Teilen, der Verlust der Funktionsfähigkeit und die Ermüdung zu nennen. Grenzzstände der Gebrauchsfähigkeit sind z. B. unzulässige Verformungen und Rissbildungen oder nicht tolerierbare Erschütterungen und Schwingungen.

Der beschriebene Tragfähigkeitsnachweis setzt ein mechanisches und ein stochastisches Modell voraus. Das mechanische Modell ist die Gesamtheit der Annahmen und Beziehungen zur idealisierten Beschreibung des mechanischen Verhaltens einer Konstruktion, z. B. das Ebenbleiben der Querschnitte und die Gültigkeit des Hooke'schen Gesetzes. Es sollte das Bauteilversagen im Grenzzustand zutreffend beschreiben.

Das stochastische Modell umfasst die Gesamtheit der Annahmen und Beziehungen für die wahrscheinlichkeitstheoretische Erfassung von Einflüssen. Es beinhaltet die Verteilungsfunktion der Basisvariablen (z. B. Einwirkungen, Festigkeiten, Abmessungen) einschließlich der Zahlenwerte ihrer Parameter sowie die charakteristischen Werte und Bemessungswerte der Basisvariablen. Für das stochastische Modell sollten möglichst alle Basisvariablen bekannt sein, d. h. die Einflussgrößen für die Grenzzstände. Sind diese Voraussetzungen nicht erfüllt, sind entsprechende Abschätzungen erforderlich. Die Angaben in Normen dafür stützen sich auf bisherige Erfahrungen.

2. Berechnungsmethoden

Nach DIN EN 1993 unterscheidet man zwei Berechnungsmethoden, die elastische bzw. die plastische Tragwerksberechnung. Bei der *elastischen Tragwerksberechnung* werden die Beanspruchungen nach der Elastizitätstheorie ermittelt. Es ist nachzuweisen, dass die Spannungen kleiner als die Bemessungswerte der Beanspruchbarkeit sind. Die elastische Tragwerksberechnung darf für alle Querschnitte genutzt werden und wird in den betroffenen Kapiteln verwendet.

Bei der *plastischen Tragwerksberechnung* kann man die plastischen Querschnittsreserven zusätzlich nutzen. Bei dieser Berechnung wird auch das nichtlineare Werkstoffverhalten mit berücksichtigt. Es wird dabei vorausgesetzt, dass das Tragwerk an den Fließgelenken – als Gelenk ausgeführte Stellen eines Tragwerks, an denen die Fließfestigkeit überschritten wird – über eine ausreichende Verformungsmöglichkeit (Rotationskapazität) verfügt. Der Querschnitt in den Fließgelenken sollte doppelt- oder einfachsymmetrisch sein, die Regeln gelten für die Baustähle nach TB 6-5. Die Berechnung ist nach drei Methoden möglich, dem elastisch-plastischen Fließgelenkverfahren mit voll plastifizierten Querschnitten, der nichtlinearen plastischen Berechnung und dem starr-plastischen Fließgelenkverfahren.

3.8 Berechnungsbeispiele

■ **Beispiel 3.1:** Zur Durchmesserermittlung der Zugstange aus S275 einer Spannvorrichtung ist überschlägig die zulässige Zugspannung zu ermitteln.

► **Lösung:** Das Bauteil wird statisch auf Zug beansprucht. Hierbei ist für S275 die Streckgrenze zur Festlegung der zulässigen Spannung maßgebend. Der Ansatz erfolgt nach Gl. (3.24): $\sigma_{z,zul} = R_{eN}/S_{F,min}$. Mit dem Wert $R_{eN} = 275 \text{ N/mm}^2$ aus **TB 1-1** und einer mittleren erforderlichen Sicherheit $S_{F,min} = 1,5$ (s. zu Gl. (3.24)) wird $\sigma_{z,zul} = 275/1,5 \text{ N/mm}^2 \approx 183 \text{ N/mm}^2$, gerundet $\sigma_{z,zul} = 180 \text{ N/mm}^2$.

Hinweis: Bei zu erwartenden großen Durchmessern ist der starke Abfall der Streckgrenze (s. **TB 3-11a**) zu beachten.

Ergebnis: Die zulässige Spannung beträgt $\sigma_{z,zul} = 180 \text{ N/mm}^2$.

■ **Beispiel 3.2:** Für den dargestellten, schwellend auf Biegung beanspruchten Achszapfen aus E295 ist für den Querschnitt A–B die maßgebende Kerbwirkungszahl β_k zu ermitteln:

- überschlägig aus der Richtwerte-Tabelle,
- genauer nach Schaubild.

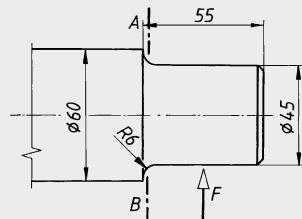


Bild 3-35 Achszapfen

► **Lösung:**

- Nach **TB 3-8** wird für den Übergangsquerschnitt (abgesetzte Welle, Lagerzapfen) nach Zeile 3 für E295 mit $R_{mN} = 470 \text{ N/mm}^2$ aus **TB 1-1** durch lineare Interpolation gewählt: $\beta_{kb} \approx 1,5$.
- Nach **TB 3-9a** wird für Biegung $\beta_{kb} = 1 + c_b(\beta_{k(2,0)} - 1)$. Die Zugfestigkeit ist nach Gl. (3.7) $R_m = K_t \cdot R_{mN} = 1,0 \cdot 470 \text{ N/mm}^2$ mit K_t aus **TB 3-11a** und R_{mN} aus **TB 1-1**. Für $R_m = 470 \text{ N/mm}^2$ und $R/d = 6 \text{ mm}/45 \text{ mm} = 0,1333$ wird $\beta_{k(2,0)} \approx 1,4$; für $D/d = 60 \text{ mm}/45 \text{ mm} = 1,333$ wird $c_b \approx 0,65$. In obige Gleichung eingesetzt wird $\beta_{kb} = 1 + 0,5(1,4 - 1) = 1,26$. Wird der formzahlabhängige Größeneinfluss bei experimentell ermittelten β_k -Werten nach Gl. (3.15c) berücksichtigt, ergibt sich mit $\beta_k = \beta_{k,Probe} \cdot K_{a,Probe}/K_a = 1,26 \cdot 0,996/0,989 \approx 1,27$ ein geringfügig größerer Wert ($K_{a,Probe}$ für $\beta_{k,Probe} = 1,24$ und $d_{Probe} = 15 \text{ mm}$ aus **TB 3-11d**; K_a für $\beta_{k,Probe} = 1,26$ und $d = 45 \text{ mm}$).

Ergebnis: Die Kerbwirkungszahl beträgt als Richtwert $\beta_{kb} \approx 1,5$ und wird durch eine genauere Berechnung mit $\beta_{kb} \approx 1,27$ ermittelt. Der Richtwert ist etwas größer und wird bei der Überschlagsrechnung das Ergebnis zur sicheren Seite hin beeinflussen.

Beispiel 3.3: Der dargestellte konstruktiv festgelegte Antriebszapfen aus E295 einer Baumaschine ist nachzurechnen. Das Nenndrehmoment $T_{\text{nenn}} = 80 \text{ Nm}$ wird schwellend über eine starre Kupplung eingeleitet, wobei antriebsseitig mit mäßigen und abtriebsseitig mit starken Stößen zu rechnen ist. Die Maximalbelastung beträgt $T_{\text{max}} = 2,5T_{\text{nenn}}$. Der Antriebszapfen ist mit $Rz \approx 12,5 \mu\text{m}$ bearbeitet.

Die Nachrechnung muss im Einzelnen umfassen

- den vereinfachten statischen Festigkeitsnachweis oder
- den statischen Nachweis unter Nutzung der „Tragreserven“
- den dynamischen Festigkeitsnachweis.

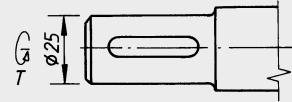


Bild 3-36 Antriebszapfen

Allgemeiner Lösungshinweis: Durch die Einleitung des Drehmoments über die Kupplung wird der Zapfen nur auf Torsion beansprucht. Als gefährdete Querschnitte sind die Nutquerschnittenden anzusehen. Da nur Torsion vorliegt, vereinfacht sich die Berechnung der statischen bzw. dynamischen Gesamtsicherheit.

► **Lösung a):** Für den statischen Nachweis ist die Maximalbelastung des Antriebszapfens entscheidend

$$T_{\text{max}} = 2,5T_{\text{nenn}} = 2,5 \cdot 80 \text{ Nm} = 200 \text{ Nm}.$$

Die Sicherheit gegen Fließen ist nach Gl. (3.27) (**Bild 3-31**)

$$S_F = 1 / \sqrt{(\sigma_{b\max}/\sigma_{bF})^2 + (\tau_{t\max}/\tau_{tF})^2} = \tau_{tF}/\tau_{t\max}$$

mit der Bauteilfestigkeit gegen Fließen τ_{tF} und $\tau_{t\max} = T_{\text{max}}/W_t$.

Bauteilfestigkeit

Die Torsionsfließgrenze τ_{tF} ergibt sich nach **Bild 3-31** mit $R_e = K_t \cdot R_{eN} = 1,0 \cdot 295 \text{ N/mm}^2 = 295 \text{ N/mm}^2$ aus **TB 1-1**, $K_t = 1,0$ aus **TB 3-11a** zu

$$\tau_{tF} = 1,2 \cdot R_e / \sqrt{3} = 1,2 \cdot 295 \text{ N/mm}^2 / \sqrt{3} = 204 \text{ N/mm}^2.$$

Hinweis: K_t ist für die Streckgrenze R_e zu bestimmen.

vorhandene Spannung

Die während des Betriebes zu erwartende maximale Torsionsspannung wird mit dem polaren Widerstandsmoment des durch die Passfeder geschwächten Querschnitts nach **TB 11-3**

$$W_t = 0,2 \cdot d_k^3 = 0,2 \cdot 21^3 \approx 1850 \text{ mm}^3$$

bestimmt, mit dem Kerndurchmesser im Passfederquerschnitt

$$d_k = d - t_1 = 25 \text{ mm} - 4 \text{ mm} = 21 \text{ mm}$$

(Nuttiefe t_1 aus TB 12-2), zu

$$\tau_{t\max} = 200 \cdot 10^3 \text{ Nmm} / 1850 \text{ mm}^3 = 108 \text{ N/mm}^2.$$

Damit ist die Sicherheit gegen bleibende Verformung (Fließen)

$$S_F = 204 \text{ N/mm}^2 / (108 \text{ N/mm}^2) = 1,89.$$

Nach **TB 3-14a** ist die erforderliche statische Mindestsicherheit

$$S_{F\min} = 1,5.$$

Ergebnis: $S_F = 1,89 > S_{F\min} = 1,5$.

► **Lösung b):** Sollen die statischen „Tragreserven“ des Werkstoffes voll genutzt werden, ergibt sich mit Gl. (3.10) bis (3.12b) die Bauteilfestigkeit gegen Fließen zu $\tau_{tF} = f_t \cdot R_e / K_B = f_t \cdot R_e \cdot n_{pl} = 0,58 \cdot 295 \text{ N/mm}^2 \cdot 1,33 \approx 228 \text{ N/mm}^2$, mit $n_{pl} = \sqrt{R_{p\max}/R_e} = \sqrt{1050 \text{ N/mm}^2 / (295 \text{ N/mm}^2)} = 1,89$ sowie $n_{pl} \leq \alpha_{tp} = 1,33$ (f_t aus **TB 3-2a**, α_{tp} aus **TB 3-2b**).

Damit ist die Sicherheit gegen Fließen nach Gl. (3.27)

$$S_F = 1 / \sqrt{(\sigma_{b\max}/\sigma_{bF})^2 + (\tau_{t\max}/\tau_{tF})^2} = \tau_{tF}/\tau_{t\max} = 228 \text{ N/mm}^2 / (108 \text{ N/mm}^2) = 2,1.$$

Nach **TB 3-14a** ist die erforderliche statische Mindestsicherheit $S_{F\min} = 1,5$.

Da das Torsionsmoment in die Rechnung linear eingeht, könnte gegenüber Lösung a) der Werkstoff eine um ca. 11 % höhere Torsionsspitze aufnehmen. Der noch erforderliche analog durchzuführende Nachweis gegen Bruch ergibt eine relativ zu $S_{B\min}$ größere Sicherheit und ist hier weggelassen.

- **Lösung c:** Für den dynamischen Nachweis ist das äquivalente Torsionsmoment nach Gl. (3.6) entscheidend

$$T_{eq} = K_A \cdot T_{nenn} = 2,0 \cdot 80 \text{ Nm} = 160 \text{ Nm}.$$

Der Anwendungsfaktor wird hierbei aufgrund der zu erwartenden mäßigen bis starken Stöße während des Betriebs der Baumaschine nach **TB 3-5a** mit $K_A = 2,0$ festgelegt.

Die für die weitere Berechnung erforderlichen Festigkeitswerte von E295 sind: $R_m = K_t \cdot R_{mN} = 1,0 \cdot 470 \text{ N/mm}^2 = 470 \text{ N/mm}^2$ und $\tau_{tW} = K_t \cdot \tau_{tWN} = 1,0 \cdot 145 \text{ N/mm}^2 = 145 \text{ N/mm}^2$ mit den Normwerten aus **TB 1-1** und $K_t = 1,0$ aus **TB 3-11a**.

Hinweis: Im Gegensatz zu R_e ist hier K_t für Zugfestigkeit zu verwenden – s. Gl. (3.7) und Gl. (3.9). Nach Gl. (3.29) (**Bild 3-32**) ist die Sicherheit gegen Dauerbruch

$$S_D = 1/\sqrt{(\sigma_{ba}/\sigma_{bGA})^2 + (\tau_{ta}/\tau_{tGA})^2} = \tau_{tGA}/\tau_{ta}$$

mit der Gestaltausschlagfestigkeit τ_{tGA} und Ausschlagsspannung $\tau_{ta} = T_a/W_t$.

Gestaltausschlagfestigkeit τ_{tGA}

Für die Berechnung von τ_{tGA} wird der Überlastungsfall 2 ($\kappa = \text{konst}$) angenommen, da reine Schwellbelastung ($\kappa = 0$) auch bei Überlastung vorliegt. Damit ist nach Gl. (3.18b)

$$\tau_{tGA} = \tau_{tGW}/(1 + \psi_\tau \cdot \tau_{mv}/\tau_{ta}).$$

Die Gestaltwechselfestigkeit τ_{tGW} ist nach Gl. (3.17)

$$\tau_{tGW} = \tau_{tW}/K_{Dt}$$

mit dem Gesamteinflussfaktor $K_{Dt} = (\beta_{kt}/K_g + 1/K_{Or} - 1)/K_V$ nach Gl. (3.16).

Mit der Kerbwirkungszahl $\beta_{kt} \approx \beta_{kt\text{Probe}} = 1,25$ nach **TB 3-9b** für eine Passfedernut bei $R_m = 470 \text{ N/mm}^2$; dem Oberflächenbeiwert $K_{Or} = 0,575 \cdot K_{Oo} + 0,425 = 0,575 \cdot 0,91 + 0,425 \approx 0,95$ nach **TB 3-10** für $Rz = 12,5 \mu\text{m}$ und $R_m = 470 \text{ N/mm}^2$; dem Größeneinflussfaktor $K_g = 0,92$ für $d = 25 \text{ mm}$ nach **TB 3-11c** und $K_V = 1$ (keine Oberflächenverfestigung) ist der Gesamteinflussfaktor $K_{Dt} = (\beta_{kt}/K_g + 1/K_{Or} - 1)/K_V = (1,25/0,92 + 1/0,95 - 1)/1 = 1,41$ und nach Gl. (3.17) die Gestaltwechselfestigkeit

$$\tau_{tGW} = \tau_{tW}/K_{Dt} = 145 \text{ N/mm}^2/1,41 = 103 \text{ N/mm}^2.$$

Da nur Torsion schwellend auftritt, ist $\tau_{mv} = f_\tau \cdot \sigma_{mv} = \tau_{tm} = \tau_{ta}$ (s. Gl. (3.20)) mit $\sigma_{mv} = \sqrt{0 + 3 \cdot \tau_{tm}^2}$ und f_τ aus **TB 3-2**, wodurch sich Gl. (3.18b) vereinfacht zu $\tau_{tGA} = \tau_{tGW}/(1 + \psi_\tau)$. Die Mittelspannungsempfindlichkeit ist nach Gl. (3.19) $\psi_\tau = f_\tau \cdot \psi_o = f_\tau \cdot (a_M \cdot R_m + b_M) = 0,58(0,00035 \cdot 470 - 0,1) = 0,0374$ mit a_M und b_M aus **TB 3-13**. Damit ist $\tau_{tGA} = 103 \text{ N/mm}^2/(1 + 0,0374) = 99,3 \text{ N/mm}^2$.

Ausschlagsspannung τ_{ta}

Da das Torsionsmoment rein schwellend auftritt, ist $T_u = 0$, $T_o = T_{eq}$ und somit $T_m = T_{aeq} = T_{eq}/2 = 160 \text{ Nm}/2 = 80 \text{ Nm}$.

Mit $W_t = \pi \cdot d^3/16 = \pi \cdot 25^3/16 = 3068 \text{ mm}^3$ ist

$$\tau_{ta} = 80 \cdot 10^3 \text{ Nmm}/3068 \text{ mm}^3 = 26,1 \text{ N/mm}^2.$$

(*Hinweis:* Die Berechnung der Spannungen muss mit den in **TB 3-9** angegebenen Spannungsgleichungen erfolgen, da sich die β_k -Werte auf die darin eingesetzten Durchmesser beziehen. Bei der Passfeder gilt β_k für den ungeschwächten Durchmesser.)

Die vorhandene Sicherheit gegen Dauerbruch ist dann

$$S_D = 99,3 \text{ N/mm}^2/(26,1 \text{ N/mm}^2) = 3,8.$$

Nach **TB 3-14a** ist die erforderliche Mindestsicherheit

$$S_{D\min} = 1,5.$$

Ergebnis: $S_D = 3,8 > S_{D\min} = 1,5$. Die kleinere Sicherheit aus a) und c) ist ausschlaggebend $S_D > S_F = 1,89 > S_{F\min} = 1,5$. Das Bauteil ist ausreichend bemessen.

- Beispiel 3.4:** Für den Übergangsquerschnitt des dargestellten Antriebszapfens aus E335 ist die Sicherheit gegen plastische Verformung und Dauerbruch zu ermitteln. Vom gefährdeten Querschnitt ist ein statisches Torsionsmoment $T = 1700 \text{ Nm}$ sowie ein wechselnd wirkendes Biegemoment $M = 1300 \text{ Nm}$ aufzunehmen. Dynamische Zusatzbeanspruchungen sind nicht zu berücksichtigen ($K_A \approx 1$), es ist aber mit einzelnen Spannungsspitzen (Maximalbelastung = $1,5 \times$ Nennbelastung) zu rechnen. Die Übergangsstelle ist mit $R_z \approx 6,3 \mu\text{m}$ bearbeitet.

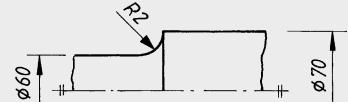


Bild 3-37 Antriebszapfen

Allgemeiner Lösungshinweis: Der Querschnitt wird auf Biegung und Torsion beansprucht (Schub bleibt unberücksichtigt). Zuerst wird der statische Nachweis a), danach der dynamische Nachweis b) geführt. Beim dynamischen Nachweis wird Torsion, da statisch wirkend, nur über die Vergleichsmittelspannung berücksichtigt.

► **Lösung a):** Nachrechnung gegen plastische Verformung:

Es wird der vereinfachte Nachweis gegen Fließen nach Bild 3-31 gewählt.

Die Gesamtsicherheit wird nach Gl. (3.27) berechnet, wobei für die vorhandenen Spannungen das maximale Biege- bzw. Torsionsmoment zugrunde zu legen ist.

Mit den Einzelspannungen $\sigma_{b\max} \approx 92 \text{ N/mm}^2$ ($M_{b\max} = 1,5 \cdot 1300 \text{ Nm} = 1950 \text{ Nm}$, $W_b = (\pi/32) \cdot (60 \text{ mm})^3 \approx 21200 \text{ mm}^3$) und $\tau_{t\max} \approx 60 \text{ N/mm}^2$ ($T_{\max} = 1,5 \cdot 1700 \text{ Nm} = 2550 \text{ Nm}$, $W_t = 2 \cdot W_b \approx 42400 \text{ mm}^3$), den Fließgrenzen $\sigma_{bf} = 1,2 \cdot R_e = 374 \text{ N/mm}^2$ ($R_e = K_t \cdot R_{eN} = 0,93 \cdot 335 \text{ N/mm}^2 = 312 \text{ N/mm}^2$ mit R_{eN} aus TB 1-1, $K_t = 0,93$ aus TB 3-11a) und $\tau_{tf} = 1,2 \cdot R_e / \sqrt{3} = 1,2 \cdot 312 \text{ N/mm}^2 / \sqrt{3} = 216 \text{ N/mm}^2$ (Gl. s. Bild 3-31) wird die Gesamtsicherheit

$$S_F = 1 / \sqrt{\left(\frac{\sigma_{b\max}}{\sigma_{bf}} \right)^2 + \left(\frac{\tau_{t\max}}{\tau_{tf}} \right)^2} = 1 / \sqrt{\left(\frac{92 \text{ N/mm}^2}{374 \text{ N/mm}^2} \right)^2 + \left(\frac{60 \text{ N/mm}^2}{216 \text{ N/mm}^2} \right)^2} = 2,7.$$

Nach TB 3-14a ist die erforderliche statische Mindestsicherheit

$$S_{F\min} = 1,5.$$

Ergebnis: $S_F = 2,7 > S_{F\min} = 1,5$.

► **Lösung b):** Nachrechnung gegen Dauerfestigkeit:

Nur Biegung tritt dynamisch auf, die Bauteilsicherheit nach Gl. (3.29) vereinfacht sich damit zu

$$S_D = 1 / \sqrt{(\sigma_{ba}/\sigma_{bGA})^2 + (\tau_{ta}/\tau_{tGA})^2} = \sigma_{bGA}/\sigma_{ba}.$$

Ausschlagsspannung σ_{ba}

Die Biegeausschlagsspannung ist mit $W_b = (\pi/32) \cdot (60 \text{ mm})^3 \approx 21200 \text{ mm}^3$

$$\sigma_{ba} = M_a/W_b = 1300 \cdot 10^3 \text{ Nmm} / 21200 \text{ mm}^3 \approx 61,3 \text{ N/mm}^2.$$

Die für die Berechnung erforderlichen Festigkeitswerte von E335 sind: $R_m = K_t \cdot R_{mN} = 1,0 \cdot 570 \text{ N/mm}^2 = 570 \text{ N/mm}^2$ und $\sigma_{bw} = K_t \cdot \sigma_{bWN} = 1,0 \cdot 290 \text{ N/mm}^2 = 290 \text{ N/mm}^2$ mit den Normwerten aus TB 1-1 und $K_t = 1,0$ aus TB 3-11a.

Gestaltausschlagfestigkeit σ_{bGA} nach Gl. (3.18b)

Zunächst wird der *Gesamteinflussfaktor* K_{Db} aus Gl. (3.16) berechnet:

Mit den Einzelwerten für Biegung $\beta_{kb} = 1,44$ ($c_b = 0,4$, mit $D/d = 70/60 = 1,17$ $R_m = 570 \text{ N/mm}^2$, $\beta_{k(2,0)} \approx 2,1$, mit $R/d = 2/60 = 0,033$) aus TB 3-9a, $K_g = 0,86$ aus TB 3-11c, $K_{Oo} = 0,92$ aus TB 3-10 und $K_V = 1$ (keine Oberflächenverfestigung) wird

$$K_{Db} = (\beta_{kb}/K_g + 1/K_{Oo} - 1)/K_V = (1,44/0,86 + 1/0,92 - 1)/1 = 1,76,$$

und die Gestaltwechselfestigkeit nach Gl. (3.17)

$$\sigma_{bGW} = \sigma_{bw}/K_{Db} = 290 \text{ N/mm}^2 / 1,76 = 165 \text{ N/mm}^2.$$

Die Mittelspannungsempfindlichkeit $\psi_o = a_M \cdot R_m + b_M = 0,00035 \cdot 590 - 0,1 \approx 0,11$ ergibt sich aus Gl. (3.19) (a_M und b_M aus **TB 3-13**), die Vergleichsmittelspannung nach Gl. (3.20)

$$\sigma_{vm} = \sqrt{\sigma_{bm}^2 + 3\tau_{tm}^2} = \sqrt{0 + 3 \cdot (40 \text{ N/mm}^2)^2} = 69,3 \text{ N/mm}^2,$$

$$(\tau_{tm} = T/W_t, T = 1700 \text{ Nm}, W_t = (\pi/16) \cdot (60 \text{ mm})^3 \approx 42\,400 \text{ mm}^3).$$

Für die Festlegung des Überlastungsfalls wird die Vergleichsmittelspannung σ_{vm} betrachtet. Bei einer Erhöhung der Belastung stellt man fest, dass sich aufgrund der ansteigenden Torsionsspannung τ_{tnenn} (= τ_{tm}) auch die Vergleichsspannung σ_{vm} erhöht (σ_{bm} bleibt Null). Deshalb wird bei der Bestimmung der Gestaltausschlagfestigkeit σ_{bGA} mit dem Überlastungsfall 2 gerechnet

$$\sigma_{bGA} = \frac{\sigma_{bGW}}{1 + \psi_o \cdot \sigma_{vm}/\sigma_{ba}} = \frac{165}{1 + 0,11 \cdot 69,3/61,3} = 147 \text{ N/mm}^2.$$

Damit ist die Sicherheit

$$S_D = 147 \text{ N/mm}^2 / (61,3 \text{ N/mm}^2) = 2,4.$$

Nach **TB 3-14a** ist die erforderliche Mindestsicherheit $S_{Dmin} = 1,5$.

Ergebnis: $S_D = 2,4 > S_{Derf} = 1,5$, $S_F > S_D = 2,4 > S_{Dmin} = 1,5$. Das Bauteil ist ausreichend bemessen.

■ **Beispiel 3.5:** Für den Übergangsquerschnitt eines Antriebszapfens (s. **Bild 3-37**) ist die Sicherheit gegen Ermüdungsbruch im Zeitfestigungsbereich zu ermitteln. Vom gefährdeten Querschnitt ist eine wechselnd wirkende Biegebeanspruchung zu übertragen. Das auftretende Lastkollektiv setzt sich wie folgt zusammen: $\sigma_{ba1} = 290 \text{ N/mm}^2$, $n_1 = 2 \cdot 10^3$; $\sigma_{ba2} = 222 \text{ N/mm}^2$, $n_2 = 2 \cdot 10^4$; $\sigma_{ba3} = 132 \text{ N/mm}^2$, $n_3 = 3 \cdot 10^4$; $\sigma_{ba4} = 82 \text{ N/mm}^2$, $n_4 = 5 \cdot 10^5$. Aus Beispiel 3.4 sind bekannt: σ_{bGA} (= σ_{bGW}) = 165 N/mm^2 , $\sigma_{bF} = 374 \text{ N/mm}^2$. Weiterhin bekannt sind: $D_M = 0,3$, $N_D = 10^6$, $q_o = 5$ (s. auch Abschn. 3.7.4).

► **Lösung:** Für die Berechnung der Sicherheit ist die schädigungsäquivalente Ausschlagsspannung zu bestimmen. Die dafür notwendigen Kenngrößen sind:
Bezugslastwechselzahl N^* nach Gl. (3.42) mit Anzahl der Lastkollektivstufen $j = 4$:

$$N^* = \sum_{i=1}^j n_i = 5,52 \cdot 10^5 < N_D, \quad \text{d. h. } N^* \text{ liegt im Zeitfestigungsbereich, } k = j, n_e = n_j$$

Völligkeit v_o nach Gl. (3.37)

$$\begin{aligned} v_o &= \sqrt[5]{\sum_{i=1}^k \left[\frac{n_i}{N^*} \right] \cdot \left[\frac{\sigma_{zd, bai}}{\sigma_{zd, ba1}} \right]^{q_o}} \\ &= \sqrt[5]{\left[\frac{2 \cdot 10^3}{5,52 \cdot 10^5} \right] \cdot \left[\frac{290 \text{ N/mm}^2}{290 \text{ N/mm}^2} \right]^5 + \left[\frac{2 \cdot 10^4}{5,52 \cdot 10^5} \right] \cdot \left[\frac{222 \text{ N/mm}^2}{290 \text{ N/mm}^2} \right]^5 + \dots} \\ &= \sqrt[5]{\left[\frac{3 \cdot 10^4}{5,52 \cdot 10^5} \right] \cdot \left[\frac{132 \text{ N/mm}^2}{290 \text{ N/mm}^2} \right]^5 + \left[\frac{5 \cdot 10^5}{5,52 \cdot 10^5} \right] \cdot \left[\frac{82 \text{ N/mm}^2}{290 \text{ N/mm}^2} \right]^5} = 0,436 \end{aligned}$$

Kollektivfaktor K_{Ko} nach Gl. (3.36):

$$K_{Ko} = \sqrt[5]{\left[\frac{1}{v_o^{q_o}} - 1 \right] \cdot D_M + 1} = \sqrt[5]{\left[\frac{1}{0,436^5} - 1 \right] \cdot 0,3 + 1} = 1,82$$

Mit den berechneten Zwischenwerten kann nun die schädigungsäquivalente Ausschlagsspannung mit Gl. (3.35) bestimmt werden:

$$\sigma_{zd, ba} = \sigma_{zd, ba1} / K_{Ko} = 190 \text{ N/mm}^2 / 1,82 = 104,5 \text{ N/mm}^2$$

Zur Berechnung der Sicherheit wird noch die Zeitfestigkeit benötigt, diese ist mit Gl. (3.32) zu ermitteln:

$$\sigma_{bGZ} = \sqrt[4]{\frac{N_D}{N_L}} \cdot \sigma_{bGA} = \sqrt[4]{\frac{10^6}{5,52 \cdot 10^5}} \cdot 165 \text{ N/mm}^2 = 186 \text{ N/mm}^2$$

Gl. (3.43) zur Berechnung der Sicherheit vereinfacht sich zu:

$$S = \sigma_{bGZ}/\sigma_{ba} = 186 \text{ N/mm}^2 / 104,5 \text{ N/mm}^2 = 1,78$$

Die erforderliche Mindestsicherheit beträgt nach Abschn. 3.7.4 $S_{Z,\min} = 1,2$.

Ergebnis: $S = 1,78 > S_{\min} = 1,2$, der Zapfen ist ausreichend bemessen.

- **Beispiel 3.6:** Für einen 5 m langen Einfeldträger mit drei Einwirkungen entsprechend **Bild 3-38** sollen die für die Bemessung maßgebenden Beanspruchungen – das Biegemoment in Feldmitte und die Auflagerkraft – ermittelt werden.

► **Lösung a):** Charakteristische Werte

Ständige Einwirkungen

g Eigengewicht (Träger und Decke)

$$g_k = 10 \text{ kN/m}$$

Veränderliche Einwirkungen

q Verkehrslasten

$$q_k = 8 \text{ kN/m}$$

F Einzellast aus Hebeeinrichtung

$$F_k = 120 \text{ kN}$$

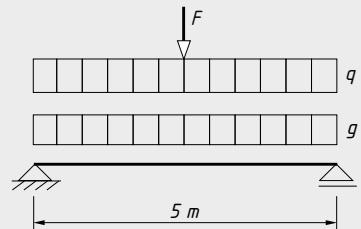


Bild 3-38 Statisches System und Einwirkungen

► **Lösung b):** Bemessungswerte der Einwirkungen (Werte für γ_G und ψ nach DIN EN 1993-1)

Grundkombination 1: Es werden die ständigen und alle ungünstig wirkenden veränderlichen Einwirkungen berücksichtigt.

$$1,35 \cdot \sum G_k + 1,35 \cdot \sum Q_k$$

$$G_d = \gamma_G \cdot G_k \quad \text{mit } \gamma_G = 1,35,$$

$$g_d = 1,35 \cdot 10 \text{ kN/m} = 13,5 \text{ kN/m},$$

$$Q_d = \gamma_Q \cdot \psi \cdot Q_k \quad \text{mit } \gamma_Q = 1,5 \text{ und } \psi = 0,9,$$

$$q_d = 1,5 \cdot 0,9 \cdot 8 \text{ kN/m} = 10,8 \text{ kN/m},$$

$$F_d = 1,5 \cdot 0,9 \cdot 120 \text{ kN} = 162 \text{ kN}.$$

Grundkombination 2: Es werden die ständigen und die am ungünstigsten wirkende veränderliche Einwirkung – hier die Einzellast – berücksichtigt.

$$1,35 \cdot \sum G_k + 1,5 \cdot Q_{k,\max}$$

$$g_d = 1,35 \cdot 10 \text{ kN/m} = 13,5 \text{ kN/m},$$

$$Q_d = \gamma_Q \cdot Q_k \quad \text{mit } \gamma_Q = 1,5,$$

$$F_d = 1,5 \cdot 120 \text{ kN} = 180 \text{ kN}.$$

► **Lösung c):** Beanspruchungen

Mit den Bemessungswerten der Einwirkungen werden das Moment in Feldmitte sowie die Auflagerkraft berechnet.

Für Grundkombination 1:

$$M = 0,125 (13,5 \text{ kN/m} + 10,8 \text{ kN/m}) 5^2 \text{ m}^2 + 162 \text{ kN} \cdot 5 \text{ m}/4 = 278,4 \text{ kNm},$$

$$F_A = (13,5 \text{ kN/m} + 10,8 \text{ kN/m}) 5 \text{ m}/2 + 162 \text{ kN}/2 = 141,8 \text{ kN}.$$

Für Grundkombination 2:

$$M = 0,125 \cdot 13,5 \text{ kN/m} \cdot 5^2 \text{ m}^2 + 180 \text{ kN} \cdot 5 \text{ m}/4 = 267,2 \text{ kNm},$$

$$F_A = 13,5 \text{ kN/m} \cdot 5 \text{ m}/2 + 180 \text{ kN}/2 = 123,8 \text{ kN}.$$

Ergebnis: Die Beanspruchungen der Grundkombination 1 sind für die Bemessung des Trägers maßgebend.

3.9 Literatur

- Buxbaum, O.: Betriebsfestigkeit: Sichere und wirtschaftliche Bemessung schwingbruchgefährdeter Bauteile. Düsseldorf: Stahleisen, 1986
- Cottin, D., Puls, E.: Angewandte Betriebsfestigkeit. 2. Aufl. München: Hanser, 1992
- Dahl, W. (Hrsg.): Verhalten von Stahl bei schwingender Beanspruchung. Düsseldorf: Stahleisen, 1978
- Dietmann, H.: Einführung in die Elastizitäts- und Festigkeitslehre. 3. Aufl. Stuttgart: Kröner, 1992
- DIN 743: Tragfähigkeitsberechnung von Wellen und Achsen. Berlin: Beuth, 2012
- DIN e.V.: Grundlagen zur Festlegung von Sicherheitsanforderungen für bauliche Anlagen 1. Aufl. Berlin: Beuth, 1981
- DIN-Taschenbücher 401 bis 405: Gütenormen Stahl und Eisen. Berlin: Beuth, 1998
- Forschungskuratorium Maschinenbau FKM (Hrsg.): Rechnerischer Festigkeitsnachweis für Maschinenbauteile aus Stahl, Eisenguss- und Aluminiumwerkstoffen. FKM-Richtlinie 4. Aufl. Frankfurt, 2002
- Grote, K.-H.; Feldhusen, J. (Hrsg.): Dubbel. – Taschenbuch für den Maschinenbau. 24. Aufl. Berlin: Springer, 2014
- Gudehus, H., Zenner, H.: Leitfaden für eine Betriebsfestigkeitsrechnung. 3. Aufl. Düsseldorf: Stahleisen, 1995
- Hähnchen, R., Decker, K. H.: Neue Festigkeitsberechnung für den Maschinenbau. 3. Aufl. München: Hanser, 1967
- Haibach, E.: Betriebsfestigkeit, Verfahren und Daten zur Bauteilberechnung. Düsseldorf: VDI, 1989
- Hertel, H.: Ermüdungsfestigkeit der Konstruktionen. Berlin: Springer, 1969
- Hück, M., Thrainer, L., Schütz, W.: Berechnung von Wöhlerlinien für Bauteile aus Stahl, Stahlguss und Grauguss – Synthetische Wöhlerlinien. Bericht ABF 11 (Verein deutscher Eisenhüttenleute). Düsseldorf: Stahleisen, 1981
- Issler, L., Ruoff, H., Häfele, P.: Festigkeitslehre – Grundlagen. Berlin: Springer, 1997
- Neuber, H.: Kerbspannungstheorie: Theorie der Spannungskonzentration; genaue Berechnung der Festigkeit. 3. Aufl. Berlin: Springer, 1958
- Niemann, G., Winter, H., Höhn, B.-R.: Maschinenelemente. Band 1. Berlin: Springer, 2005
- Schlottmann, D.: Auslegung von Konstruktionselementen. Berlin: Springer, 1995
- Steinhilper, W., Röper, R.: Maschinen- und Konstruktionselemente. Bd. 1. Grundlagen der Berechnung und Gestaltung. Berlin: Springer, 2000
- Radaj, D.: Ermüdungsfestigkeit: Grundlagen für Leichtbau, Maschinen- und Stahlbau. Berlin: Springer, 1995
- Tauscher, H.: Dauerfestigkeit von Stahl und Gusseisen. Leipzig: Fachbuchverlag, 1982
- VDI-Berichte 1442: Festigkeitsberechnung metallischer Bauteile. Düsseldorf: VDI, 1998
- VDI-Richtlinie, VDI 2227E: Festigkeit bei wiederholter Beanspruchung; Zeit- und Dauerfestigkeit metallischer Werkstoffe, insbesondere von Stählen. Berlin: Beuth, 1974
- Wächter, K. (Hrsg.): Konstruktionslehre für Maschineningenieure. Berlin: Verlag Technik, 1987
- Wagenknecht, G.: Stahlbaupraxis nach Eurocode 3, Band 1–3: Tragwerksplanung, Grundlagen; Verbindungen u. Konstruktionen Bauwerk – Basis – Bibliothek; Komponentenmethode. 5./1. Auflage. Berlin: Beuth 2014.
- Weißbach, W.: Werkstoffkunde. Wiesbaden: Vieweg + Teubner, 2012
- Wellinger, K. und Dietmann, H.: Festigkeitsberechnung: Grundlagen und technische Anwendung. 3. Aufl. Stuttgart: Kröner, 1976
- Zammert, W.: Betriebsfestigkeitsberechnung. Braunschweig/Wiesbaden: Vieweg, 1985

4 Tribologie

4.1 Funktion und Wirkung

Bei der Dimensionierung von Maschinenelementen ist häufig die Forderung zu erfüllen, dass der Betriebszustand mit einem Minimum an reibungs- und verschleißbedingten Material- und Energieverlusten verbunden sein muss. Es gibt aber auch Anwendungen, wo eine verstärkte Reibung erwünscht ist, z. B. bei Bremsen und Reibradgetrieben. Zusätzlich wird ein möglichst störungsfreier Betrieb gefordert. Die damit zusammenhängenden, sehr komplexen Vorgänge werden im Fachgebiet Tribologie behandelt, welches wie folgt definiert werden kann: *Tribologie ist die Wissenschaft und Technik von aufeinander einwirkenden Oberflächen in Relativbewegung. Sie umfasst das Gesamtgebiet von Reibung und Verschleiß, einschließlich Schmierung, und schließt entsprechende Grenzflächenwechselwirkungen sowohl zwischen Festkörpern als auch zwischen Festkörpern und Flüssigkeiten oder Gasen ein.*

Die realen Kontaktverhältnisse zwischen zwei Bauteilen lassen sich grundlegend auf das in **Bild 4-1** dargestellte tribologische System und die damit verbundenen Problemstellungen reduzieren. Für den Grund- und Gegenkörper ist z. B. zu klären, welche Werkstoffe bzw. Werkstoffpaarungen eingesetzt werden können, welche Anforderungen an die Oberfläche gestellt werden (Rauheit, Härte, Korrosionsschutz), welche Art der Relativbewegung vorliegt (Gleiten, Rollen, Wälzen), welche Beanspruchungen im Kontakt auftreten (Kräfte, Pressungen) und welche Schädigungsmechanismen (Verschleißmechanismen) zu erwarten sind. Bezuglich des Zwischenstoffs ist u. a. von Interesse, welcher Schmierstoff eingesetzt werden kann (Einstellung Reibungszahl, Wärmeabführung, Schmierstoffzufuhr) und ob Abrieb- bzw. Schmutzpartikel die Bauteilbeanspruchung beeinflussen. Zu den Umgebungsbedingungen zählen z. B. die klimatischen Verhältnisse (Temperatur, Luftfeuchtigkeit).

In den folgenden Abschnitten werden einige für das Reibungs- und Verschleißverhalten grund-sätzliche Themengebiete behandelt. Besonderheiten zu den einzelnen Maschinenelementen sind in den entsprechenden Kapiteln zu finden.

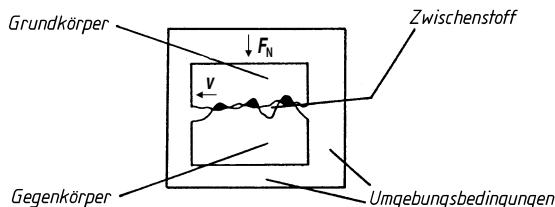
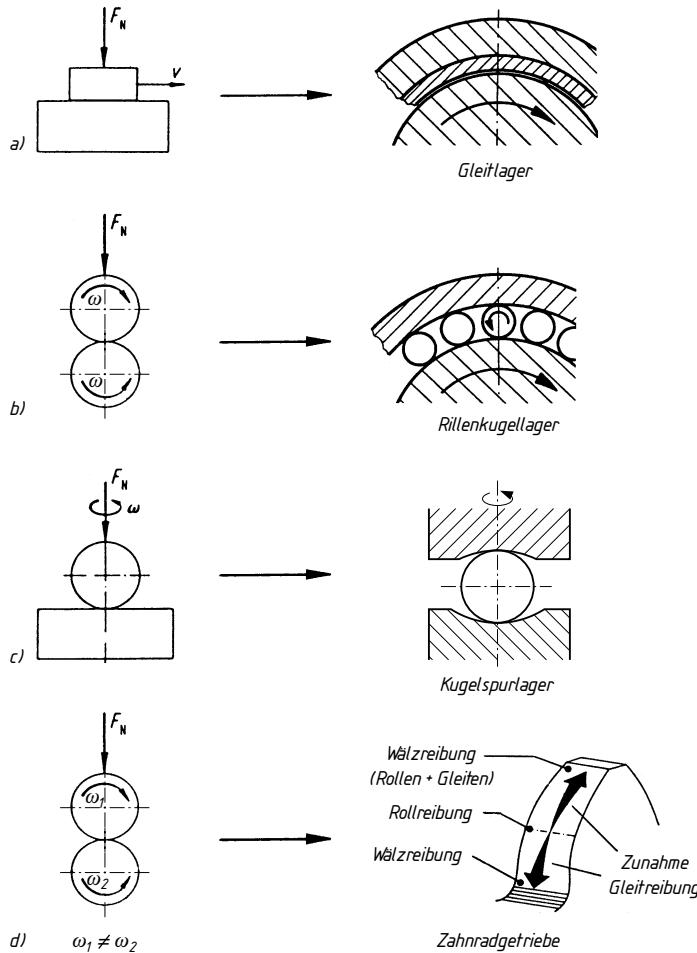


Bild 4-1
Grundstruktur eines tribologischen Systems

4.2 Reibung, Reibungsarten

In der Kontaktzone zweier Bauteile treten Reibungskräfte auf. Nach dem Coulombschen Ge-setz gilt für den Zustand der Gleitreibung folgender Zusammenhang zwischen Reibungskraft F_R , Normalkraft F_N und Reibungszahl μ :

$$F_R = \mu \cdot F_N \quad (4.1)$$

**Bild 4-2** Reibungsarten

a) Gleitreibung, b) Rollreibung, c) Bohrreibung, d) Wälzreibung

Beim Zustand der Haftriebung steigt die Reibungskraft F_{R0} an, wenn bei konstanter Normalkraft F_N die tangentiale Belastung F_t zwischen den Bauteilen zunimmt. Für den Grenzfall des Erreichens der maximalen Haftriebungskraft $F_{R0\max}$ ergibt sich ($F_t > F_{R0\max}$ führt zum Gleiten):

$$F_{R0\max} = \mu_0 \cdot F_N \quad (4.2)$$

Die Reibungszahlen μ und μ_0 hängen von der Werkstoffpaarung, dem Schmierstoff, dem Reibungszustand und der Reibungsart ab. Dabei gilt: Gleitreibungszahl $\mu <$ Haftriebungszahl μ_0 . Bei der Betrachtung der Reibungsverhältnisse unterscheidet man nach der Art der Relativbewegung zwischen zwei Bauteilen die Rollreibung, Gleitreibung, Wälzreibung und Bohrreibung, s. Bild 4-2. *Rollreibung* entsteht zwischen Körpern, wenn deren Geschwindigkeiten in der Kontaktzone nach Betrag und Richtung gleich groß sind und mindestens ein Körper eine Drehbewegung um eine momentane, in der Berührfläche liegende Drehachse vollführt. Ursache der *Gleitreibung* ist die im Kontaktbereich stattfindende translatorische Relativbewegung. Bei der *Wälzreibung* handelt es sich um eine Überlagerung von Roll- und Gleitreibung. *Bohrreibung* entsteht im Kontakt, wenn mindestens ein Körper eine Drehbewegung um eine senkrecht zur Berührzone stehende Achse ausführt.



Schmierstoffe sind Konstruktionselemente

Ob Werkzeugmaschine, Windkraftanlage, Getriebe, Fahrzeugmotor oder Turbine: in allen Anwendungen im Maschinenbau sorgen Schmierstoffe für reibungslose Abläufe.

Wir helfen Ihnen, den richtigen Schmierstoff für Ihre Konstruktion zu finden. www.fuchs-schmierstoffe.de

LUBRICANTS.
TECHNOLOGY.
PEOPLE.



4.3 Reibungszustände (Schmierungszustände)

Das Reibungs- und Verschleißverhalten im Kontaktbereich wird entscheidend durch den vorliegenden Reibungszustand beeinflusst. Man unterscheidet allgemein die Festkörperreibung, Grenzreibung, Mischreibung, Flüssigkeitsreibung und Gasreibung.

Festkörperreibung liegt vor, wenn metallisch reine Kontaktflächen ohne Schmierung einer Reibbeanspruchung unterliegen. Dieser Zustand ist in der Praxis kaum von Bedeutung, da i. allg. zumindest Reaktionsschichten im Oberflächenbereich entstehen (Ausnahme: Anwendungen im Vakuum). Als **Grenzreibung** (Sonderfall der Festkörperreibung, bei der ein Schmierfilm nicht oder nicht mehr vorhanden ist) wird der Zustand bezeichnet, bei dem im Kontaktbereich der Bauteile Randschichten (Schutzschichten) wirksam sind. Diese entstehen natürlich durch Oxidation, durch Adsorption (physische Anlagerung der im Schmierstoff enthaltenen polaren Komponenten) oder durch chemische Reaktionen spezieller Schmierstoffadditive bei hohen Drücken und Temperaturen. Die Verhältnisse bei Grenzreibung sind z. B. maßgebend für die Notlaufeigenschaften von Bauteilen. Bei der **Flüssigkeitsreibung** wird eine vollständige Trennung beider Kontaktpartner durch einen flüssigen Schmierfilm realisiert. Es gibt keine Berührung einzelner Rauheiten mehr und die gesamte Belastung wird durch den im Schmierfilm aufgebauten Druck übertragen. Die auftretende Reibung (innere) im Schmierfilm wird durch die chemische Struktur des Schmieröls bestimmt. Die **Gasreibung** ist mit der Flüssigkeitsreibung vergleichbar, wobei die vollständige Trennung der Kontaktpartner durch einen gasförmigen Film erreicht wird. Der Zustand der **Mischreibung** beschreibt den Bereich zwischen Grenzreibung und Flüssigkeitsreibung. Beide Bauteile werden nicht mehr vollständig durch einen Schmierfilm getrennt, in Teilbereichen berühren sich die Oberflächenrauheiten. Somit wird ein Teil der Belastung durch Festkörperkontakt, der andere Teil durch den Schmierfilm übertragen.

Der Schmierdruck zur vollständigen Trennung der Bauteile bei der Flüssigkeitsreibung kann auf unterschiedliche Weise erzeugt werden. Geschieht dies durch eine Pumpe außerhalb des Kontakts, handelt es sich um *hydrostatische* Schmierung. Bei der *hydrodynamischen* und *elasto-*

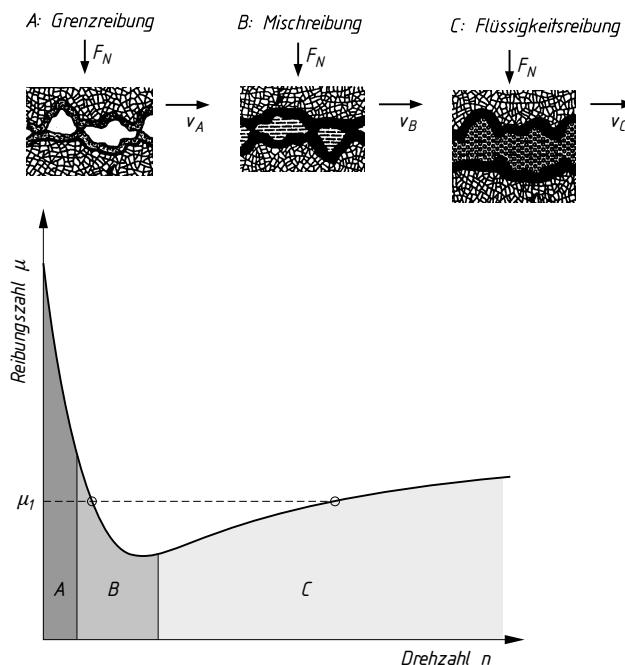


Bild 4-3 Reibungszustände eines hydrodynamisch geschmierten Radialgleitlagers

Reibungszustand	Reibungsart	Reibungszahl
Festkörperreibung	Gleitreibung	0,3 ... 1 (1,5)
Grenzreibung	Gleitreibung Rollreibung	0,1 ... 0,2 < 0,005
Mischreibung	Gleitreibung Wälzreibung Zahnräder Wälzreibung Reibräder (Traktion Fluids) Rollreibung	0,01 ... 0,1 0,02 ... 0,08 0,06 ... 0,12 0,001 ... 0,005
Flüssigkeitsreibung	Gleitreibung	0,001 ... 0,01
Gasreibung	Gleitreibung	0,0001

Bild 4-4 Anhaltswerte für Reibungszahlen in Abhängigkeit des Reibungszustands

hydrodynamischen Schmierung dagegen wird der Schmierdruck durch die Bauteilbewegung erzeugt, das Schmieröl wird in einen sich verengenden Schmierspalt gefördert. Bei der hydrodynamischen Schmierung sind dabei die Beanspruchungen so gering, dass die Verformungen der KontaktPartner vernachlässigbar klein sind (z. B. bei Gleitlagern, s. Abschn. 15.1.5), bei der elastohydrodynamischen Schmierung müssen aufgrund der hohen Pressungen die Vorformungen im Kontaktbereich bei der Bewertung der Reibungs- und Schmierungsverhältnisse berücksichtigt werden (z. B. bei Zahnrädern).

Den Einfluss unterschiedlicher Betriebsverhältnisse auf das Reibungsverhalten eines hydrodynamisch geschmierten Radialgleitlager zeigt **Bild 4-3**. So durchläuft der Kontaktbereich die Reibungszustände Grenz-, Misch- und Flüssigkeitsreibung, wenn die Welle aus dem Stillstand bis auf Betriebsdrehzahl beschleunigt wird. Dabei wird auch ein sich ändernder Zusammenhang zwischen Reibung und Verschleiß sichtbar. So gibt es im Mischreibungsgebiet einen Betriebspunkt, bei dem sich die Reibungszahl μ_1 einstellt und mit Verschleiß (Abrieb) im Gleitlager gerechnet werden muss. Die gleiche Reibungszahl μ_1 stellt sich auch für einen Betriebspunkt im Gebiet der Flüssigkeitsreibung ein. Für diese Betriebsverhältnisse ist aber ein verschleißloser Lauf gewährleistet. Eine allgemeine Zusammenstellung für typische Reibungszustände und zugehörige Reibungszahlen zeigt **Bild 4-4**, ansonsten s. **TB 4-1**.

Zur Charakterisierung des Reibungszustands kann auch die spezifische Schmierfilmdicke λ herangezogen werden:

$$\lambda = h_{\min} / Ra \quad (4.3)$$

h_{\min} minimale Schmierfilmdicke im Kontakt
 Ra gemittelte Oberflächenrauheit beider KontaktPartner ($Ra = 0,5(Ra_1 + Ra_2)$)

Näherungsweise können für die spezifische Schmierfilmdicke λ folgende Bereiche unterschieden werden: Grenzreibung $\lambda < 0,2$, Mischreibung $0,2 < \lambda < 3$, Flüssigkeitsreibung $\lambda > 3$.

4.4 Beanspruchung im Bauteilkontakt, Hertz'sche Pressung

Werden zwei Bauteile (Wälz- bzw. Rollpaarungen) senkrecht zur Berührungsfläche belastet, entstehen in der Kontaktzone Oberflächenpressungen (s. **Bild 4-5**). Bei den damit verbundenen Verformungen wird abhängig von den Bauteilgeometrien zwischen Punkt- und Linienberührung unterschieden. Die Abplattungen im Kontaktbereich bilden sich entsprechend rechteckig (Linienberührung) bzw. elliptisch (Punktberührung) aus, s. **Bilder 4-6, 4-7**.

Die Größe der Pressungen in den Druckflächen können mit Hilfe der Hertz'schen Gleichungen bestimmt werden. Diese gelten streng genommen nur unter folgenden Voraussetzungen: Die Werkstoffe sind ideal homogen, es sind keine Eigenspannungen vorhanden, die Oberflächen

der Bauteile sind geometrisch ideal ausgebildet (ohne Rauheits- und Formabweichungen), es liegen nur reine Normalbeanspruchungen vor, der Kontakt ist ungeschmiert. Obwohl diese Bedingungen i. Allg. nicht erfüllt sind, können die Hertzischen Gleichungen auch über diese Grenzen hinaus verwendet werden. Es ist aber darauf zu achten, dass die zulässigen Pressungen, ermittelt im Versuch an speziellen Bauteilen (Zahnräder, Wälzlagern, Kettengetriebe) deshalb nur für diese jeweils untersuchten Bauteile verwendet werden können.

Für die Berechnung der Hertzischen Pressung wird bei Linienberührung aus den Krümmungsradien ρ_1 und ρ_2 der Ersatzradius ρ gebildet. Damit wird der reale Kontakt von zwei gekrümmten Flächen (mit den Radien ρ_1 und ρ_2) auf die Ersatzbeanspruchung gekrümmter Körper (mit Ersatzradius ρ) gegen einen ebenen Körper reduziert, s. Bild 4-6. Weiterhin wird aus den Elastizitätsmodulen beider KontaktPartner E_1 und E_2 ein Ersatz-Elastizitätsmodul E gebildet. Die Hertzische Pressung p_H ergibt sich bei Linienberührungen zu:

$$p_H = \sqrt{\frac{F_N \cdot E}{2 \cdot \pi \cdot \rho \cdot l}} \quad (4.4)$$

- $\rho = \rho_1 \cdot \rho_2 / (\rho_1 + \rho_2)$, reduzierter Krümmungsradius
- $E = 2 \cdot E_1 \cdot E_2 / [(1 - v_1^2) \cdot E_2 + (1 - v_2^2) \cdot E_1]$, reduzierter Elastizitätsmodul
- ρ_1, ρ_2 Krümmungsradien beider KontaktPartner, negativ bei konkaver Krümmung (Krümmungsmittelpunkt liegt außerhalb des Bauteils)
- v_1, v_2 Querdehnzahlen beider KontaktPartner
- E_1, E_2 Elastizitätsmoduln beider KontaktPartner
- F_N Normalkraft
- l Kontaktlänge

Bei Punktberührungen wird vergleichbar verfahren, indem aus den Radien ρ_1, ρ_2, ρ_3 , und ρ_4 zwei Ersatzradien ρ_I und ρ_{II} gebildet werden. Damit wird wiederum der Ersatzkontakt gekrümmte

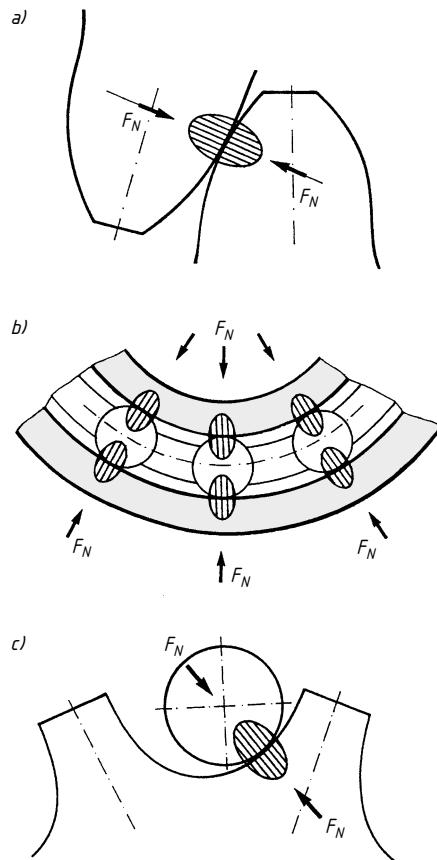


Bild 4-5 Hertzische Pressung im
a) Zahnradkontakt, b) Kontakt Wälzkörper/Laufring, c) Kontakt Kettenrad/Kette

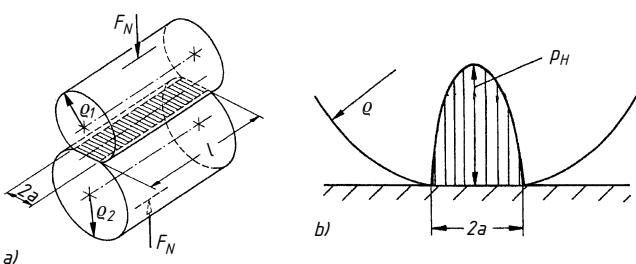


Bild 4-6 Wälzpaarung bei Linienberührung
a) Kontakt zweier Zylinder,
b) Pressungsverteilung p_H über die Kontaktbreite $2a$, ermittelt nach Hertz für das Ersatzmodell Zylinder/Ebene

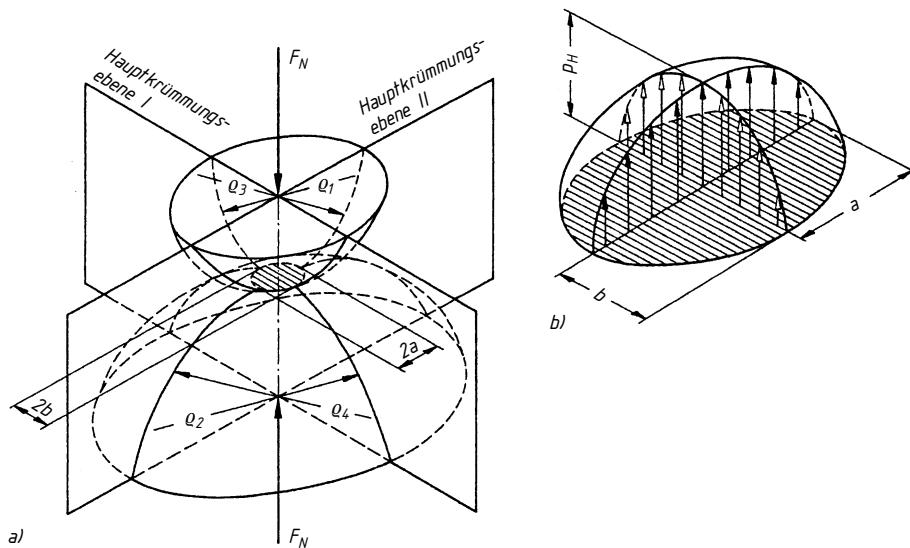


Bild 4-7 Wälzpaarung bei Punktberührung, a) Kontakt zweier Körper, b) Hertz'sche Druckverteilung p_H

Fläche gegen ebene Fläche hergestellt, einmal in der Hauptebene I, zum anderen in der senkrecht dazu stehenden Hauptebene II.

4.5 Schmierstoffe

4.5.1 Schmieröle

Schmieröle sind die am häufigsten eingesetzten Schmierstoffe. Sie ermöglichen eine leichte Reibstellenversorgung, damit eine Optimierung des Betriebs hinsichtlich Reibung und Verschleiß und eine gute Abführung von Reibungswärme und Abrieb aus dem Kontakt. Weiterhin können durch zusätzliche Maßnahmen die gewünschten Eigenschaften des Schmieröls eingestellt werden (z. B. Kühlung, Filterung). Nachteilig sind der häufig relativ hohe Dichtungsaufwand und die teilweise notwendigen großen Schmierölmengen.

1. Eigenschaften der Schmieröle

Dynamische Viskosität η : Bewegen sich zwei parallele Platten, zwischen denen sich ein Schmieröl befindet, mit unterschiedlicher Geschwindigkeit, wird das Öl auf Scherung beansprucht,

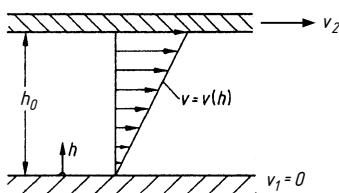


Bild 4-8
Geschwindigkeitsverteilung im parallelen Schmierspalt bei laminarer Strömung

s. **Bild 4-8.** Die Schubspannung τ ergibt sich zu (laminare Strömung):

$$\boxed{\tau = \eta \cdot \frac{dv}{dh} = \eta \cdot S} \quad (4.5)$$

4

η dynamische Viskosität
 S Schergefälle

Der Proportionalitätsfaktor, der die Abhängigkeit zwischen Geschwindigkeitsänderung dv und vorhandener Schubspannung τ bestimmt, ist die dynamische Viskosität η . Sie wird deshalb auch als ein Maß für die innere Reibung des Schmieröls bezeichnet. Die dynamische Viskosität η hat die Einheit $\text{mPa} \cdot \text{s} = 10^{-3} \text{ Ns/m}^2 = 10^{-2} \text{ P}$ (Poise).

Kinematische Viskosität v : Diese lässt sich aus der dynamischen Viskosität η und der Dichte ϱ der Flüssigkeit berechnen:

$$\boxed{v = \frac{\eta}{\varrho}} \quad (4.6)$$

Die kinematische Viskosität v hat die Einheit $\text{mm}^2/\text{s} = 1 \text{ cSt}$ (Centistoke).

Ist die Viskosität nur von Temperatur und Druck abhängig, wird die Substanz als Newtonsche Flüssigkeit bezeichnet (z. B. reine Mineralöle). Verringert sich die Viskosität bei größer werdendem Schergefälle $S = dv/dh$, so handelt es sich um eine strukturviskose Flüssigkeit (z. B. Mineralöle mit speziellen Additiven, viele synthetische Öle).

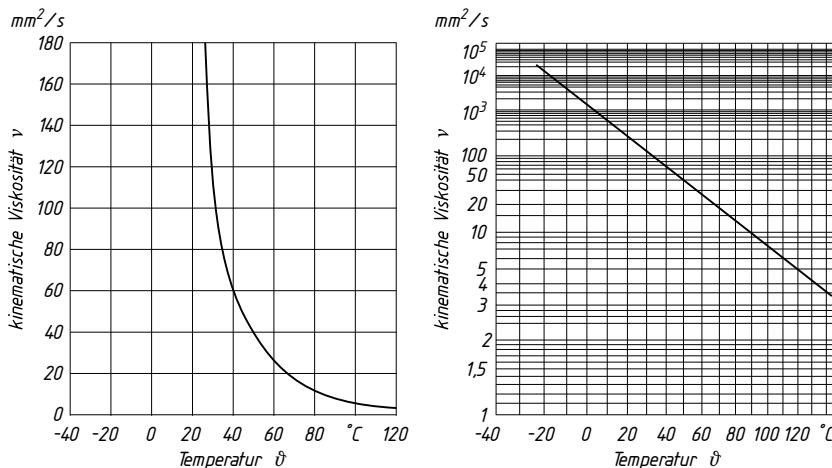


Bild 4-9 Viskositäts-Temperatur-Verhalten eines Schmieröls

a) lineare Darstellung, b) $\lg v - \lg v$ -Darstellung

Die Abhängigkeit der Viskosität von der Temperatur zeigt **Bild 4-9a**. Man sieht, dass sich dieser Einfluss mit zunehmender Temperatur verringert. Deshalb nutzt man häufig die $\lg v - \lg v$ -Darstellung, bei der sich der Temperatureinfluss vereinfacht als Gerade darstellen lässt (**Bild 4-9b**). Der Vorteil der Verwendung der $\lg v - \lg v$ -Abhängigkeit ergibt sich aus dem Umstand, dass sich mit den Ergebnissen der Viskositätsmessungen bei zwei Temperaturen die Viskositäten bei beliebigen anderen Temperaturen bestimmen lassen (durch Einzeichnen einer Geraden in **Bild 4-9b** bzw. Berechnung).

Die Viskositäts-Temperatur-Abhängigkeit kann nach ISO 2909 durch einen Viskositätsindex (VI-Index) angegeben werden. Ursprünglich war danach vorgesehen, alle Öle in einer Klassifizierung von VI = 0 (Öl mit sehr hoher Temperaturabhängigkeit) bis VI = 100 (Öl mit geringer

Temperaturabhängigkeit) einzuordnen. Heute ist dieser Bereich nicht mehr ausreichend, es gibt synthetische Öle, die deutlich höhere Werte aufweisen ($VI > 200$). Wichtig ist eine geringe Temperaturabhängigkeit vor allem bei Mehrbereichsölen, z. B. Schmierölen für Verbrennungsmotoren. Diese müssen bei tiefen Temperaturen noch ausreichend fließfähig sein und bei hohen Temperaturen eine Mindestviskosität aufweisen.

Die Abhängigkeit der Viskosität vom Druck lässt sich wie folgt darstellen:

$$\eta_p = \eta_0 e^{\alpha p} \quad (4.7)$$

- η_p Viskosität bei Druck p
- η_0 Viskosität bei Atmosphärendruck
- p Druck
- α Druckviskositätskoeffizient

Werte für den Druckviskositätskoeffizienten α s. **TB 4-2**. Eine Zusammenstellung wesentlicher Schmieröleigenschaften s. **TB 4-3**.

Die Eigenschaften der Schmieröle (Mineralöle, teilweise Syntheseöle) werden durch Additive gezielt verändert. Dadurch kann der Einsatzbereich von Mineralölen deutlich erweitert werden, in vielen Fällen kann man dann auf die teuren synthetischen Öle verzichten. Additivtypen und deren Wirkmechanismen s. **TB 4-4**.

2. Einteilung der Schmieröle

Nach der Herstellung: Man unterscheidet grundlegend Mineralöle und synthetische Öle.

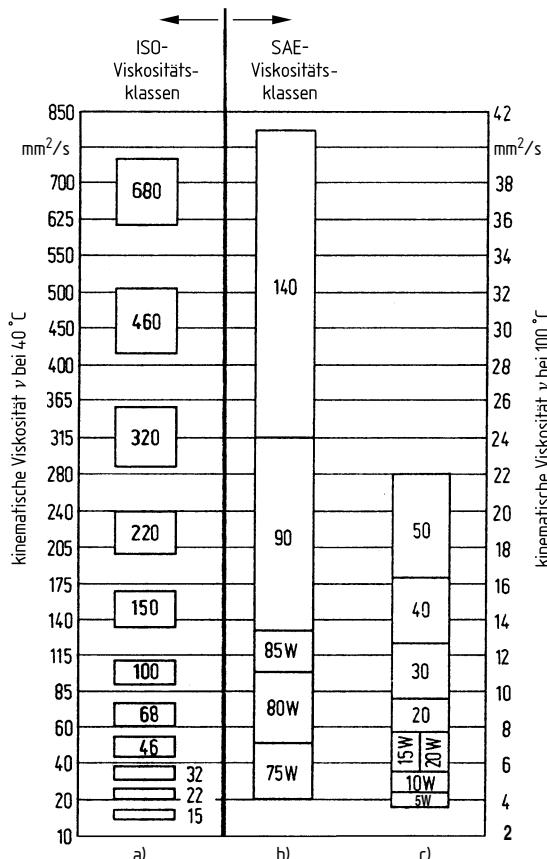
Mineralöle werden aus natürlich vorkommendem Erdöl gewonnen. Die genaue Zusammensetzung hängt von der Herkunft des Erdöls ab. Eine typische Rohölzusammensetzung besteht aus 80...85% Kohlenstoff, 10...17% Wasserstoff, bis 7% Schwefel und bis 1% sonstige Elemente (O, N, P, V, Ni, Cu, Na, Ca, Fe, Al). In verschiedenen Herstellschritten werden die gewünschten Eigenschaften der Öle eingestellt. Diese ergeben sich durch die chemische Struktur des Grundöls, d. h. hauptsächlich durch die vorhandenen Anteile an Paraffinen (gesättigte, kettenförmige Kohlenwasserstoffe), Naphthenen (gesättigte, ringförmige Kohlenwasserstoffe) und Aromaten (ungesättigte, ringförmige Kohlenwasserstoffe). Je nach Dominanz der entsprechenden Kohlenwasserstoff-Bestandteile im Schmieröl unterscheidet man paraffinbasierte bzw. naphtenbasierte Schmieröle, s. **TB 4-5**. Aromatische Grundöle haben für Schmierzwecke keine Bedeutung.

Synthetische Öle werden in chemischen Prozessen für spezielle Anwendungen hergestellt. Dies geschieht mit speziellen, aus natürlichen Ölen hergestellten Grundbausteinen. Verwendete Syntheseöle und deren Eigenschaften s. **TB 4-6**.

Wesentliche Vorteile synthetischer Schmieröle gegenüber Mineralölen sind der größere Temperaturereinsatzbereich, die bessere Alterungsbeständigkeit (3...5 mal längere Lebensdauer), ein höherer Flammpunkt (z. B. wichtig bei Gasturbinen und Kompressoren) und die Möglichkeit der Einstellung der Reibungszahl ($0,7 \dots 2 \times$ Mineralöl-Reibungszahl). Nachteile der synthetischen Öle sind eine stärkere hygroskopische Wirkung (ziehen Wasser an), ein ungünstigeres hydrolytisches Verhalten (Zersetzung bei Wasserzusatz), die Gefahr chemischer Reaktionen mit Dichtungen, Buntmetallen und Lacken bzw. von Korrosion, eine nur eingeschränkte oder keine Mischbarkeit mit Mineralölen, ein stärkeres toxisches Verhalten und der häufig deutlich höhere Preis. Zu beachten ist beim Einsatz synthetischer Öle, dass deren vorteilhafte Eigenschaften teilweise nur bei bestimmten Betriebsbedingungen voll wirksam werden und nur dann die höheren Kosten vertretbar sind.

Eine weitere Gruppe natürlicher Öle sind die Pflanzenöle. Als Grundöle für Schmierzwecke werden vor allem Sojaöl, Palmöl, Rapsöl und Sonnenblumenöl verwendet.

Nach der kinematischen Viskosität v , s. Bild 4-10: Die Viskosität des Schmieröls hat einen wesentlichen Einfluss auf die sich einstellende Schmierfilmdicke im Kontakt und den damit verbundenen Reibungszustand. Deshalb werden Schmieröle z. B. für Anwendungen in der Indus-

**Bild 4-10**

Viskositätsklassifikationen

- a) Industrieschmieröle,
- b) Kfz-Getriebeöle,
- c) Kfz-Motorenöle

trie in ISO-Viskositätsklassen (ISO-VG) eingeteilt. Für Schmieröle für Kraftfahrzeugmotoren und Kraftfahrzeuggetriebe gibt es ebenfalls Viskositäts-Klassifikationen (SAE-Klassen, SAE: Society of Automotive Engineers).

Nach dem Anwendungsgebiet: Häufig werden die notwendigen Schmieröleigenschaften durch die Einsatzbedingungen bestimmt. Deshalb gibt es Klassifikationen für Schmieröle entsprechend den anwendungstypischen Erfordernissen. Danach unterscheidet man Maschinen-schmieröle, Zylinderöle, Turbinenöle, Motorenöle, Getriebeöle, Kompressorenöle, Umlauföle, Hydrauliköle, Isolieröle, Wärmeträgeröle, Prozessöle, Metallbearbeitungsöle/Kühlschmierstoffe, Korrosionsschutzmittel und Textil- und Textilmaschinenöle. Eine Klassifikation für Kfz-Getriebeöle zeigt **Bild 4-7**.

4.5.2 Schmierfette

Schmierfette bestehen aus drei Anteilen, dem Grundöl, einem Eindicker und Additiven. Im Betrieb wird unter der Belastung das im Eindicker gebundene Öl abgeschieden, die Schmierstelle versorgt. Nach Entlastung der Kontaktstelle wird das Öl wieder im Eindicker gebunden.

Als Grundöl (75 % ... 96 %) wird häufig Mineralöl verwendet, weiterhin auch synthetische Öle und für begrenzte Anwendungen pflanzliche Öle. Eindicker (4 % ... 20 %) sind meist Seifen (Metallsalze von Fettsäuren, Reaktionsprodukt von Fettsäuren und Laugen). Man unterscheidet Normalseifen (eine Lauge, eine Fettsäure), Gemischteifen (eine Fettsäure, zwei Laugen) und

Komplexseifen (zwei Fettsäuren, eine Lauge). Weiterhin werden auch Nichtseifen (z. B. Betonit, Polyharnstoff) als Eindicker verwendet.

Die Eigenschaften des Schmierfetts werden durch die Art und Konzentration der drei Grundkomponenten bestimmt. Bei einem hohen Grundölanteil (90 % ... 96 %) entsprechen die Eigenschaften des Fetts im wesentlichen denen des Grundöls. Das Fett ist dann weich. Bei hohen Eindickeranteilen (15 % ... 20 %) beeinflusst dieser die Eigenschaft des Fets erheblich, das Fett ist hart. Eine wichtige Kenngröße für den Einsatz von Schmierfetten ist der Tropfpunkt. Dabei handelt es sich um die Temperatur, bei der ein Schmierfett flüssig wird, d. h. abtropft. Die Betriebstemperatur des Schmierfetts muss i. Allg. unterhalb des Tropfpunkts liegen. Schmierfette und deren Eigenschaften s. **TB 4-8**.

Die Einteilung der Fette erfolgt i. Allg. nach der Konsistenz, s. **TB 4-9**. Weitere Klassifikationen gibt es nach der Art des Eindickers (z. B. Natrium-, Kalziumkomplex-, Betonitfette), den zu schmierenden Maschinenelementen (z. B. Wälzlager-, Gleitlager-, Getriebe-, Chassisfette), der Anwendung (z. B. Tief-, Normal-, Hochtemperaturfette, Mehrzweck-, Normal-, Sonderschmierfette), den Einsatzbereichen (z. B. Eisenbahn-, Kraftfahrzeug-, Luftfahrtfette), dem Grundöl (mineralölbasische, syntheseölbasische, pflanzenölbasische Schmierfette) und der ökologischen Verträglichkeit (z. B. normale, biologisch schnell abbaubare, schwermetallfreie Schmierfette). Bezuglich des letztgenannten Punkts gewinnt die biologische Abbaubarkeit immer mehr an Bedeutung, speziell bei der Verlustschmierung.

Vorteilhaft beim Einsatz von Schmierfetten ist, dass nur eine geringe Menge zur Schmierung benötigt wird und eine aufwendige Abdichtung entfällt. Nachteilig sind vor allem die schlechte bzw. fehlende Abführung von Wärme und Verschleißpartikeln aus dem Kontakt.

4.5.3 Sonstige Schmierstoffe

Festschmierstoffe: Diese liegen in Pulverform vor und werden durch Aufreiben an die Reibstellen gebracht. Die wichtigsten Festschmierstoffe sind Molybdändisulfid (MoS_2), Graphit und Polytetrafluoräthylen (PTFE). MoS_2 ist chemisch stabil, hat eine nur geringe Reibung bei Gleitbeanspruchung, ist sehr gut im Vakuum schmierwirksam, ist unempfindlich gegen radioaktive Strahlung, die maximale Betriebstemperatur liegt bei ca. 300 °C und die MoS_2 -Schicht hat eine sehr hohe Festigkeit. Graphit ist chemisch sehr stabil, unempfindlich gegen radioaktive Strahlung, die maximale Betriebstemperatur liegt bei ca. 600 °C und hat sehr gute Reibungseigenschaften bei zusätzlicher Feuchtigkeit. PTFE ist chemisch sehr stabil, ist gut im Vakuum schmierwirksam, die maximale Betriebstemperatur liegt bei ca. 260 °C.

Festschmierstoffe werden verwendet, wenn ein sehr großer Temperatureinsatzbereich und die Beständigkeit gegenüber aggressiven Medien (z. B. Säuren) gefordert wird. Weiterhin entfällt eine sonst evtl. notwendige Abdichtung. Im Vakuum gibt es häufig keine Alternative zu Festschmierstoffen. Nachteile beim Einsatz von Festschmierstoffen sind der kontinuierliche Abrieb der Schmierstoffschicht (ein Nachschmieren ist i. allg. nicht möglich oder sehr aufwendig), die höheren Reibungsverluste durch Trockenreibung gegenüber Flüssigkeitsreibung und der teilweise problematische Korrosionsschutz (z. B. bei Verwendung von MoS_2).

Schmierpasten: Diese bestehen aus einem Grundöl und einem Festschmierstoff (20 % ... 70 %). Sie werden häufig verwendet, wenn das Auftragen von Pulver zu schwierig ist. Schmierpasten füllen die Rauheitstäler aus, damit erfolgt eine Oberflächenverbesserung. Auch der Einsatz bei höheren Temperaturen ist möglich, dann wirkt nur noch der Festschmierstoff. Nachteilig ist, dass keine Abführung von Wärme bzw. Verschleiß- und Schmutzpartikeln erfolgt. Verwendet werden Schmierpasten zur Schmierung hochbelasteter Gleit- und Wälzlager, Zahnräder, Achsen, Kugelgelenke und zur Lebensdauerschmierung feinmechanischer Geräte.

Gleilacke: Dabei handelt es sich um Schichten ($\leq 20 \mu\text{m}$) auf Basis von Kunstharz bzw. Lack, die statt Farbpigmenten Festschmierstoff-Partikel enthalten. Diese werden durch Streichen, Tauchen oder Spritzen aufgetragen. Anwendungen sind Gleitflächen mit hoher Belastung.

Schmierwachse: Werden zur Vereinfachung der Bauteilmontage eingesetzt (z. B. Dichtungen).

4.6 Schmierungsarten

Die Auswahl des Schmierstoffs wird abhängig von der Art der Schmierstoffzufuhr mehr oder weniger stark beeinflusst. Wird eine Einzelschmierstelle versorgt, kann die Auswahl des Schmierstoffs ausschließlich nach den vorliegenden Betriebsverhältnissen erfolgen. Bei der Schmierung einer Baugruppe (z. B. eines Getriebes mit Wälzlager- und unterschiedlichen Zahnräderkontakten) muss der Schmierstoff für die teilweise sehr unterschiedlichen Reibungsverhältnisse der Einzelkontakte geeignet sein. Wird die Schmierung über eine zentrale Schmierstoffversorgung realisiert, muss die konstruktive Ausführung der einzelnen Anlagen bzw. Baugruppen darauf abgestimmt sein.

Die Schmierstoffversorgung von *Einzelschmierstellen* kann manuell, halbautomatisch und automatisch durchgeführt werden. Die *manuelle* Schmierstoffversorgung erfolgt mittels Fettpresse, Ölkanne bzw. speziellen Schmierstoffgebern (z. B. Staufferbüchse, s. **Bild 15-20a**). Problematisch ist vor allem die Einhaltung der regelmäßigen Schmierintervalle und die Zuführung der genau benötigten Schmierstoffmenge. Bei der *halbautomatischen* Schmierung werden Vorrichtungen verwendet, die entsprechend dem Schmierstoffbedarf eingestellt werden müssen. Danach können diese Einrichtungen häufig über einen längeren Zeitraum (z. B. mehrere Monate) ohne Nachstellung betrieben werden. Ausgeführte Bauformen für die Ölzufluss sind z. B. der Dochteröler und der Tropföler (s. **Bilder 15-19d, 15.19e**). Bei der *automatischen* Schmierung ist die Schmierstoffzufuhr an den Betrieb einer Anlage gebunden, Einstellvorgänge durch das Personal entfallen. Damit wird eine kontinuierliche Schmierstoffzufuhr sichergestellt. Beispiele sind die Ringschmierung (s. Abschn. 15.3.3), der Einsatz spezieller Schmierstoffgeber (s. **Bild 15-19f**), die Tauchschmierung von Getrieben (mindestens ein Zahnrad taucht in ein Ölbad und fördert das Schmieröl in den Zahnräderkontakt) bzw. die Einspritzschmierung von Getrieben (die benötigte Schmierölmenge wird direkt in den Zahnräderkontakt eingespritzt).

Bei der Schmierung einer großen Anzahl von Schmierstellen ist eine wirtschaftliche Lösung nur mit Zentralschmieranlagen zu erreichen. Dabei werden unterschiedliche Anlagentypen verwendet. In *Einleitungsanlagen* wird der Schmierstoff durch eine Speiseleitung gedrückt, um über die von dort abzweigenden Stichleitungen und Zuteilelemente die anschließenden Einzelschmierstellen zu versorgen. Entsprechend dem Schmierstoffbedarf werden die Zeitintervalle für Schmierphasen und Schmierpausen festgelegt. In *Zweileitungsanlagen* wird der Schmierstoff über ein Umsteuergerät wechselseitig in zwei Speiseleitungen gefördert, in *Mehrleitungsanlagen* ist jede Schmierstelle über eine separate Leitung unmittelbar mit der Pumpe verbunden. Bei *Progressivanhängen* wird der Schmierstoff zu sog. Progressivverteilern gepumpt, von dort aus werden jeweils über Verteilereinrichtungen die Schmierstellen versorgt. Auswahlkriterien für unterschiedliche Zentralschmieranlagen sind in **Tab. 4-10** zusammengestellt.

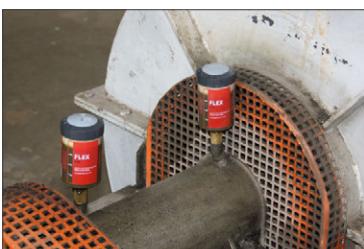
Unabhängig von der verwendeten Zentralschmieranlage unterscheidet man die Umlauf- und Verbrauchsschmierung (Verlustschmierung). Bei der Umlaufschmierung wird die Schmierstelle mit dem Schmierstoff versorgt und dieser anschließend in einen Zentralbehälter zurückgeführt. Bei der Verbrauchsschmierung entfällt die Rückführung des Schmierstoffs, der Schmierstoff ist nach dem Einsatz verloren. Die Verbrauchsschmierung wird deshalb nur bei einem geringen Schmierstoffbedarf (Mangelschmierung) angewendet. Bei der Ölverbrauchsschmierung ist i.allg. eine spezielle Aufbereitung des Schmieröls notwendig (Erzeugung eines Ölnebel- bzw. Öl-Luft-Gemischs).

4.7 Schäden an Maschinenelementen

Für die Systematik von Bauteilschäden gibt es in der Praxis verschiedene Gesichtspunkte, zwei wesentliche, teilweise genormte Einteilungen erfolgen nach dem Verschleißmechanismus bzw. dem Schadensbild. So kann es auch vorkommen, dass bestimmte Begriffe in unterschiedlicher Weise verwendet werden (Verschleiß: z. B. allgemein als fortschreitender Materialabtrag bezeichnet, speziell auch nur für bestimmte Schäden – Riefen, Kratzer, Fresser – verwendet).

Automatische Schmierung mit Schmiersystemen von perma-tec

- Von der Einzelpunktschmierung bis hin zur Mehrpunktschmierung von 600 Schmierstellen
- Autarke oder SPS-gesteuerte Systeme
- Frei wählbare Schmierintervalle:
1 Tag bis 24 Monaten
- Verschiedene Volumina und Schmierstoffe
- Sie haben technische Fragen?
Hotline: 09704 609-99
E-Mail: info@perma-tec.com
www.perma-tec.com



Der Spezialist für automatische Schmierung

perma

4.7.1 Verschleiß

Der Begriff Verschleiß kann wie folgt definiert werden: *Verschleiß ist der fortschreitende Materialverlust aus der Oberfläche eines festen Körpers (Grundkörpers), hervorgerufen durch mechanische Ursachen, d. h. Kontakt- und Relativbewegung eines festen, flüssigen oder gasförmigen Gegenkörpers.* Man unterteilt die Verschleißvorgänge entsprechend dem Verschleißmechanismus in Abrasion, Adhäsion, Oberflächenzerrüttung und tribochemische Reaktionen.

Abrasion tritt auf, wenn sich der Grundkörper mit einem härteren und rauheren Gegenkörper im Kontakt befindet bzw. harte Partikel im Kontakt wirksam sind. Bei abrasiven Vorgängen gibt es eine Materialbeanspruchung durch Mikrospannung, Mikropflügen bzw. Mikrobrechen.

Beim Mikrospannen führt ein hartes Teilchen zur Spanbildung. Das Mikropflügen liegt vor, wenn der Werkstoff unter Wirkung eines harten Teilchens stark plastisch verformt wird. Beim Mikrobrechen entstehen oberhalb einer kritischen Belastung durch eine Rissbildung und Rissausbreitung Materialausbrüche in Richtung der Verschleißfurche. Bei der *Adhäsion* handelt es sich um stoffliche Wechselwirkungen im Oberflächenbereich zweier Kontaktpartner. Adhäsiver Verschleiß ist durch Bildung (Verschweißung) und Trennung von Grenzflächenbindungen gekennzeichnet. Die Ursache ist das Zusammenbrechen oder Fehlen von schützenden Oberflächenschichten bei örtlich hohen Beanspruchungen und Temperaturen. Die entstehenden Grenzflächenbindungen werden bei metallischen Kontaktpartnern als Kaltverschweißungen (Kaltfressen) bezeichnet. Dieser Vorgang ist teilweise mit einem Materialübertrag zwischen den Kontaktpartnern verbunden. Bei starken Verschweißungen kann es zum plötzlichen Ausfall der Bauteile führen (z. B. Kolbenfresser eines Verbrennungsmotor). *Oberflächenzerrüttung* entsteht, wenn bestimmte Werkstoffbereiche ständig (häufig periodisch) ändernden Belastungen ausgesetzt sind. Infolge der stattfindenden Werkstoffermüdung entstehen Mikrorisse, die dann weiter wachsen. Bei Erreichen einer bestimmten Rißlänge führt der Vorgang zum Bruch des Bauteils bzw. zum Heraustrennen von Partikeln aus dem Oberflächenbereich. *Tribochemische Reaktionen* nennt man die infolge der tribologischen Beanspruchung stattfindenden chemischen Reaktionen zwischen Grund- und Gegenkörper. An der Reaktion beteiligt sich Bestandteile des Zwischenstoffs bzw. Umgebungsmediums, wobei durch eine Relativbewegung im Kontakt ständig neue Reaktionsprodukte erzeugt und wieder abgerieben werden.

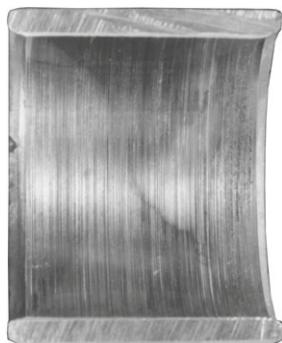
4.7.2 Korrosion

Als Korrosion bezeichnet man Grenzflächenreaktionen zwischen Metalloberflächen und festen, flüssigen oder gasförmigen Korrosionsmedien. Man unterscheidet dabei chemische, chemisch metallphysikalische und elektrochemische Korrosion. Bei der *chemischen Korrosion* bewirken Metalle und reaktionsfähige Gase/Flüssigkeiten eine Oxidation oder Verzunderung. *Chemisch metallphysikalische Korrosion* ist die Reaktion bestimmter Metalle und Wasserstoffgas, die zu Korngrenzenveränderungen und Rissen führt. Bei der *elektrochemischen Korrosion* handelt es sich um Reaktionen von Metallen in elektrolytisch leitenden Medien. Häufig entstehen bzw. verstärken sich Korrosionserscheinungen durch eine überlagert wirkende mechanische Beanspruchung.

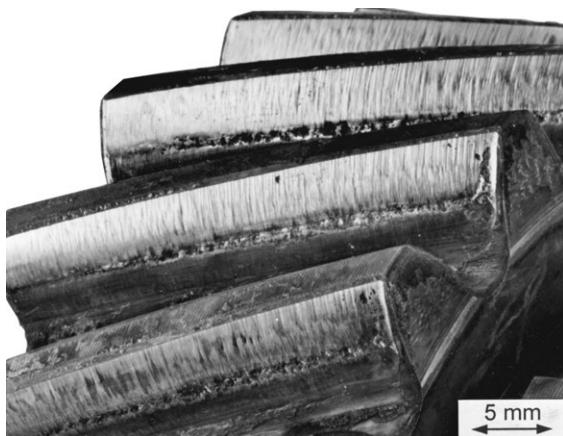
Einige häufig auftretende Korrosionsvorgänge sind: *Chemische Korrosion* als Ergebnis einer Reaktion von Metallen mit z. B. Luftsauerstoff und Säuren. Es kommt zum Rosten und Verzundern. Der Abtrag beträgt beim Rosten pro Jahr ca. 0,1 mm in normaler Atmosphäre. *Kontakkorrosion* entsteht, wenn sich ein ionenleitendes Medium (wässrige Lösungen und Salzsäume) zwischen Metallen befindet. Gefährdet sind auch Konstruktionen aus metallischen Werkstoffen mit einem unterschiedlichen Elektrodenpotential, **TB 4-11**. Beim zusätzlichen Auftreten von Feuchtigkeit wird dann das unedlere Metall angegriffen (z. B. Aluminium wird gegenüber Eisen angegriffen). Ursache der *Reibkorrosion (Passungsrost)* sind vorhandene Mikro-Gleitbewegungen im Bereich elastischer Verformungen (z. B. wechselnd beanspruchte Pressverbände), welche zur Entstehung metallisch reiner Oberflächenbereiche führen. Diese sind sehr reaktionsfreudig gegenüber Luftsauerstoff, Stickstoff und Kohlenstoff. Es

bilden sich Reaktionsschichten (Oxide, Nitride, Karbide), sog. Passungsrost, der Ausgangspunkt für einen Dauerbruch sein kann. *Spaltkorrosion* ist eine konstruktiv bedingte elektrochemische Korrosion, z. B. bei Schrauben- und Punktschweißverbindungen. In den vorhandenen Überlappungen, Spalten, Rissen und Riefen sammeln sich korrosionsfördernde Substanzen, die korrosive Reaktionen ermöglichen. *Spannungsrißkorrosion* entsteht beim Vorhandensein von korrosionsfördernden Bedingungen durch zusätzliche statische Zugspannungen oder Eigenspannungen (z. B. durch Einsatzhärtung, Schweißung) im Oberflächenbereich, *Schwingungsrißkorrosion* durch eine zusätzliche mechanische oder thermische Schwingbeanspruchung.

Entsprechend den verschiedenen Korrosionsscheinungen gibt es umfangreiche Möglichkeiten des Korrosionsschutzes. Grundlegende Maßnahmen sind die Wahl geeigneter Bauteilwerkstoffe und die Aufbringung metallischer Überzüge bzw. spezieller Schutzschichten. Korrosionsbeständige Werkstoffe sind z. B. Stähle mit einem Chromanteil von >13 Massen-% (bei höheren Temperaturen >18 Massen-%), ein Nickelanteil von >8 Massen-% vermindert die Reaktionsfähigkeit der Werkstoffe erheblich. Verwendete metallische Überzüge, galvanisch oder durch Schmelztauchen aufgebracht, sind z. B. Überzüge aus Zink, Nickel, Kupfer und Chrom. Zu beachten ist bei der Wahl des metallischen Überzugs der Korrosionsschutz gegenüber dem Grundwerkstoff. Für den Fall entstehender Risse im Überzug durch mechanische Beanspruchungen sollte durch geeignete Wahl des metallischen Überzugs Kontaktkorrosion vermieden werden. Einen häufig verwendeten Oberflächenschutz erreicht man mit durch Borieren und Nitieren erzeugten Diffusionsschichten.



a)



b) Bild 4-11 a, b



Bild 4-11 Schadensbilder

a) Gleitlagerschale mit Abrasivverschleiß-Riefen, b) Zahnflanken mit forgeschrittenen Fressern (geglättet) und Grübchen im Wälzkreisgebiet, c) Schneckenrad aus Bronze mit Grübchen, d) Gleitlager-schalen mit Ausbrüchen infolge Schwingungskavitation

4.7.3 Schadensbilder

Die in Abschn. 4.7.1 beschriebenen Verschleißmechanismen wirken bei vielen Kontaktbeanspruchungen in überlagerter Form. Deshalb wird in der Praxis häufig der Zusammenhang zwischen Schadensbild und Schadensursache genutzt, um eine Analyse des geschädigten Bauteils vorzunehmen und entsprechende Gegenmaßnahmen abzuleiten. Nach dem Schadensbild lässt sich z. B. folgende grundlegende Einteilung von Schädigungsmechanismen vornehmen: *Verschleiß* (Einlaufspuren, Riefen, Kratzer, Fresser), *Ermüdung* (Grübchen = Pittings, Abblätterungen, Ausbrüche, Risse), *Korrosion* (chemische Korrosion, Reibkorrosion = Passungsrost, Verzunderungen), *Deformation* (Eindrückungen, Riffelbildung, plastische Verformung), Beispiele s. **Bild 4-11**. Für bestimmte Maschinenelemente gibt es spezielle Normenwerke (z. B. Gleitlager: DIN 31661, Zahnräder: DIN 3979, Wälzlager: ÖNORM M6328), die typische Schadensbilder für die o. g. Schädigungsmechanismen zeigen und zusätzliche, nur anwendungsspezifische Bauteilschäden dokumentieren.

4.8 Literatur

Bartz, W. J.: Grundlagen der Tribologie. Technische Akademie Esslingen, 2002

Bartz, W. J.: Schäden an geschmierten Maschinenelementen; Schadensanalyse. Technische Akademie Esslingen, 2002

- Brändlein, J., Eschmann, P., Hasbargen, L., Weigand, K.*: Die Wälzlagerpraxis. 3. Aufl. Mainz: Vereinigte Fachverlage GmbH, 1995
- Czichos, H., Habig, K. H.*: Tribologie Handbuch; Tribometrie, Tribomaterialien, Tribotechnik. 3. Aufl. Wiesbaden: Vieweg + Teubner, 2010
- DIN 3979: Zahnradsschäden an Zahnradgetrieben; Bezeichnung, Merkmale, Ursachen. Berlin: Beuth, 1979
- DIN 31661: Gleitlager; Begriffe, Merkmale und Ursachen von Veränderungen und Schäden. Berlin: Beuth, 1983
- Grote, K.-H., Feldhusen, J.* (Hrsg.): Dubbel Taschenbuch für den Maschinenbau. 24. Aufl. Berlin: Springer, 2014
- Klamann, D.*: Schmierstoffe und verwandte Produkte; Herstellung, Eigenschaften und Anwendung. Weilheim: Verlag Chemie, 1982
- Krause, W., Möller, U. J., Nassar, J.*: Schmierstoffe im Betrieb. 2. Aufl. Berlin: Springer, 2002
- Klüber Lubrication: Mineralöle und Syntheseöle; Klassifikation, Auswahl und Anwendung. München: 1995
- Niemann, G., Winter, H., Höhn, B. R.*: Maschinenelemente, Band 1. 4. Aufl. Berlin: Springer, 2005
- Sommer, K., Heinz, R., Schöfer, J.*: Verschleiß metallischer Werkstoffe. Wiesbaden: Vieweg + Teubner, 2010

5 Kleb- und Lötverbindungen

5

5.1 Klebverbindungen

5.1.1 Funktion und Wirkung

Aufgaben und Einsatz

Kleben (Leimen, Kitten) ist das Verbinden gleicher oder verschiedenartiger metallischer und nichtmetallischer Werkstoffe durch Oberflächenhaftung mittels geeigneter Klebstoffe. Klebverbindungen gehören zu den unlösbarsten Verbindungen (Verbindung ist ohne Zerstörung der Klebschicht bzw. der Bauteile nicht lösbar).

Vorteile: Verbinden gleicher und verschiedenartiger Werkstoffe; keine ungünstigen Werkstoffbeeinflussungen durch Ausglühen, Aushärten und Oxidieren; keine bzw. nur geringe thermische Werkstoffbeanspruchung und damit geringer Wärmeverzug; dichte, spaltfreie und isolierende Verbindung; keine Oberflächenschädigung; keine Kontaktkorrosion; keine Querschnittsminderung der Bauteile durch Löcher wie bei Schrauben- oder Nietverbindungen und damit z. T. große Gewichtersparnis; kerbfreies Verbinden der Bauteile; gleichmäßige Kraft- und Spannungsverteilung; schwungsdämpfend; optisch anspruchsvolle Konstruktionen möglich; Sandwichbauweise ermöglicht hohe Steifigkeit und Gewichtersparnis (Leichtbau).

Nachteile: Meist aufwändige Oberflächenbehandlung der Fügeteile erforderlich; z. T. lange Abbindezeiten bis zur Endfestigkeit der Verbindung; vielfach Flächendruck und Wärme zum Abbinden notwendig; Kriechneigung bei Langzeitbeanspruchung; geringe Schäl-, Warm- und Dauerfestigkeit; empfindlich gegen Schlag- und Stoßbelastung; zerstörungsfreies Prüfen der Verbindung vielfach nicht möglich.

Neben dem problemlosen Kleben nichtmetallischer Werkstoffe, wie Pappe, Papier, Leder, Gummi, Holz, nehmen Klebverbindungen metallischer Werkstoffe aufgrund der Entwicklung immer wirksamerer Klebstoffe und Klebtechnologien anstelle von Niet-, Schweiß- und Lötverbindungen zu. Die Grenzen der Metallklebverbindungen liegen u. a. in der geringeren Warmfestigkeit und den vielfach geringeren Festigkeitswerten der Klebstoffe gegenüber denen der zu verbindenden Bauteile. Das Anwendungsgebiet des Metallklebens erstreckt sich über den gesamten technischen Bereich (Maschinen-, Kraftfahrzeug-, Flugzeug- und Anlagenbau, Elektroindustrie u. a.). Vor allem in der Großserienfertigung kann das Metallkleben fertigungstechnische und somit vielfach auch wirtschaftliche Vorteile bringen, s. hierzu **Bild 5-1**.

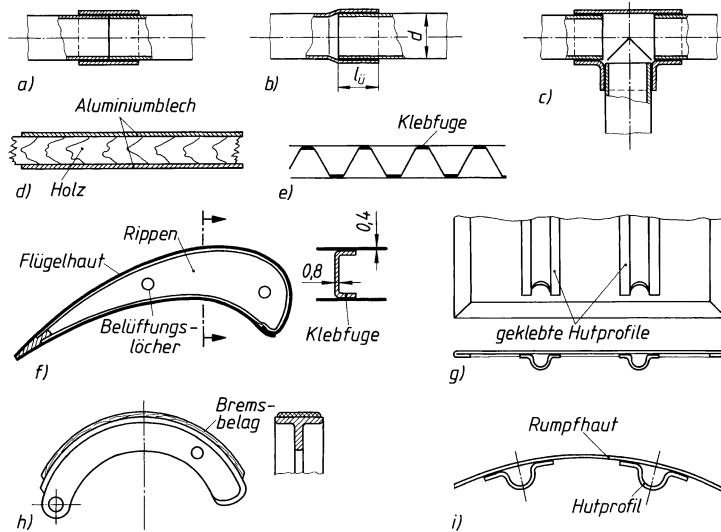
Das Wirken der physikalischen Kräfte in der Klebverbindung (Haftmechanismus)

Der Erfolg jeder Klebverbindung ist von den jeweiligen physikalischen Eigenschaften der zu verbindenden Werkstoffe und des Klebstoffes als Verbindungsmittel abhängig, so u. a. von der *Adhäsion*¹⁾ und von der *Kohäsion*²⁾. Die Moleküle im Grenzflächenbereich streben zum Zusammenschluss mit gleichen als auch mit ungleichen Molekülen, s. **Bild 5-2**.

Würden die zu verbindenden Teile im Klebbereich eine Oberflächenrautiefe von $R_{max} \leq 0,003 \mu\text{m}$ aufweisen, so wäre nach dem einfachen Aufeinanderlegen der Teile ein Trennen auf Zug nur unter erheblichem Kraftaufwand möglich (z. B. frisch gespaltener Glimmer).

¹⁾ Anziehungskräfte an der Grenzfläche zweier Stoffe.

²⁾ Kräfte zwischen den Molekülen eines Stoffes.

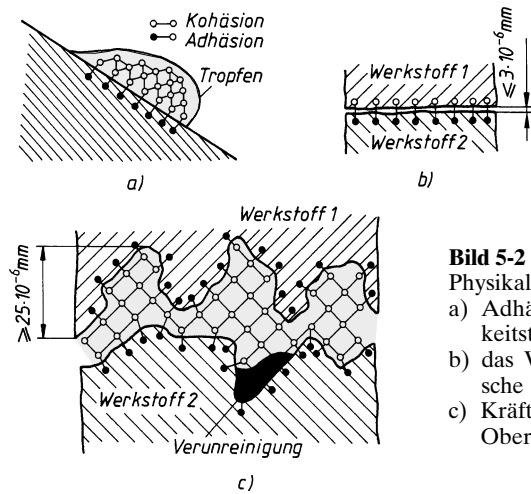
**Bild 5-1**

Ausgeföhrte Klebverbindungen

- Rohrverbindungen,
- kaschierte Holzplatte,
- Leichtbauplatte,
- geklebter Vorflügel eines Sportflugzeuges,
- Tankdeckel mit aufgeklebten Hutprofilen,
- Bremsbacke mit aufgeklebtem Bremsbelag,
- Versteifung einer Flugzeug-Rumpfhaut durch Hutprofile

5

Ursache hierfür sind *zwischenmolekulare Kräfte*, deren Reichweite max. $0,003 \mu\text{m}$ beträgt, s. **Bild 5-2b**. Da technische Oberflächen selbst bei Feinstbearbeitung Rautiefen von mehr als $0,025 \mu\text{m}$ aufweisen, ist es Aufgabe des Klebstoffes, in die Oberflächenrauheiten einzudringen und die zwischenmolekularen Kräfte wirksam werden zu lassen. Der Klebstoff muss somit zur Benetzung der freien Flächen anfangs eine geringe Viskosität und Oberflächenspannung haben, nach dem Abbinden dagegen eine große Viskosität, um eine hohe Kohäsion im Klebstoff zu erreichen. Die Klebverbindung ist festigkeitsmäßig daher abhängig von der Adhäsion zwischen Klebstoff und Werkstoff 1, von der Kohäsion des Klebstoffes selbst und der Adhäsion zwischen Klebstoff und Werkstoff 2. Je nach Größe von Adhäsion und Kohäsion wird bei übermäßiger Belastung der Klebverbindung der Bruch an der Grenzfläche, in der Klebstoffschicht oder aber im Bauteil selbst eintreten. Verunreinigte Werkstoffoberflächen (s. **Bild 5-2c**) verringern insgesamt die Adhäsionskraft, so dass zur Vermeidung von Schmutzeinschlüssen eine sorgfältige Vorbehandlung der Oberfläche vor dem Aufbringen des Klebstoffes erfolgen muss (s. hierzu 5.1.2). Adhäsionsfehler einer ausgeführten Klebverbindung sind im Gegensatz zu eventuell vorhandenen Kohäsionsfehlern, ohne Zerstören der Verbindung nicht feststellbar und damit ein Unsicherheitsfaktor für die Festigkeit der Klebverbindung.

**Bild 5-2**

Physikalische Kräfte in der Klebverbindung

- Adhäsion und Kohäsion am Beispiel eines Flüssigkeitstropfens auf der schiefen Ebene
- das Wirken der zwischenmolekularen Kräfte (spezifische Adhäsion)
- Kräfte in einer Klebverbindung mit bearbeiteten Oberflächen der Bauteile

Klebstoffarten

Eine Einteilung der Klebstoffe kann entweder nach anwendungstechnischen Kriterien, nach der Art des Abbindemechanismus, des Grundwerkstoffes, der Bindefestigkeit oder anderen Gesichtspunkten erfolgen. In der VDI-Richtlinie 2229 sind die Klebstoffe für das konstruktive Kleben von Metallen mit Metallen und anderen Werkstoffen nach der Art des Abbindens eingeteilt in *physikalisch abbindende* und *chemisch abbindende Klebstoffe*, wobei Überschneidungen möglich sind. So können u. U. Lösungsmittelklebstoffe durch bestimmte Zusätze die Eigenschaften von Reaktionsklebstoffen annehmen und umgekehrt.

1. Physikalisch abbindende Klebstoffe (Lösungsmittel- und Dispersionsklebstoffe)

Diese Klebstoffe sind oft Lösungen von natürlichen oder synthetischen makromolekularen Grundstoffen (z. B. Kunstharzen, Nitrocellulose, Kautschuk) in organischen Lösungsmitteln (insbesondere Kohlenwasserstoffe) bzw. Dispersionsmitteln. Während bei den Lösungsmittelklebstoffen die Grundstoffe als Hauptträger der Klebeeigenschaften in einer flüchtigen Flüssigkeit *aufgelöst* sind, sind diese bei den Dispersionsklebstoffen darin *un gelöst*.

Das Entstehen der Klebschicht beruht auf physikalischen Vorgängen (Ablüften der Lösungsmittel vor dem Fügen, Erstarren der Klebstoffsenschmelze oder Gelieren bei einem mehrphasigen System), teilweise jedoch auch auf bestimmten chemischen Reaktionen der Grundstoffe, z. B. mit dem Luftsauerstoff. Daher sind diese Klebstoffe besonders zum Verbinden von Metallen mit porösen Werkstoffen, wie Holz, Leder und teilweise auch Kunststoffen, oder von porösen Werkstoffen untereinander geeignet. Das Verbinden von Metallen oder anderen *undurchlässigen* Werkstoffen untereinander mit Lösungsmittelklebstoffen ist nicht zu empfehlen, da bei ihnen die restlose Verflüchtigung des Lösungsmittels, besonders bei größeren Klebeflächen, stark behindert oder gar unmöglich ist. Physikalisch abbindende Klebstoffsichten sind thermoplastisch oftmals wärmeempfindlich und haben unter Belastung eine stärkere Kriechneigung und eine geringere Lösungsmittelbeständigkeit als chemisch reagierende Klebstoffe.

Physikalisch abbindende Klebstoffe werden unterteilt in:

Kontaktklebstoffe (gelöste Kautschuke, mit Harzen und Füllstoffen versehen). Sie werden beidseitig auf die Fügeteiloberflächen aufgetragen und nach dem Ablüften des Lösungsmittels werden die Teile innerhalb der Kontaktklebezeit¹⁾ unter starkem Druck gefügt.

Schmelzklebstoffe werden im geschmolzenen Zustand aufgetragen (meist zwischen 150 °C und 190 °C) und bevor der Klebstoff erstarrt, sind die Teile zu fügen.

Plastisole (Dispersionen von PVC zusammen mit Weichmachern, Füllstoffen und Haftvermittlern) sind lösungsmittelfreie Klebstoffe, die bei Temperaturen zwischen 140 °C und 200 °C abbinden.

2. Chemisch abbindende Klebstoffe (Reaktionsklebstoffe)

Die *Reaktionsklebstoffe* sind die technisch wichtigsten Klebstoffe. Es sind hochmolekulare, härtbare Kunstharze (Kohlenwasserstoffverbindungen), von denen die Phenol- und die Epoxidharze die größte Bedeutung haben. Die zunächst noch löslichen und schmelzbaren Harze können unter Einwirkung geeigneter *Katalysatoren* zu unlöslichen und unschmelzbaren Substanzen umgewandelt werden, die sich durch eine ungewöhnlich hohe Haftfestigkeit und innere Festigkeit auszeichnen. Wegen des Zusammenwirkens zweier Stoffe werden sie auch als *Zweikomponentenkleber* bezeichnet, deren eine Komponente der Grundstoff (das Bindemittel), die andere der Härter (Katalysator) ist. Die Abbindereaktion wird durch den Katalysator eingeleitet oder auch durch Einwirken erhöhter Temperaturen, Luftfeuchtigkeit oder bei anaerob²⁾ abbindenden Klebstoffen durch Sauerstoffentzug herbeigeführt. Die Abbindezeit (Vernetzungsdauer), die

¹⁾ Zeitspanne nach dem Klebstoffauftrag, innerhalb deren ein Kontaktkleben möglich ist.

²⁾ unter Abwesenheit von Luft(-Sauerstoff)

u. U. mehrere Tage betragen kann, lässt sich durch Zusatz eines *Beschleunigers* als dritte Komponente erheblich verkürzen. Warm abbindende Klebstoffe (bis ca. 200 °C) verfestigen sich bei entsprechenden Arbeitstemperaturen gegenüber den bei Raumtemperatur kaltabbindenden schneller, sie sind jedoch ungeeignet, wenn Einzelteile mit großen Montageteilen zu fügen sind und wenn Klebungen an wärmeempfindlichen Gegenständen vorzunehmen sind. Da das Abbinden der Reaktionsklebstoffe ohne Abspaltung flüchtiger Substanzen vor sich geht, sind sie besonders zum Verbinden von Metallen, Glas, Keramik, Kunststoffen u. a. untereinander und auch mit sonstigen Werkstoffen aller Art geeignet.

Chemisch abbindende Klebstoffe werden unterteilt in:

Polymerisationsklebstoffe (Ein- oder Zweikomponentensystem). Die Polymerisation wird katalytisch ausgelöst. Bei den anaerob abbindenden Klebstoffen bleibt der Katalysator im flüssigen Klebstoff inaktiv, solange er mit dem Luftsauerstoff in Berührung kommt. Die Reaktionsgeschwindigkeit kann durch die Katalysatormenge oder auch durch Temperaturänderungen beeinflusst werden.

Polyadditionsklebstoffe (Ein- oder Mehrkomponentensystem). Diese Klebstoffe entstehen durch die Reaktion von mindestens zwei chemisch unterschiedlichen, reaktionsfähigen Stoffen, die im stöchiometrischen Verhältnis gemischt werden. Grundstoff ist oft Epoxidharz oder Polyurethan.

Polykondensationsklebstoffe reagieren unter Abspalten flüchtiger Stoffe bei einem Anpressdruck von $\geq 0,4 \text{ N/mm}^2$ (für Metallklebungen meist Klebstoffe auf der Basis eines flüssigen Phenol/Formaldehydharzes und festem Polyvinylformal) und einer Abbindetemperatur von ca. 120 °C bis 160 °C.

5.1.2 Herstellen der Klebverbindungen

Wegen der Vielfalt der Klebstoffe mit ihren unterschiedlichen Eigenschaften können nur folgende allgemeine Richtlinien gegeben werden. Im Einzelnen sind die Verarbeitungsvorschriften der Hersteller unbedingt zu beachten!

Vorbehandlung der Klebflächen

Ein sorgfältiges Vorbereiten (Aktivieren) der Klebflächen vor dem Auftragen des Klebstoffes ist unerlässlich, damit die Adhäsion zwischen Klebstoff und Oberflächen der zu verbindenden Teile voll wirksam werden kann. Dazu gehören gründliches *Säubern* der Klebflächen von Schmutz, Oxidschichten, Rost usw. sowie das *Entfetten* der Oberfläche. Für höhere Ansprüche bei Metallklebverbindungen ist noch eine chemische Behandlung der Klebflächen durch *Beizen* (Ätzen) erforderlich; bei Al und Al-Legierungen werden die Klebflächen nach dem *Picklingsprozess*¹⁾ vorbereitet. Bei Stahl und anderen Schwermetallen erfolgt das Beizen mit Salpetersäure, verdünnter Salzsäure, Chromsäure und anderen Säuren. Bei Kunststoffen genügt das Entfetten der Klebflächen bzw. ein leichtes Abschmiegeln der glatten und harten Oberfläche. Hinweise zur Oberflächenbehandlung s. **TB 5-1**.

Klebvorgang

Bei *Lösungsmittelklebstoffen* werden beide Klebflächen mit Klebstoff gleichmäßig, entsprechend der Konsistenz mittels Pinsel, feingezahntem Spachtel o. ä., nach Herstellerangaben bestrichen. Danach soll der größte Teil des Lösungsmittels verdunsten und der Grundstoff sich durch Adhäsion fest mit den Oberflächen verbinden. Wenn der Klebstoff genügend abgebunden hat, werden die Klebflächen unter Druck zusammengefügt und die Verbindung wird jetzt durch Kohäsion der Klebstoffteilchen hergestellt. Wichtig dabei ist der richtige Zeitpunkt des Zusammenfügens der Teile, wobei der Fingertest oft sicherer ist als die Uhrzeit. Das restlose Verflüchtigen des Lösungsmittels und damit das völlige Abbinden des Klebstoffes ist nach ca. ein bis drei Tagen erreicht.

¹⁾ Schwefelsäure-Natriumdichromat-Verfahren

Bei *Reaktionsklebstoffen* wird die Mischung aus den Komponenten nur auf eine der vorbereiteten Klebflächen durch Aufstreichen, Spachteln oder auch durch Aufstreuen (Klebstoff in Pulverform) und Auflegen (Klebefolien) aufgebracht. Die Klebschichtdicke beträgt allgemein $0,1 \dots 0,3$ mm, was einer Menge von $100 \dots 300$ g/m² entspricht. Die Teile können, selbst bei größeren Klebflächen, sofort zusammengefügt werden, da ja bei den Reaktionsklebstoffen keine flüchtigen Lösungsmittel verdunsten müssen. Je nach Klebstoff erfolgt das Abbinden unter Wärme oder bei Raumtemperatur mit oder ohne Anpressdruck in wenigen Minuten (bei Warmklebstoffen) oder in mehreren Tagen (bei Kaltklebstoffen), s. auch **TB 5-2**. Da die Reaktion unmittelbar nach der Vermischung der Komponenten einsetzt, soll stets nur soviel Klebstoff angesetzt werden, wie während der *Topfzeit*¹⁾ verarbeitet werden kann.

5

5.1.3 Gestalten und Entwerfen

1. Beanspruchung und Festigkeit

Beanspruchung und Spannungsverlauf Klebverbindungen sind konstruktiv so zu gestalten, dass sie möglichst nur auf Scherung und/oder Zug/Druck beansprucht werden. Biege- und Schälbeanspruchungen sollten vermieden werden, da sie ungünstig auf die Klebverbindung wirken, s. hierzu **Bild 5-3**.

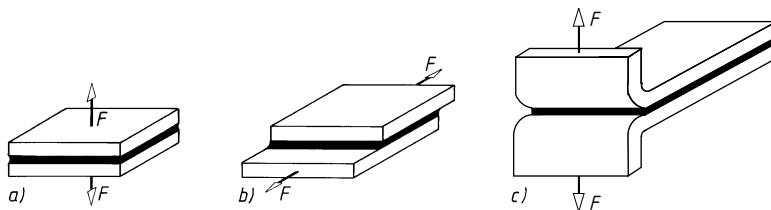


Bild 5-3 Beanspruchungsarten der Klebverbindungen

- a) Zug-/Druckbeanspruchung
- b) Scherbeanspruchung
- c) Schälbeanspruchung

Ein wesentlicher Vorteil der Klebverbindung – vor allem gegenüber der Nietverbindung – ist u. a. die durch die Beanspruchung hervorgerufene gleichmäßige Spannungsverteilung im *Bau teil*. Bei Klebverbindungen treten weder Querschnittsschwächungen noch schädliche Spannungsspitzen im Bauteil selbst auf, s. **Bild 5-4**.

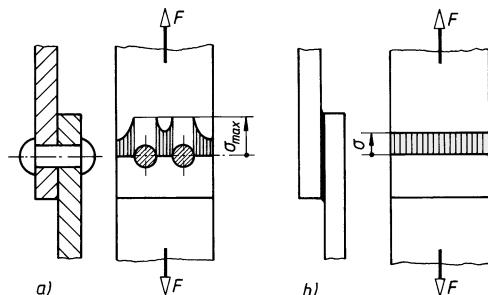


Bild 5-4
Spannungsverlauf im Bauteil
a) Nietverbindung
b) Klebverbindung

In der *Klebstoffschicht* dagegen können aufgrund des ungleichen elastischen Verhaltens von Klebstoff und Bauteil Schubspannungsspitzen und bei nicht biegesteifen Bauteilen Normalspan-

¹⁾ Zeitspanne der Verarbeitungsfähigkeit

nungsspitzen auftreten (s. **Bild 5-5**), die nur durch entsprechendes Gestalten des Bauteils im Bereich der Klebstelle abgebaut werden können. In der Praxis ist somit besonders auf ein *klebgerechtes* Gestalten der zu verbindenden Teile zu achten.

Bindefestigkeit Die wichtigste Kenngröße für die Berechnung der Klebverbindungen ist die *Bindefestigkeit (Zug-Scherfestigkeit) τ_{KB}* . Sie ergibt sich aus dem Verhältnis Zerreißkraft (Bruchlast) F_m zur Klebfugenfläche A_K bei zügiger Beanspruchung zu $\tau_{KB} = F_m/A_K = F_m/(l_u \cdot b)$ mit der Überlappungs- länge l_u und der Breite der Klebfugenfläche b .

Die Bindefestigkeit wird an Prüfkörpern mit einschnittiger Überlappung ermittelt, s. **Bild 5-6**.

Die Bindefestigkeitswerte sind keine konstanten Größen, sondern sie sind abhängig vom Klebstoff, von Korrosionseinflüssen, von der Temperatur, der Klebschichtdicke, der Oberflächenrauheit, vom Werkstoff der Bauteile u. a. Die in **TB 5-2** angegebenen Bindefestigkeitswerte gelten somit nur unter den Voraussetzungen der Prüfbedingungen. Hier- von abweichende Betriebsbedingungen sind durch entsprechende Korrekturbeiwerte zu berücksichtigen (Informationen vom Klebstoffhersteller einholen).

Schälfestigkeit *Schälbeanspruchungen*, s. **Bild 5-7**, sind für Klebverbindungen festigkeitsmäßig sehr ungünstig und konstruktiv unbedingt zu vermeiden. Die hohen Spannungsspitzen verursachen ein Einreißen der Klebfuge schon bei relativ kleinen Beanspruchungen.

Der Widerstand gegen Schälfestigkeit in N je mm Klebfugenbreite wird mit *Schälfestigkeit $\sigma' = F/b$* bezeichnet. Da das Anreißen die etwa drei- bis vierfache Kraft erfordert als das eigentliche fortlauende Schälen, sind für den Schälbeginn der Begriff *absolute Schälfestigkeit σ'_{abs}* und für das fortlauende Schälen der Begriff *relative Schälfestigkeit σ'_{rel}* eingeführt worden. Die Schälfestigkeit wird von ähnlichen Faktoren wie die Bindefestigkeit beeinflusst.

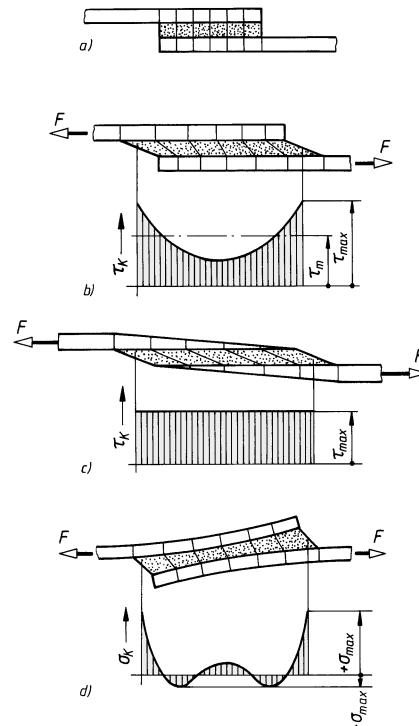


Bild 5-5 Spannungsverlauf in einer Klebverbindung

- Verbindung unbelastet
- Schubspannungsverlauf in der Klebschicht bei biegesteifen, einfach überlappten Bauteilen
- Bauteile angeschrägt überlappt (konstante Dehnung im Bauteil)
- Normalspannungsverlauf in der Klebstoffschicht bei nicht biegestifen Bau- teilen

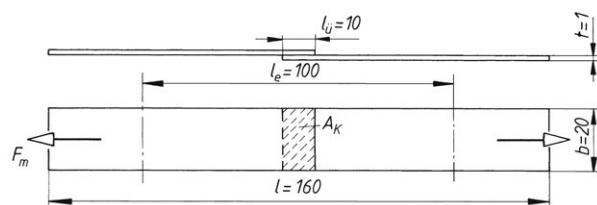


Bild 5-6
Prüfkörper zur Ermittlung der Bindefestigkeit (l_e = Einspannlänge)

Beispiel: Für 1 mm dicke mit Araldit geklebte Bleche ergaben sich bei

Reinaluminium	$\sigma'_{abs} \approx 5 \text{ N/mm}$
Legierung AlMg	$\sigma'_{abs} \approx 25 \text{ N/mm}$
Legierung AlCuMg	$\sigma'_{abs} \approx 35 \text{ N/mm}$

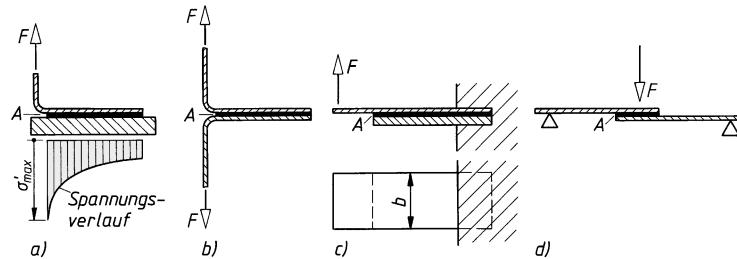


Bild 5-7

Schälbeanspruchungen
a) und b) Zugschälung
c) und d) Biegeschälung

Zeitstands- und Dauerfestigkeit Im Gegensatz zu kurzzeitig belasteten Klebverbindungen neigen die mit einer konstanten Dauerlast langzeitig belasteten Verbindungen zu einer plastischen Verformung der Klebschicht. Diese *Kriechneigung* hängt bei Metallklebverbindungen von Belastungshöhe, Temperatur, Eigenschaften der Fügeteile und dem Zustand des ausgehärteten Klebstoffes ab. Bei Zeitstandsbelastungen kann bereits eine wesentlich geringere Last zum Bruch der Verbindung führen als die statische Bruchlast im Kurzzeitversuch. Für geklebte Konstruktionen besteht somit ein Zusammenhang zwischen Belastungshöhe und Lebensdauer (mit zunehmender Last nimmt die Lebensdauer ab). So haben z. B. Versuche an Klebverbindungen mit *SICOMET-Klebstoffen* ergeben, dass eine spezifische Belastung von ca. $0,6 \cdot \tau_{KB}$ über 6000 Stunden ertragen wurde, so dass bei diesen Klebstoffen von einer statischen *Dauerstandsfestigkeit* von $\approx 0,5 \cdot \tau_{KB}$ ausgegangen werden kann. Die Dauerfestigkeit bei dynamischer (schwingender) Belastung ist neben den o. g. Einflussgrößen hauptsächlich von dem Spannungsverhältnis $\kappa = \sigma_u / \sigma_0$ abhängig. Genaue Angaben über Dauerfestigkeitswerte für Klebverbindungen liegen nicht vor und sollten – vor allem in der Großserienfertigung – individuell in Zusammenarbeit mit dem Klebstoffhersteller durch Versuche für den entsprechenden Anwendungsfall ermittelt werden.

Einzelversuche ergaben bei Lastspielzahlen bis zu $N = 10^7$ je nach Art der Beanspruchung und dem Spannungsverhältnis folgende *dynamische Bindefestigkeiten*

$$\begin{aligned} \text{wechselnd: } \tau_{KW} &\approx (0,2 \dots 0,4) \cdot \tau_{KB} \\ \text{schwellend: } \tau_{KSch} &\approx 0,8 \cdot \tau_{KB} \end{aligned} \quad (5.1)$$

τ_{KB} Bindefestigkeit nach TB 5-2 und TB 5-3

2. Einflüsse auf die Festigkeit

Korrosionsbeständigkeit Im Gegensatz zu den Lösungsmittelklebstoffen sind Reaktionsklebstoffe vielfach sowohl gegenüber Lösungsmitteln (z. B. Aceton, Benzin, Alkohol, Äther) als auch gegenüber anderen Flüssigkeiten (z. B. Öl, Wasser, Kochsalzlösungen, Laugen, verdünnten Säuren) beständig. Bei längerer Einwirkung von Wasser jedoch ergeben sich bei einigen Klebstoffarten, besonders bei höheren Temperaturen, Festigkeitsminderungen. Hauptursache hierfür ist die in die Klebschicht eindiffundierende Feuchtigkeit, die das Bindemittel teilweise plastifiziert und somit zu einer Beeinträchtigung der Kohäsion und Adhäsion führt, s. Bild 5-8.

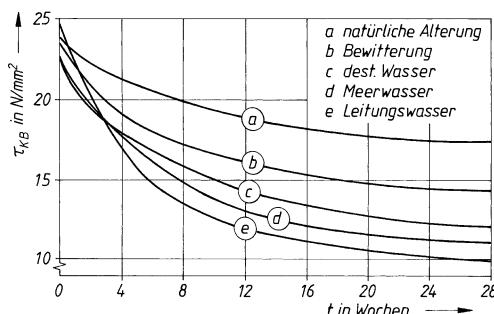


Bild 5-8

Festigkeitsverhalten von Klebverbindungen bei unterschiedlichen Umwelteinflüssen (Klebstoff: *SICOMET*-Standardtyp; Werkstoff: EN AW 2024 [AlCuMg 1] plattierte, $100 \times 25 \times 1,5$, entfettet und geätzt, 10 mm überlappt)

Alterungsbeständigkeit Die Alterungsbeständigkeit von Metallklebungen wird hauptsächlich gekennzeichnet durch die Art des Klebstoffes, die zu verbindenden Werkstoffe, die Oberflächenvorbehandlung und vor allem auch durch die schädlichen Umwelteinflüsse. Warmabbindende Klebstoffe haben gegenüber den kaltabbindenden in der Regel eine bessere Alterungsbeständigkeit. Die höchste Bindefestigkeit ist nach dem Abbinden erreicht, danach stellt sich häufig ein – unter Umständen mehrere Wochen dauernder – Festigkeitsabfall ein, s. auch **Bild 5-8**.

Warmfestigkeit Die Festigkeit von Klebverbindungen ist stark temperaturabhängig. Warmabbindende Klebstoffe zeigen dabei ein günstigeres Verhalten als kaltabbindende. Kurzzeitige Temperaturbeanspruchungen von +150 ... +250 °C sind bei einzelnen Klebstoffen unter Berücksichtigung der Festigkeitsminderung möglich (bei speziellen warmfesten Klebstoffen bis ca. +350 °C). Die zulässige Dauertemperatur liegt je nach Klebstoff zwischen +80 °C und +150 °C (bei warmfesten Klebstoffen bei max. ca. +260 °C), s. **Bild 5-9**.

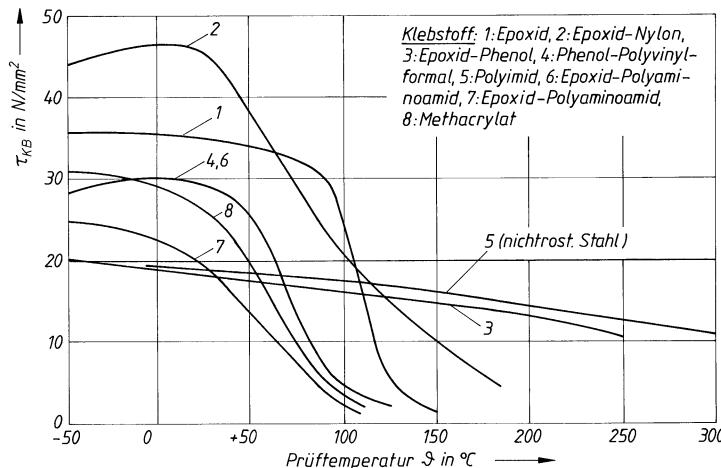


Bild 5-9 Kurzzeit-Bindefestigkeit von Überlappungsverklebungen (aus VDI-Richtlinie 2229; 1–6 warmabbindende; 7 und 8 kaltabbindende Klebstoffe; Werkstoff: ENAW-2024 [AlCuMg1] plattierte; 12 mm Überlappungslänge)

3. Gestalten der Klebverbindung

Die Konstruktion von Bauteilen bei Anwendung von Klebverbindungen erfordert die Beachtung einiger Gestaltungsregeln; es muss klebgerecht konstruiert werden. Die Auswahl des Klebstoffes richtet sich nach dem zu klebenden Werkstoff, den Festigkeitsanforderungen, den äußeren Einflüssen (Temperatur, Feuchtigkeit, Korrosion u. a.) sowie nach den vorhandenen Betriebseinrichtungen, wobei die betreffenden Angaben der Hersteller zu beachten sind. Wegen der Vielgestaltigkeit der Klebverbindungen können nur einige allgemeine Gestaltungsregeln genannt werden:

- Um genügend große Klebflächen zu erhalten, sind möglichst Überlappungsverbindungen zu bevorzugen (**Bild 5-10**, Zeile 1). Die beste Ausnutzung der Bindefestigkeit bei Leichtmetallen ergibt sich bei einer Überlappungslänge

$$l_{\ddot{u}} \approx 0,1 \cdot R_{p0,2} \cdot t \quad \text{bzw. } (10 \dots 20) \cdot t \quad \begin{array}{c|c|c} l_{\ddot{u}} & t & R_{p0,2} \\ \hline \text{mm} & \text{mm} & \text{N/mm}^2 \end{array} \quad (5.2)$$

$t, l_{\ddot{u}}$ s. **Bild 5-11**

Größere Überlappungen ergeben an den Enden der Verbindung wegen ungleicher Dehnungen von Bauteil und Klebstoff Spannungsspitzen, die die Verbindung stark gefährden, s. **Bild 5-5**. Die Bruchlast wächst nicht im gleichen Maße mit der Überlappungslänge, d. h. die Bindefestigkeit nimmt ab.

- 5**
2. Stumpfstöße sind wegen zu kleiner Klebfläche kaum anwendbar (**Bild 5-10**, Zeile 2).
 3. Schäftverbindungen, wie sie vielfach bei Lederverklebungen angewendet werden, haben den Vorteil eines ungestörten, glatten Kraftflusses, sind aber wegen zusätzlicher aufwendiger Vorarbeiten (z. B. Fräsen oder Hobeln bei Metallteilen) teuer und bei dünnen Bauteilen ohnehin nicht möglich (**Bild 5-10**, Zeile 2).
 4. Klebverbindungen sind so auszubilden, dass möglichst nur Scher-, Druck- oder (Zug)-beanspruchungen auftreten.
 5. Schäl- und Biegebeanspruchungen müssen durch geeignete konstruktive Maßnahmen vermieden werden (**Bild 5-10**, Zeile 3).
 6. Klebstellen, die Witterungs- und Feuchtigkeitseinflüssen ausgesetzt sind, sollten durch Lacküberzüge oder dgl. geschützt werden.

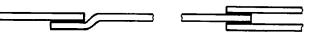
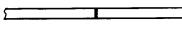
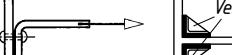
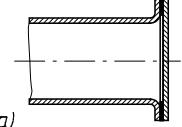
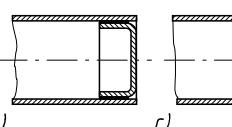
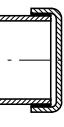
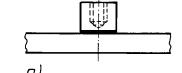
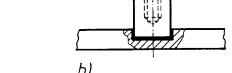
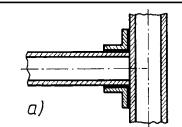
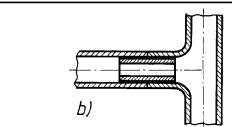
	ungünstig	besser	Hinweise
1		  	Überlappungsverbindungen bevorzugen! Sie ergeben günstige Ausnutzung der Bindefestigkeit
2			Zu kleine Klebeflächen bei Stumpfstößen. Schäfung bei b) besser, aber teurer
3		 	Schälbeanspruchung vermeiden. Wenn unumgänglich, Heftniete bzw. Schweißpunkte vorsehen. Ausführung c) am besten
4		 	Behälterboden. Bei Bodenbelastung ist Verbindung bei a) gefährdet. Ausführungen b) und c) sind klebgerecht
5			Eingeklebten Zapfen zentrieren (b), um ein Verschieben zu verhindern
6			Klebgerechter Rahmenstoß (b). Klebnaht kann hier nur auf Schub beansprucht werden

Bild 5-10 Gestaltungsrichtlinien für Klebverbindungen (Beispiele für ausgeführte Klebverbindungen s. **Bild 5-11**)

5.1.4 Berechnungsgrundlagen

Die Berechnung von Klebverbindungen erfolgt meist als Nachprüfung konstruktiv gestalteter Verbindungen. Zugbeanspruchte Klebverbindungen (Stumpfstöße, s. **Bild 5-11a**) sind wegen der oft zu kleinen Klebefläche und damit der geringeren Kohäsion des ausgehärteten Klebstoffes

gegenüber der Bauteilefestigkeit zu vermeiden. Ebenso sollten Schäl- und Biegebeanspruchungen durch entsprechende Gestaltung der Verbindung umgangen werden.

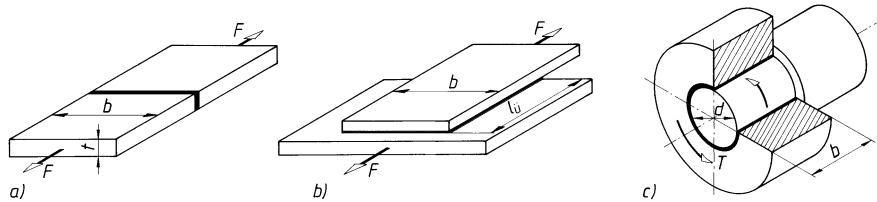


Bild 5-11 Klebnahtformen und ihre Beanspruchung

a) Zugbeanspruchter Stumpfstoß unter Längskraft F , b) zugscherbeanspruchte einfache Überlappung unter Längskraft F , c) schubbeanspruchte Rundklebung (rotationssymmetrische Überlappung) unter Torsionsmoment T

Mit ausreichender Genauigkeit berechnet man die unter der Belastung F bzw. T auftretende Beanspruchung als gleichmäßig verteilte Nennspannungen nach den Gl. (5.3), (5.4) und (5.5) und stellt diese den zulässigen Spannungen gegenüber.

Mit den Bezeichnungen des Bildes 5-11 gilt für den *zugbeanspruchten Stumpfstoß* (**Bild 5-11a**)

$$\sigma_K = \frac{F}{A_K} = \frac{F}{b \cdot t} \leq \frac{\sigma_{KB}}{S} \quad (5.3)$$

den *zugscherbeanspruchten einfachen Überlappstoß* (**Bild 5-11b**)

$$\tau_K = \frac{F}{A_K} = \frac{F}{b \cdot l_u} \leq \frac{\tau_{KB}}{S} \quad (5.4)$$

und die in Umfangsrichtung *schubbeanspruchte Rundklebung* (**Bild 5-11c**)

$$\tau_K = \frac{2 \cdot T}{\pi \cdot d^2 \cdot b} \leq \frac{\tau_{KB}}{S} \quad (5.5)$$

F	größte zu übertragende Längskraft, bei dynamischer Belastung auch $F_{eq} = K_A \cdot F$ bzw. $F_m + K_A \cdot F_a$, mit K_A nach TB 3-5c
T	größtes zu übertragendes Drehmoment, bei dynamischer Belastung auch $T_{eq} = K_A \cdot T$ bzw. $T_m + K_A \cdot T_a$, mit K_A nach TB 3-5c
A_K	Klebfugenfläche
b	Klebfugenbreite
d	Wellendurchmesser
l_u	Überlappungslänge
t	kleinste Bauteildicke
$\tau_{KB} \approx \sigma_{KB}$	Bindefestigkeit, z. B. nach TB 5-2 und TB 5-3 ; bei schwelender oder wechselnder Belastung dynamische Bindefestigkeit nach Gl. (5.1)
S	Sicherheit, die neben der eigentlichen Sicherheit noch die Unsicherheiten durch die vielen Einflussfaktoren beeinhaltet. Man wählt $S \approx 1,5 \dots 2,5$ (kleinerer Wert, wenn für die Bindefestigkeit die Einflussfaktoren bereits berücksichtigt sind, höherer Wert, wenn die Einflussfaktoren nicht bekannt sind).

Diese vereinfachte Berechnung ergibt lediglich Richtwerte, weil viele Einflussfaktoren vom verwendeten Klebstoff abhängen, die nur schwer zu erfassen sind und somit hier nur überschlägig berücksichtigt sind. In allen Anwendungsfällen sind die Angaben der Klebstoffhersteller maßgebend.

5.1.5 Berechnungsbeispiele

■ **Beispiel 5.1:** Welche ruhende Zugkraft kann die Klebverbindung zweier Aluminiumrohre (**Bild 5-1b**) von $d = 30 \text{ mm}$ Außendurchmesser und $l_{\text{ü}} = 40 \text{ mm}$ Überlappungslänge aufnehmen? Der Klebstoff hat nach Herstellerangaben für diese Überlappungslänge eine Bindefestigkeit $\tau_{\text{KB}} \approx 14 \text{ N/mm}^2$.

► **Lösung:** Bei der Rohrverbindung handelt es sich um einen runden Überlappstoß, bei dem die Klebfugenbreite b gleich dem Rohrumfang $\pi \cdot d$ ist, **Bild 5-11b**. Für die Längskraft gilt nach Gl. (5.4) $F \leq b \cdot l_{\text{ü}} \cdot \tau_{\text{KB}}/S = \pi \cdot d \cdot l_{\text{ü}} \cdot \tau_{\text{KB}}/S$. Mit der gewählten Sicherheit $S = 1,5$ (Einflussgrößen bereits berücksichtigt) beträgt die gesuchte Zugkraft

$$F = \pi \cdot 30 \text{ mm} \cdot 40 \text{ mm} \cdot 14 \text{ N/mm}^2 / 1,5 = 35 \text{ kN}.$$

Ergebnis: Die Rohrverbindung kann eine Zugkraft in Längsrichtung von 35 kN aufnehmen.

■ **Beispiel 5.2:** Für die Verbindung eines Zahnrades aus Stahl mit einer Breite $b = 30 \text{ mm}$ und einem Wellenzapfen $d = 20 \text{ mm}$ wurde ein Kaltklebstoff mit einer Bindefestigkeit $\tau_{\text{KB}} \approx 20 \text{ mm}^2$ vorgesehen. Es liegt ein schwelend wirkendes Drehmoment $T = 12 \text{ Nm}$ an. Die Betriebsverhältnisse sind mit einem Anwendungsfaktor $K_A = 1,3$ zu berücksichtigen. Wie groß ist die Sicherheit gegen Dauerbruch?

► **Lösung:** Die Sicherheit gegen Dauerbruch kann aus der umgeformten Gl. (5.5) berechnet werden:

$$S = \frac{\tau_{\text{KB}} \cdot \pi \cdot d^2 \cdot b}{2 \cdot T_{\text{eq}}}.$$

Mit der dynamischen Bindefestigkeit $\tau_{\text{KB,Sch}} = 0,8 \cdot \tau_{\text{KB}} = 0,8 \cdot 20 \text{ N/mm}^2 = 16 \text{ N/mm}^2$ nach Gl. (5.1) und $T_{\text{eq}} = K_A \cdot T$ erhält man $S = \frac{16 \text{ N/mm}^2 \cdot \pi \cdot 20^2 \text{ mm}^2 \cdot 30 \text{ mm}}{2 \cdot 1,3 \cdot 12000 \text{ Nmm}} = 19$

Ergebnis: Die Klebverbindung weist eine 19fache (rechnerische) Sicherheit gegen Dauerbruch auf.

5.1.6 Literatur (Kleben)

Aluminium-Zentrale e. V. (Hrsg.): Kleben von Aluminium (Aluminium-Merkblatt V6)

Bornemann u. a.: Berechnung und Auslegung von Klebverbindungen Teil 7. Adhäsion – Kleben & Dichten 48 (2004), H. 12, S. 36–42

Brandenburg, A.: Kleben metallischer Werkstoffe. Düsseldorf: DVS, 2001

Deutscher Verband für Schweißen und verwandte Verfahren (Hrsg.): Fügen von Kunststoffen. Taschenbuch DVS-Merkblätter und Richtlinien. 12. Aufl. Düsseldorf: DVS, 2008 (Fachbuchreihe Schweißtechnik 68/IV)

DIN Deutsches Institut für Normung (Hrsg.): Materialprüfnormen für metallische Werkstoffe 3. 5. Aufl. Berlin: Beuth 2006 (DIN-Taschenbuch 205)

Forschungsvereinigung e. V. des DVS (Hrsg.): Gemeinsame Forschung in der Klebtechnik. DVS-Berichte Band 222. Düsseldorf: DVS, 2003

Habenicht, G.: Kleben – Grundlagen, Technologien, Anwendungen. 6. Aufl. Berlin: Springer, 2009

Habenicht, G.: Kleben – erfolgreich und fehlerfrei. 6. Aufl. Wiesbaden: Vieweg+Teubner, 2012

Hennemann, O.-D.; Brockmann, W.; Kollek, H.: Handbuch Fertigungstechnologie Kleben. München: Hanser, 1992

Hahn, O.; Wender, B.: Beanspruchungsanalyse von geometrisch und werkstoffmechanisch „unsymmetrischen“ Metallklebverbindungen mit der Finite-Elemente-Methode. Opladen: Westdeutscher Verlag, 1984 (Forschungsberichte des Landes NRW, Nr. 3187)

Industrieverband Klebstoffe e. V. (Hrsg.): Handbuch Klebetechnik 2006/2007. Wiesbaden: Vieweg, 2006

Klein, B.: Leichtbau-Konstruktion. 10. Aufl. Wiesbaden: Springer Vieweg, 2013

Matting, A.: Metallkleben. Berlin: Springer, 1969

Schliekelmann, R. J.: Metallkleben – Konstruktion und Fertigung in der Praxis. Düsseldorf: DVS, 1972

Stahl-Informations-Zentrum (Hrsg.): Das Kleben von Stahl und Edelstahl Rostfrei. Ausgabe 2012 Merkblatt 382. Düsseldorf

Theuerkauff, R.; Groß, A.: Praxis des Klebens. Berlin: Springer, 1989

VDI-Richtlinie 2229: Metallkleben – Hinweise für Konstruktion und Fertigung. Berlin: Beuth, 1979

VDI-Richtlinie 3821: Kunststoffkleben. Berlin: Beuth, 1978

Wiedemann, J.: Leichtbau. Elemente und Konstruktion. 3. Aufl. Berlin: Springer, 2007

Zipsner, Th. (Hrsg.): Jahrbuch lightweightdesign-JOT-adhäsion. Wiesbaden: Springer Vieweg, 2013

Weitere Informationen:

3M Deutschland GmbH, Neuss (www.3M-klebtechnik.de); Collano AG, Sempach-Station (Schweiz) (www.collano.com); Degussa-Goldschmidt AG, Essen (www.tego-rc.com); Henkel Teroson GmbH, Heidelberg (www.henkel-klebestoffe.de); IFAM Fraunhofer-Institut, Bremen (www.ifam.fraunhofer.de); Panoasol-Elosol GmbH, Oberursel (www.panacol.de); Sika Deutschland GmbH, Bad Urach (www.sika-industry.de); UHU GmbH & Co. KG, Bühl (Baden) (www.uhu.de); WEVO-Chemie GmbH, Ostfildern-Kemnat (www.wevo-chemie.de).

5

5.2 Lötverbindungen

5.2.1 Funktion und Wirkung

Aufgaben und Einsatz

In DIN ISO 857-2 wird das Löten definiert als ein thermisches Verfahren zum stoffschlüssigen Fügen und Beschichten von Werkstoffen, wobei eine flüssige Phase durch Schmelzen eines Lotes (Schmelzlöten) oder durch Diffusion an den Grenzflächen (Diffusionslöten) entsteht. Die Schmelztemperatur der Grundwerkstoffe wird dabei nicht erreicht.

Je nach Höhe der Liquidustemperatur, bei der das Lot vollständig flüssig ist, wird unterschieden zwischen *Weichlöten WL* (unter 450 °C), *Hartlöten HL* (über 450 °C) und *Hochtemperaturlöten HTL* (über 900 °C).

Bei Weichtötverbindungen, z. B. Dosen, Kühler und elektrische Kontakte, stehen dichtende und/oder elektrisch leitende Eigenschaften im Vordergrund. Das Hartlöten wird zum Fügen von höher belasteten Bauteilen verwendet, z. B. Fahrzeugrahmen, Rohrflansche und Auflöten von Hartmetallen. Das Hochtemperaturlöten wird flussmittelfrei im Vakuum oder in einer Schutzgasatmosphäre durchgeführt. Damit werden hohe Füllgrade mit geringen Poren- und Lunkeranteilen erreicht. In vielen Fällen entspricht die Nahtfestigkeit, wie beim Hartlöten, der Festigkeit der Grundwerkstoffe; Anwendungsschwerpunkt ist das Fügen von Stählen, Nickel- und Cobaltlegierungen, z. B. im Gasturbinenbau und in der Vakuumtechnik.

Nach der Art der Lötstelle wird beim Verbindungslöten das *Spalt-* und das *Fugenlöten* unterschieden. Beim Spaltlöten wird ein zwischen den Teilen befindlicher enger Spalt (s. hierzu **TB 5-9**) durch kapillaren Fülldruck mit Lot gefüllt, beim Fugenlöten mit Hilfe der Schwerkraft dagegen ein weiter Spalt (Fuge >0,5 mm).

Nach der Art der Lotzuführung können das Löten mit angesetztem oder eingelegtem Lot, mit Lotdepot, von lotbeschichteten Teilen und das Tauchlöten unterschieden werden. Nach der Art der Fertigung sind möglich: Handlöten, teilmechanisches, vollmechanisches und automatisches Löten.

Die niedrigen Arbeitstemperaturen ermöglichen beim Weichlöten einen gut steuerbaren Erwärmungsprozess. Das Weichlöten erfolgt hauptsächlich als Flamm-, Kolben- und Ofenlöten. Beim Hartlöten kommt das Flamm- und Induktionslöten in Frage.

Der Vergleich mit anderen unlösbar Verbindungen macht die Eigenschaften der Lötverbindungen deutlich und lässt Anwendungsmöglichkeiten erkennen.

Vorteile: Es lassen sich unterschiedliche Metalle miteinander verbinden. Wegen verhältnismäßig niedriger Arbeitstemperaturen erfolgt kaum eine schädigende Werkstoffbeeinflussung und kaum ein Zerstören von Oberflächen-Schutzschichten (z. B. von Zinküberzügen bei Weichlötzung). Lötstellen sind gut elektrisch leitend. Bauteile werden nicht durch Löcher geschwächtet, wie z. B. bei Nietverbindungen, Lötverbindungen sind weitgehend dicht gegen Gase und Flüssigkeiten. Je nach Verfahren sind Lötorgänge automatisierbar, mehrere Lötungen können gleichzeitig an einem Werkstück hergestellt werden.

Nachteile: Größere Lötstellen benötigen viel des meist aus teuren Legierungsmetallen (z. B. Zinn oder Silber) bestehenden Lotes und sind daher unwirtschaftlich. Bei einigen Metallen, besonders bei Aluminium, besteht die Gefahr des elektrolytischen Zerstörens der Lötstelle, da in der Spannungsreihe der Elemente der Abstand zwischen dem Werkstoff und den Legierungsbestandteilen des Lotes groß ist; Aluminium soll darum möglichst geschweißt, genietet oder geklebt werden. Flussmittelreste können zu chemischer Korrosion der Verbindung führen. Die Festigkeit der Lötverbindungen ist geringer als die der Schweißverbindungen. Lötverbindungen benötigen aufwendigere Vorbereitungsarbeiten als Schweißverbindungen.

5

Das Wirken der physikalischen Kräfte in der Lötverbindung

Gegenseitige Diffusion von Lot und Grundwerkstoff Im Gegensatz zum Schweißen wird beim Löten der Grundwerkstoff nicht geschmolzen, sondern nur das Lot als Zusatzwerkstoff. Auf metallisch sauberem und auf Arbeitstemperatur gebrachten Metallen als Grundwerkstoff geht der Lottropfen in den Fließzustand über, vergrößert seine Oberfläche, der Grundwerkstoff wird durch das Lot benetzt, welches nach dem Erstarren am Grundwerkstoff haftet. Dabei ist nachweisbar, dass sich in der Lotschicht Bestandteile des Grundwerkstoffes befinden und umgekehrt. Lot und Grundwerkstoff haben sich im Benetzungsbereich legiert, obwohl der Grundwerkstoff im festen Zustand verblieb. Dieser Vorgang wird als *Diffusion* (s. **Bild 5-12**) bezeichnet. Die Diffusionstiefe beträgt ca. 2 µm bis zu einigen mm und ist abhängig von der Art der beiden Partner. Die Ausbildung der Diffusionszone ist für die Festigkeit der Lötverbindung von entscheidender Bedeutung.

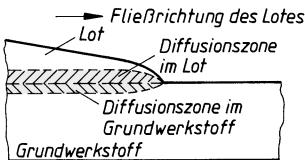


Bild 5-12
Diffusion von Lot und Grundwerkstoff

Kapillarer Fülldruck Flüssige Lote breiten sich nicht nur auf metallisch sauberem und auf Arbeitstemperatur gebrachten Grundwerkstoffen aus, sondern sie fließen auch in vorhandene enge Spalte. Wie bei der Kapillarwirkung des Wassers steigen flüssige Lote entgegen der Schwerkraft ebenfalls um so höher, je enger der Spalt ist. Diese Eigenschaften des Lotes machen es möglich, das Löten zu automatisieren durch Verwendung von Lotformteilen. Versuche haben ergeben, dass bei engen Spalten bis ca. 0,3 mm die Steighöhe h ungefähr proportional der Spaltbreite b ist. Bei Spaltbreiten über 0,3 mm sind die Steighöhen dagegen geringer (s. **Bild 5-13**). Aus der Steighöhe des Lotes kann man auf den kapillaren Fülldruck schließen, der in **Bild 5-14** in Abhängigkeit von der Spaltbreite dargestellt ist.

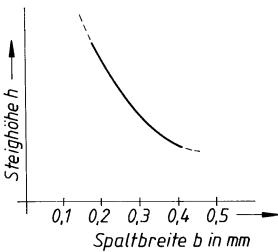


Bild 5-13 Kapillare Steighöhe in Abhängigkeit von der Spaltbreite

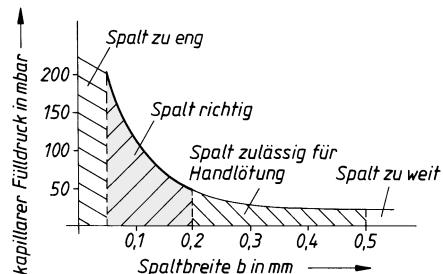


Bild 5-14 Kapillarer Fülldruck in Abhängigkeit von der Spaltbreite

Lotarten und Flussmittel

Lot sind als Zusatzwerkstoffe geeignete Legierungen oder reine Metalle in Form von z. B. Drähten, Stäben, Formteilen oder Pulvern. Im Regelfall kann ein Lot für verschiedenartige Grundwerkstoffe eingesetzt werden.

Für die Lotauswahl sind deshalb neben Art und Behandlungszustand der zu lögenden Grundwerkstoffe meist noch die Einsatztemperatur, die verfügbare Betriebseinrichtung, die Herstellungstoleranzen und die auftretende Beanspruchung zu berücksichtigen.

Hartlote DIN EN ISO 17672 legt die Zusammensetzung von Lotzusätzen fest, die zum Hartlöten verwendet werden. Zur Kennzeichnung werden dabei zwei Systeme benutzt. Das erste System teilt die Hartlote nach den Hauptlegierungselementen in sieben Gruppen ein: Al (Aluminium), Ag (Silber), CuP (Kupfer und Phosphor), Cu (Kupfer), Ni (Nickel), Pd (enthalten Palladium) und Au (enthalten Gold). Das Kurzzeichen für jedes Hartlot besteht aus den zwei Buchstaben für die Gruppe, gefolgt von drei fortlaufend zugeordneten Ziffern. Ein Silberhartlot erhält z. B. das Kurzzeichen Ag244, s. **TB 5-4**.

Das zweite Bezeichnungssystem nach DIN EN ISO 3677 kann einem Kurzzeichen verschiedene Lotzusätze zuordnen und gibt außerdem den Schmelzpunkt an. Das erwähnte Silberlot Ag244 trägt danach die Kennzeichnung B-Ag44CuZn – 675/735, s. **TB 5-4**. Zusätzlich soll ein drittes System nur erwähnt werden, welches die europäische Bezeichnung von Aluminium- und Kupferlegierungen festlegt.

TB 5-4 enthält auch einen Vergleich der Hartlote nach DIN EN ISO 17672 mit den Hartloten entsprechend der zurückgezogenen DIN 8513-1 bis DIN 8513-5.

Silberhartlote (Ag) sind niedrig schmelzende Lote, die ein werkstück- und werkstoffschonendes Hartlöten bei kurzen Lötzeiten ermöglichen. Hierbei nimmt das Hartlot Ag304 (B-Ag40ZnCdCu – 595/630) wegen seiner ausgezeichneten Löteigenschaften eine Sonderstellung ein. Cadmium senkt die Arbeitstemperatur der Hartlote bis herab auf 610 °C. Bei unsachgemäßer Verarbeitung cadmiumhaltiger Lote, besonders bei starker Überhitzung, können jedoch gesundheitsschädliche Cadmiumdämpfe entstehen. Entsprechende Unfallverhütungsvorschriften sind dann unbedingt zu beachten (UVV-VBG 15). Muss, z. B. in der Lebensmittelindustrie, auf cadmiumhaltige Lote verzichtet werden, so können an ihrer Stelle niedrigschmelzende cadmiumfreie Hartlote wie z. B. Ag145 (B-Ag45CuZnSn – 640/680) und Ag244 (B-Ag44CuZn – 675/735) eingesetzt werden. Die nickel- und manganhaltigen Hartlote Ag427 (B-Cu38AgZnMnNi – 680/830) und Ag449 (B-Ag49ZnCuMnNi – 680/705) werden zum Auflöten von Hartmetallen auf Stahlträger und zum Hartlöten von schwer benetzbaren Werkstoffen (Wolfram- und Molybdänwerkstoffe) eingesetzt. Die phosphorhaltigen Hartlote, z. B. CuP281 (B-Cu89PAg – 645/815), können durch den „Selbstfließeffekt“ bei Kupferwerkstoffen an der Atmosphäre ohne Flussmittel verarbeitet werden. Für Eisen- und Nickelwerkstoffe sind sie nicht geeignet, da spröde Übergangszonen entstehen. Von den Aluminiumhartloten hat nur das eutektische Lot Al112 (B-Al88Si – 575/585) Bedeutung. Die Verarbeitung erfolgt an der Atomsphäre entweder unter Anwendung von Flussmittel oder bei lotbeschichteten Teilen im Salzbad (Kühlerlötungen). Von den Lotherstellern wird empfohlen, bei hoher Zugbeanspruchung Ag340, bei hoher Scherbeanspruchung Ag244 und bei hoher Biegebeanspruchung Ag449 einzusetzen.

Die meist verwendeten Lote für das Hochtemperaturlöten sind Kupfer-, Nickel-, Gold- und andere Edelmetalllote. Sie werden im Vakuum oder unter Schutzgas verarbeitet. Nickelhartlote und Nickel-Kobalthartlote, z. B. Ni610 (B-Ni74CrFeSiB – 980/1070), ermöglichen den Einsatz gelöteter Bauteile bei Betriebstemperaturen bis 800 °C. Auf Grund ihrer Zusammensetzung (Ni, Cr, Fe, Si, B, P) sind sie von annähernd gleicher Korrosions- und Temperaturbeständigkeit wie die Chrom-Nickel-Grundwerkstoffe. Die Legierungselemente bilden harte und sehr spröde intermetallische Verbindungen. Die Lote selbst und die Lötstellen sind spröde und können nicht verformt werden. Bei den Loten auf Edelmetallbasis, wie z. B. beim goldhaltigen Hartlot Au827 (B-Au82Ni – 950), handelt es sich um zink- und cadmiumfreie Lote mit ausgezeichneter Verformbarkeit. Die Lötstellen sind duktil und gut für schwingbeanspruchte Werkstücke geeignet. Entsprechend den Forderungen, z. B. der Kern- und Vakuumtechnik nach erhöhter Oxidationsbeständigkeit, hoher Kriechfestigkeit und Beständigkeit gegenüber geschmolzenen Alkalimetallen wurden palladiumhaltige

Hochtemperatlöte entwickelt, z. B. Pd587 (B-Ag54PdCu – 900/950). Sie verfügen über ein gutes Benetzungsvermögen und schließen die Lötbrüchigkeit aus. Trotz ihres hohen Preises haben sie Bedeutung beim Löten schwieriger Werkstoffe wie Wolfram, Tantal und Molybdän. Eine Auswahl genormter Hartlote mit Hinweisen für Verarbeitung und Verwendung gibt **TB 5-4**.

Weichlote Die zum Weichlöten verwendeten Lote sind nach ihrer chemischen Zusammensetzung und dem Schmelzbereich in DIN EN ISO 9453 genormt. Sie werden dabei in folgende Gruppen eingeteilt: Zinn-Blei, mit und ohne Antimon, Bismut, Cadmium, Kupfer und Silber; Zinn-Antimon; Zinn-Bismut; Zinn-Kupfer, mit und ohne Silber; Zinn-Indium, mit und ohne Silber und Bismut; Zinn-Silber, mit und ohne Kupfer und Bismut und Zinn-Zink, mit und ohne Bismut. Mit Ausnahme des niedrig schmelzenden Lotes S-Sn50Pb32Cd18 sind in DIN EN ISO 9453 keine cadmium- und zinkhaltigen Weichlote für Aluminium mehr enthalten.

Die insgesamt 52 Lotlegierungen werden mit einem Legierungs-Kurzzeichen und einer Legierungs-Nummer bezeichnet. **TB 5-5** enthält eine Auswahl genormter Weichlote mit Hinweisen für die Verarbeitung und Verwendung, sowie die bisherigen Kurzzeichen nach DIN 1707. Mit Weichlötverbindungen lassen sich leitende und dichte Verbindungen herstellen, z. B. Wärmetauscher, Behälter, Elektrotechnik. Bei Dauerbeanspruchung neigen sie stark zum Kriechen und sind deshalb für die Übertragung von Kräften nicht geeignet.

Flussmittel sind nicht metallische Stoffe in Form von Pasten, Pulvern oder Flüssigkeiten, deren vorwiegende Aufgabe es ist, vorhandene Oxide von der Lötfäche zu beseitigen und ihre Neubildung zu verhindern. Der Schmelzpunkt des Flussmittels soll etwa 50 °C unter dem des Lotes liegen. In erwärmtem Zustand sind Flussmittel nur begrenzt wirksam. Die Zusammensetzung des Flussmittels muss immer der Lötaufgabe angepasst werden. Es gibt kein Flussmittel für alle Zwecke!

DIN EN 1045 erfasst zwei Klassen von *Flussmitteln zum Hartlöten*, FH und FL. Die Kurzzeichen für jeden Flussmitteltyp bestehen aus den Buchstaben FH bzw. FL und zwei Ziffern. Nach der Zusammensetzung, dem Wirktemperaturbereich und den sich bildenden Rückständen erfolgt eine Einteilung in Typen, s. **TB 5-6**.

Die Klasse FH umfasst sieben Typen von Flussmitteln und wird zum Hartlöten von Schwermetallen verwendet: Stähle, Kupfer und Kupferlegierungen, Nickel und Nickellegerungen, Molybdän, Wolfram und Edelmetallen. Ein Flussmittel mit breitem Einsatzbereich ist z. B. der Typ FH 21. Er wird für Löttemperaturen oberhalb 800 °C eingesetzt und weist nich korrosive Rückstände auf.

Die Klasse FL zum Hartlöten von Leichtmetallen umfasst lediglich zwei Typen. Diese Flussmittel wirken oberhalb 550 °C. Beim Typ FL 20 können die Rückstände auf dem Werkstück verbleiben, wenn die Lötverbindung vor Wasser und Feuchtigkeit geschützt wird. **TB 5-6** erleichtert die gezielte Auswahl von Hartlöt-Flussmitteln.

Die *Flussmittel zum Weichlöten* nach DIN EN 29454-1 werden nach ihren chemischen Hauptbestandteilen in Gruppen eingeteilt und entsprechend **TB 5-7** gekennzeichnet. Zum Beispiel ist ein mit Phosphorsäure aktiviertes anorganisches, als Paste geliefertes Flussmittel zu kennzeichnen mit 3.2.1.C, ein nicht halogenhaltiges flüssiges Harz-Flussmittel mit 1.1.3.A.

Die bisherige Einteilung der Flussmittel zum Weichlöten von Schwer- und Leichtmetallen nach DIN 8511-2 war detaillierter und praxisgerechter. Sie enthielt Typkurzzeichen, Typbeschreibungen, Lieferformen und Hinweise für die Verwendung. Um den Übergang auf die neuen Typ-Kurzzeichen zu erleichtern, sind in **TB 5-8** die bisher festgelegten Flussmittel zum Weichlöten nach DIN 8511-2 denen nach DIN EN 29454-1 gegenübergestellt.

Flussmittel enthalten meist Produkte, die gesundheitliche Schäden oder Gefahren durch Korrosion usw. hervorrufen können, wenn nicht entsprechende Vorsorge getroffen wird. Unfallverhütungsvorschriften sind zu beachten.

Lötbarkeit

Lötbarkeit ist die Eigenschaft eines Bauteils, durch Löten derart hergestellt werden zu können, dass es die gestellten Forderungen erfüllt (DIN 8514).

Die Eigenschaften eines gelötenen Bauteils werden von einer größeren Anzahl von Einflussfaktoren bestimmt. Ein Beurteilungssystem, in das alle Einflussfaktoren eingordnet sind, erleichtert die Frage, ob ein Fügeproblem durch Anwenden des Lötens gelöst werden kann. Bei der

Fertigungsplanung geht man davon aus, dass die vorgesehenen Grundwerkstoffe, die verfügbaren Fertigungsverfahren und die Betriebsbedingungen des Lötteils die Bezugsgrößen sind, denen alle Einflussfaktoren zugeordnet werden können.

Im Einzelnen sind dabei zu beurteilen und zu bewerten:

- Die *Löteignung* als eine planbare Werkstoffeigenschaft.
- Die *Lötmöglichkeit* als eine planbare Fertigungs- bzw. Verfahrenseigenschaft, bei der auch die Wirtschaftlichkeit eine große Rolle spielt.
- Die *Lötsicherheit* als eine planbare Konstruktionseigenschaft und die sich daraus ergebende Festigkeitseigenschaft.

Zwischen diesen drei Eigenschaften bestehen, wie aus **Bild 5-15** ersichtlich, mehr oder weniger starke Abhängigkeiten. Änderungen einer dieser Größen können zu Wechselwirkungen mit den anderen beiden Größen führen. Erhöht sich z. B. die Beanspruchung eines gelöteten Bauteils, so müssen möglicherweise andere Grundwerkstoffe und Lote gewählt werden, für die das ursprünglich vorgesehene Lötverfahren nicht mehr anwendbar ist.

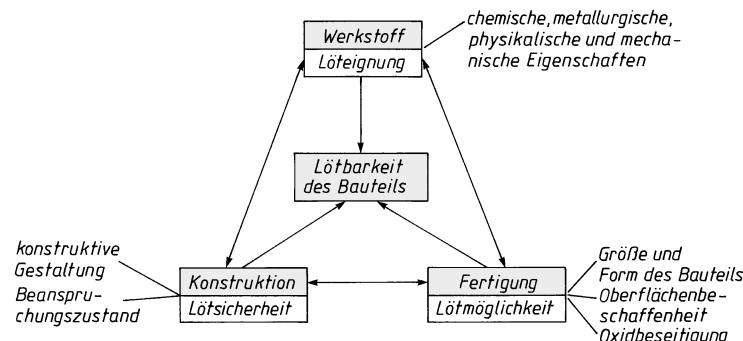


Bild 5-15
Einflussgrößen auf die Lötbarkeit eines Bauteils nach DIN 8514

5.2.2 Herstellen der Lötverbindungen

Löttechnologie

Das Herstellen jeder Lötverbindung läuft in folgenden Arbeitsgängen ab:

1. Reinigen der Lötflächen von Fremdschichten entsprechend Merkblatt DVS 2606. Sie kann mechanisch und/oder chemisch erfolgen, wobei die Löteignung sowie die Werkstoffeigenschaften nicht nachteilig beeinflusst werden dürfen.
2. Fixieren der zu lötenden Teile unter Beachtung günstiger Spaltbreiten (**TB 5-9**). In der Serienfertigung Einsatz von Lötvorrichtungen. Meist auch Zugabe von ein- bzw. angelegtem Lot und Flussmittel.
3. Erwärmen des Lötstoßes und des Lotes auf Löttemperatur. Dabei Oxidbeseitigung durch geeignete Lötatmosphäre oder mit Hilfe von Flussmitteln.
4. Langsames Abkühlen der Lötverbindung.
5. Nachbehandlung der gelöteten Teile. Störende Anlauffarben, Zunder und Flussmittelrückstände werden durch geeignete Verfahren entfernt.
6. Prüfungen zur Sicherung der Qualität gelöteter Bauteile.

Bei verlangter hoher Zuverlässigkeit hartgelöteter Bauteile muss vor dem Löten eine Lötanweisung erstellt werden. Erforderliche Daten werden an Lötproben ermittelt. Für hart- und hochtemperaturlötete Bauteile der Luft- und Raumfahrt ist DIN 65170 zu beachten.

Prüfen der Lötverbindungen

Zur Sicherung der Qualität und Zuverlässigkeit wichtiger Lötverbindungen sind Prüfungen erforderlich. Sie richten sich nach Bauteil und Lötverfahren. Obligatorisch sind Maß- und Sichtprüfungen. Die Oberflächenrissprüfung (Farbeindring- und Magnetpulververfahren) dient zum Nachweis von Rissen und Poren.

Zum Beurteilen des Füllgrades und innerer Lötfehler wird die Durchstrahlungs- und Ultraschallprüfung eingesetzt. Metallografische Schliffproben sind zum Beurteilen der Übergangszone, Lötnahrtbreite, Erosion und des Gefügezustandes geeignet. Für Behälter und Rohrleitungen sind Druck- und Dichtigkeitsprüfungen vorgeschrieben.

In DIN EN ISO 18279 ist eine Einteilung von Unregelmäßigkeiten zusammengestellt, wie sie in hartgelöteten Verbindungen auftreten können. Entstehung und Ursachen der Unregelmäßigkeiten sind nicht angegeben. Die Einteilung erfolgt in sechs Gruppen: I Risse, II Hohlräume, III feste Einschlüsse, IV Bindefehler, V Form- und Maßabweichungen und VI sonstige unregelmäßigkeiten. Die Unregelmäßigkeiten sind durch Ordnungsnummern gekennzeichnet. Der Bindefehler „unvollständige Spaltfüllung“ erhält z. B. die Ordnungsnummer 4BAAA. Außerdem wird eine Anleitung für drei Bewertungsgruppen (D niedrigste, C mittlere, B strengste) gegeben und konkrete Bewertungskriterien vorgeschlagen.

5.2.3 Gestalten und Entwerfen

Um eine ausreichende Zuverlässigkeit des gelöteten Bauteils zu gewährleisten (Lötsicherheit), sind eine Reihe von Einflussgrößen zu berücksichtigen und wesentliche Konstruktionsrichtlinien einzuhalten:

1. Hinsichtlich Lötspalt- und Lötflussverhalten, Kraftübertragung und Fertigungserleichterung ist **Bild 5-16** zu beachten. Noch weitergehende Ausführungen für lötgerechtes Gestalten enthält DIN 65169 „Konstruktionsrichtlinien für hart- und hochtemperaturlötete Bauenteile“.
2. Lötnähte sollen möglichst auf Schub beansprucht werden.

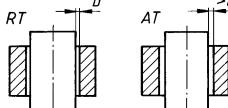
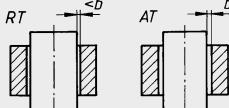
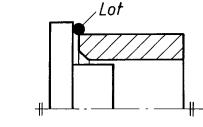
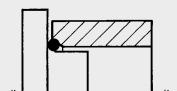
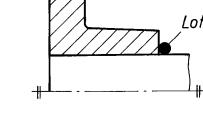
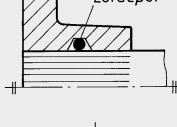
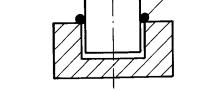
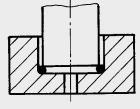
Lfd. Nr.	unzweckmäßig	zweckmäßig	Hinweise
1			<i>Lötspaltverhalten</i> Die erforderliche Lötspaltbreite b muss bei der Arbeitstemperatur vorhanden sein. Der Lötspalt soll parallel oder in Lötflussrichtung enger werdend verlaufen. RT = Raumtemperatur AT = Arbeitstemperatur
			
3			<i>Lötflussverhalten</i> Lötspalt darf nicht unterbrochen werden. Lot kann Spalte weitung nicht überbrücken.
			
5			Lot fließt von innen nach außen, Flussmittel kann entweichen. Zusätzliche Kontrolle über Ausfüllung des Lötspaltes möglich.

Bild 5-16 Beispiele für lötgerechte Gestaltung und Ausführung

Lfd. Nr.	unzweckmäßig	zweckmäßig	Hinweise
6			<p>Kraftübertragung Um die Festigkeit des Grundwerkstoffes zu erreichen, genügt: $l_u = (3 \dots 6) t$ Bei hoher Beanspruchung allmählicher Übergang günstiger.</p>
7			Erhöhung der Festigkeit durch Vergrößerung der Lötfläche.
8			Steckverbindung bei Biegebeanspruchung (Welle) günstig. Verbesserung der Dauerfestigkeit durch allmählichen Übergang.
9			Durch Steifigkeitserhöhung im Nahbereich und allmähliche Übergänge können Spannungsspitzen abgebaut und in die Bauteile verlagert werden.
10			<p>Fertigungserleichterung Beim Löten ohne Vorrichtung Lagesicherung der Bauteile durch Anschläge, Rändelpresssitze und Heftstellen.</p>
11			Entlastung der Lötverbindung
12			Bei weichgelöteten Verbindungen Kraftentlastung der Löt nähte durch Formschluss der Bauteile. Löt nähte übernehmen z.B. nur Dichtfunktion.

Bild 5-16 (Fortsetzung)

3. Spannungskonzentration, geometrische Kerbwirkungseffekte und Biegebeanspruchung sind im Lötstoßbereich möglichst zu vermeiden.
4. Die Lötstoßoberfläche soll mit einem Mittenrauhwert $R_a \leq 12,5 \mu\text{m}$ ausgeführt werden. Kostenerhöhende Feinstbearbeitung ist nicht erforderlich. Liegt durch spanende Bearbeitung eine ausgeprägte Rillenrichtung vor, so soll – besonders bei $R_a \geq 6,3 \mu\text{m}$ – die Lötung so ausgeführt werden, dass der Rillenverlauf mit der Fließrichtung des Lotes übereinstimmt.
5. Die Lötverbindung muss so konstruiert sein, dass Rückstände von Fluss-, Lötstopp- und Bindemitteln leicht zu beseitigen sind (Hohlräume!).
6. In den Fertigungsunterlagen sind die Lötverbindungen durch symbolische Darstellung nach DIN EN 22553 zu kennzeichnen. Beispiele für die symbolische Darstellung von häufig vorkommenden Löt nähten zeigt Bild 5-17.

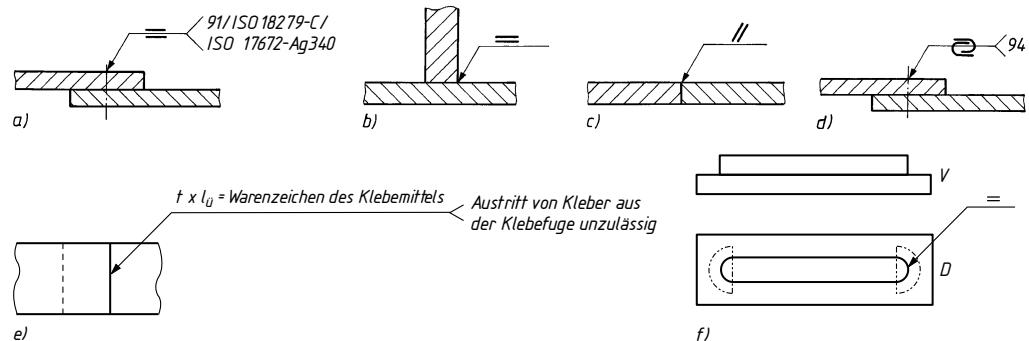


Bild 5-17 Löt- und Klebverbindungen in symbolischer Darstellung nach DIN EN 22553 und DIN EN ISO 15785

- Überlappstoß mit Flächennaht; hergestellt durch Hartlöten (Kennzahl 91), geforderte Bewertungsgruppe (C) nach ISO 18279, Silberhartlot Ag340 (B-Ag40ZnCdCu-595/630) nach ISO 17672
- T-Stoß mit Flächennaht
- Stumpfstoß mit Schrägnaht
- Falzstoß mit Falznaht; hergestellt durch Weichlöten (Kennzahl 94)
- Kleb-Flächennaht = mit zusätzlichen Angaben an der Bezugslinie, Gesamthöhe t und Breite l_u (Überlappung), andere Merkmale rechts vom Symbol und ergänzende Angabe in der Gabel
- Klebverbindung mit Angabe eines begrenzten Breches durch schmale Strich-Zweipunktilinie

7. Beim Löten von Hohlkörpern, bei denen die Lötnaht ein Luftpolumen abschließt, ist ein vollständiges Füllen des Lötpaltes nur möglich, wenn eine Ausdehnungsmöglichkeit vorgesehen wird (Entlüftungsschlucht).

5.2.4 Berechnungsgrundlagen

Festigkeitsberechnungen

Lötteile werden meistens zunächst konstruktiv gestaltet und dann die Festigkeit nachgewiesen. Bei *Stumpfstoßen* ($t \geq 1 \text{ mm}$) gilt bei Belastung durch eine Normalkraft F und unter Berücksichtigung des Anwendungsfaktors K_A für die *Normalspannung* σ_l in der Lötnaht

$$\sigma_l = \frac{K_A \cdot F_{\text{nenn}}}{A_l} \leq \frac{\sigma_{lb}}{S} \quad (5.6)$$

A_l Lötnahtfläche = Bauteilquerschnittsfläche $b \cdot t_{\min}$

σ_{lb} Zugfestigkeit der Lötnaht nach **TB 5-10**

S Sicherheit (2...3)

Für die überwiegend ausgeführten *Überlappstöße* (**Bild 5-18a**) ergibt sich bei Belastung in der Bauteilebene in der Lötnahtfläche A_l die (mittlere) Scherspannung

$$\tau_l = \frac{K_A \cdot F_{\text{nenn}}}{A_l} \leq \frac{\tau_{lb}}{S} \quad (5.7)$$

K_A Anwendungsfaktor nach **TB 3-5c**

F_{nenn} zu übertragende Nennscherkraft

A_l Lötnahtfläche (s. **Bild 5-18**)

τ_{lb} Scherfestigkeit der Lötnaht nach **TB 5-10**

S Sicherheit (2...3)

Die Überlappungslänge wird meist so gewählt, dass die Lötnaht die gleiche Tragfähigkeit wie die zu verbindenden Bauteile aufweist. Für einen Überlappstoß nach **Bild 5-18a**) gilt dann:

$$b \cdot t_{\min} \cdot R_m = b \cdot l_u \cdot \tau_{lb}$$

Daraus ergibt sich bei vollem Anschluss die erforderliche Überlappungslänge

$$l_{\text{ü}} = \frac{R_m}{\tau_{IB}} \cdot t_{\min} \quad (5.8)$$

R_m Zugfestigkeit des Grundwerkstoffs nach **TB 1-1**

τ_{IB} Scherfestigkeit der Lötnaht nach **TB 5-10**

t_{\min} kleinste Bauteildicke

Die Gl. (5.8) gilt überschlägig auch für die Überlappungslänge der Rohrverbindung nach **Bild 5-18b** und mit $d/4$ anstatt t_{\min} auch für die Steckverbindung (Welle) nach **Bild 5-18c**. Bei Torsionsbelastung von runden Steckverbindungen (**Bild 5-18c**) nimmt die ringförmige Lötfläche $A_l = \pi \cdot d \cdot l_{\text{ü}}$ das Torsionsmoment T auf und die in der Lötnaht auftretende Scherspannung in Umfangsrichtung beträgt

$$\tau_l = \frac{2 \cdot K_A \cdot T_{\text{nenn}}}{\pi \cdot d^2 \cdot l_{\text{ü}}} \leq \frac{\tau_{IB}}{S} \quad (5.9)$$

K_A Anwendungsfaktor nach **TB 3-5c**

T_{nenn} zu übertragendes Nenntorsionsmoment

d Durchmesser des Lötnahtringes = Durchmesser des eingelöteten Rundstabes

$l_{\text{ü}}$ Überlappungslänge (Einstekttiefe)

τ_{IB} Scherfestigkeit der Lötnaht nach **TB 5-10**

S Sicherheit (2...3)

Für mit einem Biegemoment $M_b = F \cdot l$ belastete Steckverbindungen entsprechend **Bild 5-18c** kann die maximale Pressung in der Lötnaht überschlägig wie für Steckstiftverbindungen nach Gl. (9.19) ermittelt werden. Als Anhaltswert für p_{zul} kann dabei, unter Beachtung der üblichen Sicherheit ($S = 2 \dots 3$), die meist aus Versuchen bekannte Zugfestigkeit der Lötverbindung (z. B. nach **TB 5-10**) herangezogen werden, soweit keine genaueren Werte vorliegen.

Gelötete Druckbehälter werden grundsätzlich wie geschweißte nach 6.3.4 berechnet. Nach AD 2000-Merkblatt B0 sind jedoch zusätzlich folgende Festlegungen zu beachten:

Weichgelötete Längsnähte sind an Druckbehältern nicht zulässig. Überlappt weichgelötete Rundnähte an Kupferrohrteilen sind bei einer Überlappungsbreite von mindestens $10t_e$ (t_e = ausgeführte Wanddicke) bis zu einer Wanddicke von 6 mm und bis zu $D_a \cdot p_e \leq 2500$ mm bar zulässig.

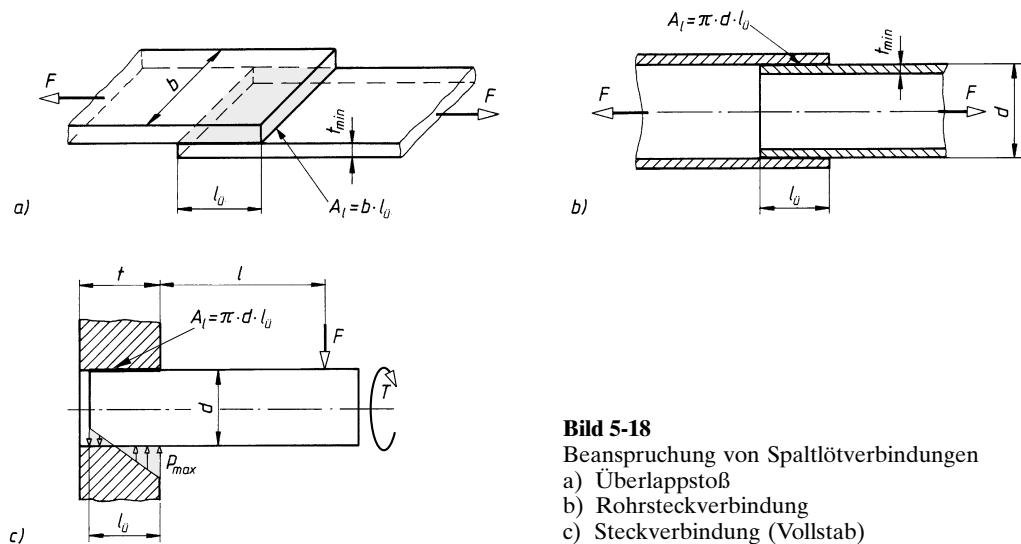


Bild 5-18

Beanspruchung von Spaltlötverbindungen

- a) Überlappstoß
- b) Rohrsteckverbindung
- c) Steckverbindung (Vollstab)

sig. Auch weichgelötete Verbindungen an Kupferblechen mit durchlaufender Lasche bei einer Laschenbreite $\geq 12t_e$ auf beiden Seiten des Stoßes, einer Wanddicke ≤ 4 mm und einem zulässigen Betriebsüberdruck ≤ 2 bar sind möglich. Für die oben genannten Weichlötverbindungen und für alle hartgelöteten Verbindungen kann der Faktor zur Berücksichtigung der Ausnutzung der zulässigen Berechnungsspannungen $v = 0,8$ gesetzt werden.

5

Zulässige Beanspruchung der Lötverbindungen

Die Festigkeit der Lötverbindung hängt ab vom Lot, vom Grundwerkstoff und dessen Vor- und Nachbehandlung, der konstruktiven Gestaltung, vom Lötverfahren und von Überlappung und Lötpalt. Es ist also nicht möglich, von der Eigenfestigkeit des Lotes Rückschlüsse auf die mechanischen Eigenschaften der Lötverbindung zu ziehen. Vergleichbare Festigkeitswerte können nur am Lötteil selbst oder mit Hilfe von standardisierten Proben nach DIN EN 12797 gewonnen werden. Durch Zug- und Scherzugprüfungen ermittelte Festigkeitswerte von Hartlötverbindungen s. **TB 5-10**.

Diese Versuchswerte gelten nur für dort angegebene Bedingungen und dürfen nicht einfach als zulässige Spannungen für Lötkonstruktionen übernommen werden. Die zulässigen Scher- und Zugspannungen sind, unter Berücksichtigung der Form und Abmessungen der Lötkonstruktion, durch eine zwei- bis dreifache Sicherheit gegenüber den Versuchswerten zu ermitteln.

Nach Angabe der Lothersteller kann für Lötverbindungen (Baustähle) bei Raumtemperatur und vorwiegend ruhender Belastung mit folgenden „Faustwerten“ gerechnet werden:

$$\text{Hartlötverbindungen: } \sigma_{l,zul} = \frac{\sigma_{IB}}{S} \approx 200 \text{ N/mm}^2, \quad \tau_{l,zul} = \frac{\tau_{IB}}{S} \approx 100 \text{ N/mm}^2$$

$$\text{Weichlötverbindungen: } \tau_{l,zul} = \frac{\tau_{IB}}{S} \approx 2 \text{ N/mm}^2$$

Allgemein gilt für die

$$\text{Zugfestigkeit von Lötverbindungen: } \sigma_l \approx (1,5 \dots 2) \cdot \tau_l$$

Aufgrund von Versuchen kann für Hartlötverbindungen bei Baustählen bei dynamischer Belastung festgelegt werden:

$$\text{Biegewechselfestigkeit: } \sigma_{bw} \approx 160 \text{ N/mm}^2$$

Die ermittelten Werte entsprechen 50 bis 75 % der Dauerfestigkeit des Grundwerkstoffes.

Die Festigkeit von Hartlötverbindungen sinkt je nach Lot geringfügig bei Langzeitbelastung gegenüber dem Kurzzeitversuch und wird stark beeinflusst durch die Betriebstemperatur und die Schwingspielzahl. Die Festigkeitswerte lassen sich durch begrenztes Nachwärmnen während des Lötvorganges deutlich erhöhen. Lötverbindungen mit Ag-, CuZn- und CuNi-Loten an für den Tieftemperatureinsatz geeigneten Grundwerkstoffen (z. B. CrNi-Stähle und Cu-Legierungen) erleiden auch bei tiefen Temperaturen (-196°C) keine Zähigkeitseinbuße. Ihre Festigkeit entspricht dabei den Werten bei Raumtemperatur.

Hartlötverbindungen sollten beim Einsatz von cadmiumhaltigen Hartloten keinen Betriebstemperaturen über 200°C und bei cadmiumfreien Hartloten nur bis 300°C ausgesetzt werden. Für die meisten Hartlötverbindungen gilt bei höheren Betriebstemperaturen in etwa, dass bei 300°C der Kurzzeitfestigkeitswert die Hälfte des Wertes bei Raumtemperatur erreicht, während die 1000-Stunden-Zeitstandsfestigkeit nur noch ein Zwanzigstel dieses Wertes beträgt.

Die Festigkeitswerte von Lötverbindungen an Werkstoffpaarungen (z. B. S235/CuZn37) liegen in der Regel zwischen den Werten, die für Lösungen an gleichartigen Grundwerkstoffen gelten. Vorsicht ist beim Hartlöten von blei-, aluminium- und siliziumhaltigen Grundwerkstoffen geboten (z. B. Automatenstähle, -messing, Dynamobleche). Bereits kleine Beimengungen dieser Stoffe führen beim Stahlpartner zu Haftzonenschädigungen und damit zu deutlich geringeren Festigkeitswerten. Hartlötverbindungen an Aluminium und Aluminiumle-

gierungen (z. B. AlMn und AlMnMg) weisen hohe Zug- und Scherfestigkeitswerte auf: $\sigma_{IB} = 100$ bis 200 N/mm^2 und $\tau_{IB} = 50$ bis 100 N/mm^2 . Sie erreichen bei Reinaluminium (z. B. Al 99,5) die Eigenfestigkeit des Grundwerkstoffes. Das Weichlöten von Alu-Werkstoffen wird wegen der damit verbundenen Schwierigkeiten (Korrosion durch zinkhaltige Lote) kaum angewendet.

Überlappte Weichlötverbindungen (Stähle, Kupfer- und Kupferlegierungen) zeigen im Kurzzeitversuch Scherfestigkeitswerte von 25 bis 35 N/mm^2 . Diese fallen mit der Dauer der Belastung, sowie bei steigenden Temperaturen, rasch ab (Kriecherscheinungen). Bei Dauerbeanspruchung (bei Raumtemperaturen) ist die zulässige Scherspannung auf 2 N/mm^2 zu begrenzen.

5.2.5 Berechnungsbeispiel

- Mit der Längskraft F belastete Kopfbolzen $\varnothing 12 \text{ mm}$ sollen entsprechend **Bild 5-19** in Grundkörper hart eingelötet werden. Bolzen und Grundkörper bestehen aus S235JR.

Zu berechnen sind:

- Die Überlapplänge l_u (Einstecktiefe), wenn Bolzen und Lötnaht die gleiche Tragfähigkeit aufweisen sollen,
- die zulässige ertragbare Längskraft F , wenn die Verbindung mit dreifacher Sicherheit gegen Bruch ausgelegt werden soll und die Last ruhend und stoßfrei auftritt.

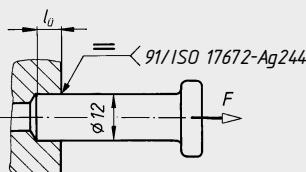


Bild 5-19 Hart eingelöteter Kopfbolzen

- **Lösung a):** Wenn Bolzen und Lötnaht die gleiche Tragfähigkeit aufweisen sollen, beträgt für Steckverbindungen die erforderliche Überlappungslänge nach Gl. (5.8)

$$l_u \approx (R_m / \tau_{IB}) \cdot d / 4 .$$

Mit der Mindestfestigkeit des Bolzenwerkstoffs S235JR $R_m = 360 \text{ N/mm}^2$ (siehe **TB 1-1a**), der Scherfestigkeit der Hartlötverbindung $\tau_{IB} = 205 \text{ N/mm}^2$ nach **TB 5-10** (für Silberhartlot Ag244 und Grundwerkstoff S235JR) und $d = 12 \text{ mm}$ wird

$$l_u \approx (360 \text{ N/mm}^2) / (205 \text{ N/mm}^2) \cdot 12 \text{ mm} / 4 \approx 5 \text{ mm} .$$

Ergebnis: Die erforderliche Überlappungslänge (Einstecktiefe) beträgt 5 mm.

- **Lösung b):** Die übertragbare Längskraft ergibt sich aus Gl. (5.7) zu

$$F = \tau_{IB} \cdot A_l / (K_A \cdot S) .$$

Mit $\tau_{IB} = 205 \text{ N/mm}^2$, $A_l = \pi \cdot 12 \text{ mm} \cdot 5 \text{ mm} = 188 \text{ mm}^2$, $K_A = 1,0$ (stoßfreie Belastung) und $S = 3$ wird dann

$$F = 205 \text{ N/mm}^2 \cdot 188 \text{ mm}^2 / (1,0 \cdot 3) = 12,8 \text{ kN} .$$

Ergebnis: Die Hartlötverbindung kann bei einer dreifachen Sicherheit eine ruhende Längskraft von 12,8 kN übertragen.

5.2.6 Literatur (Löten)

- Aluminium-Zentrale e. V. (Hrsg.): Löten von Aluminium (Merkblatt V4)
 DIN, DVS (Hrsg.): Schweißtechnik 5. Hartlöten. 5. Aufl. Berlin, Düsseldorf: Beuth, DVS, 2008 (DIN-DVS-Taschenbuch 196/1)
 DIN, DVS (Hrsg.): Schweißtechnik 12. Weichlöten, Berlin, Düsseldorf: Beuth, DVS, 2008 (DIN-DVS-Taschenbuch 196/2)

Deutscher Verband für Schweißen und verwandte Verfahren (Hrsg.): Merkblätter Lichtbogenlöten (DVS 0938-1), Löten in der Hausinstallation-Kupfer (DVS 1903-1, -2), Hartlöten mit der Flamme (DVS 2602), Prüfung der Weichlötbarkeit (DVS 2603-1), Öfen für das Hart- und Hochtemperaturlöten (DVS 2604), Bindemittel für pulverförmige Lote und Vakuum oder Schutzgas (DVS 2605), Hinweise auf mögliche Oberflächenvorbereitungen für das flussmittelfreie Hart- und Hochtemperaturlöten (DVS 2606).

5 *Fahrenwaldt, H. J.; Schuler, V.; Twrdek, J.:* Praxiswissen Schweißtechnik. 5. Aufl. Wiesbaden: Springer Vieweg, 2013

Iversen, K.: Innovative Schweiß- und Lötreparaturen. Schadenbeispiele und Problemlösungen. Düsseldorf: DVS, 2002

Müller, W.: Metallische Lotwerkstoffe. Arten, Eigenschaften, Verwendung. Düsseldorf: DVS, 1990 (Fachbuchreihe Schweißtechnik Bd. 108)

Müller, W.; Müller, J.-U.: Löttechnik. Düsseldorf: DVS, 1995

Niemann, G.; Winter, H.; Höhn, B.-R.: Maschinenelemente. Bd. 1: Konstruktion und Berechnung von Verbindungen, Lagern, Wellen. Berlin: Springer, 2001

Pintat, Th.: Werkstofftabellen der Metalle. 8. Aufl. Stuttgart: Kröner, 2000

Ruge, J.: Handbuch der Schweißtechnik. Bd. II, III und IV. Berlin: Springer, 1984, 1985, 1988

Stahl-Informationszentrum, Düsseldorf (Hrsg.): Hartlöten von überzugsfreiem Stahl (Merkblatt 237); Weich- und Hartlöten von bandverzinktem Feinblech (Merkblatt 235)

Zaremba, P.: Hart- und Hochtemperaturlöten. Düsseldorf: DVS, 1988 (Die Schweißtechnische Praxis, Bd. 20)

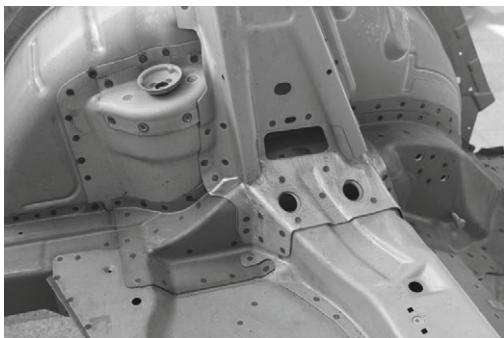
Zimmermann, K.-F.: Hartlöten. Düsseldorf: DVS. 1968

Weitere Informationen:

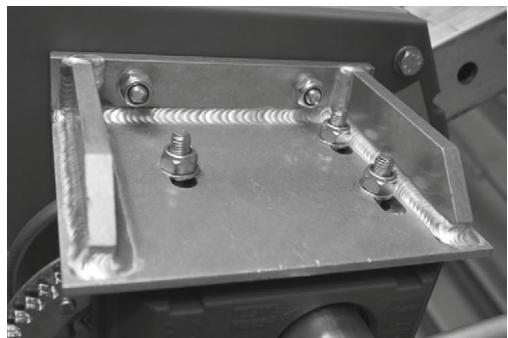
Braze Tec GmbH, Hanau-Wolfgang (www.BrazeTec.de); Chemet GmbH, Wirges (www.chemet.de); Fachgemeinschaft „Löten“ im DVS, Düsseldorf (www.dvs-loeten.de/loeten); FIRINIT GmbH, Langenhagen (www.firinit.de); JL Goslar, Goslar (www.jlgoslar.de); Solvay, Hannover (www.solvay-fluor.de).

6 Schweißverbindungen

Schweißen wird heute in allen Bereichen der Technik als unlösbare Verbindung eingesetzt. So z. B. im Stahl-, Maschinen-, Apparate- und Fahrzeugbau. **Bild 6-1** zeigt als Beispiele das Punktschweißen im Fahrzeugbau zur Verbindung von dünnen Blechen und als durchgehende Schweißnaht zur Herstellung einer Konsole für die Befestigung einer Winde in einer Hebevorrichtung.



a)



b)

Bild 6-1 Anwendungsbeispiele zum Schweißen

a) Punktschweißverbindungen im Fahrzeugkarosseriebau, b) Schweißverbindung an einer Hebevorrichtung im Anlagenbau

6.1 Funktion und Wirkung

6.1.1 Wirkprinzip und Anwendung

Beim Verbindungsschweißen werden die Teile am Schweißstoß durch Schweißnähte unlösbar zu einem Schweißteil zusammengefügt. Durch Schweißen von Schweißteilen entstehen Schweißgruppen. Das fertige Bauteil (Schweißkonstruktion) kann aus einer oder mehreren Schweißgruppen bestehen.

Als feste Stoffschlussverbindungen sind Schweißverbindungen besonders geeignet

- zum Übertragen von Kräften, Biege- und Torsionsmomenten,
- zum kostengünstigen Verbinden von Einzelstücken bis zu größten Abmessungen und bei Kleinserien,
- zum Einsatz bei höheren Betriebstemperaturen,
- als instandhaltungsfreundliche Konstruktionen,
- für dichte Fügestellen.

Als Auswahlhilfe soll folgende Gegenüberstellung dienen:

Vorteile:

- gegenüber *Gusskonstruktionen*: Gewichtersparnis durch wesentlich geringere Wanddicken und kleinere Bauteilquerschnitte (Leichtbau). Entbehrliches Gießmodell führt zu geringeren Kosten (wenigstens bei kleinen Stückzahlen) und kürzeren Lieferzeiten. Keine Wanddickenempfindlichkeit.

Schweißprozess (DIN EN 14610)	Kurzzeichen (DIN 1910-2) Ordnungs- nummer (DIN EN ISO 4063) Bildzeichen (DIN 32520)	Mögliche Art der Fertigung ¹⁾	Prinzip	Erzeugnisbereich	Besonderheiten Hinweise
Gasschmelz- schweißen Gasschweißen mit Sauerstoff- Acetylen- Flamme	G 3 311	m t v a	Das Schweißbad entsteht durch unmittelbares, örtlich begrenztes Einwirken einer Brenngas-Sauerstoff-Flamme; Wärme und Schweißzusatz werden getrennt zugeführt.	Dünnbleche Rohrleitungen	Geringe Investitionskosten. Günstig für Zwangslagenschweißung und für beengte Schweißstellen (Zugänglichkeit). Niedrige Schweiß-eigenspannungen. Geeignet für Stumpf- und Ecknähte; ungeeignet für T-Stöße und ungleiche Blechdicken.
Lichtbogen- handschweißen	E 111	m t	 Der Lichtbogen brennt zwischen einer manuell zugeführten Stab-elektrode (Schweißzusatz) und dem Werkstück. Lichtbogen und Schweißbad werden gegen die Atmosphäre nur durch Gas bzw. Schlacken abgeschirmt, die von der Elektrode stammen.	universell	Geeignet für alle Stoß- und Nahtarten.
Unterpulver- schweißen	UP 12	t v a	 Ein oder mehrere Lichtbogen brennen unsichtbar zwischen einer bzw. mehreren abschmelzenden Elektroden und dem Werkstück. Lichtbogen und Schweißzone werden durch eine Pulverschicht abgedeckt. Die aus dem Pulver gebildete Schlacke schützt das Schweißbad vor der Atmosphäre.	Behälterbau Stahlbau Schiffbau Fahrzeugbau Maschinenbau	Hohe Abschmelzleistung, gute Nahtformung, hohe Röntgensicherheit. Für dicke Bleche und lange Nähte.
Metall- Inertgas- Schweißen	MIG 131	t v a	 Der Lichtbogen brennt sichtbar zwischen der abschmelzenden Elektrode und dem Werkstück. Als Schutzgase dienen inerte (reaktionsträge) Gase, z.B. Argon, Helium oder ihre Gemische.	Apparatebau Behälterbau Schiffbau Flugzeugbau	Für legierte Stähle, Al- und Cu-Legierungen. Alle Stoß- und Nahtarten und Schweißpositionen. Hohe Abschmelzleistung. Roboterschweißen.
Metall- Aktivgas- Schweißen	MAG 135	t v a	 Wie MIG-Schweißen. Als Schutzgase dienen (chemisch) aktive Gase: CO ₂ und Mischgase.	Alle Industrie- zweige und metallverarbeitenden des Handwerk.	Für un- und niedriglegierte Stähle. Hohe Abschmelzleistung. Dünnblech- und Wurzelschweißung. Roboterschweißen.
Wolfram- Inertgas- Schweißen	WIG 141	m t v a	 Der Lichtbogen brennt sichtbar zwischen der Wolfram-Elektrode und dem Werkstück. Der Schweißzusatz wird stromlos zugeführt. Als Schutzgase werden Edelgase (meist Argon) verwendet.	Apparatebau Behälterbau Kernreaktorbau Hausgeräte	Für nahezu alle metallischen Werkstoffe. Wurzelschweißen dicker Bleche. Geringe Abschmelzleistung. Alle Stoß- und Nahtarten und Schweißpositionen. Orbitalenschweißen von Rohren.
Elektronen- strahl- schweißen	EB 51	t v a	Die Energie eines auf wenige zehntel mm Durchmesser gebündelten Elektronenstrahls wird in Wärme umgewandelt.	Tiefschweißen: Fahrzeugbau Maschinenbau Flugzeugbau Mikroschweißen: Elektronische Bauelemente Feinwerktechnik	Hohe Anlagekosten. Verbindung unterschiedlicher Werkstoffe möglich. Mikroschweißung ausführbar. Fertig bearbeitete Werkstücke können verzugsfrei und ohne Nachbearbeitung zusammengeschweißt werden.

¹⁾ m = Handschweißen, t = teilmechanisches Schweißen, v = vollmechanisches Schweißen,
a = automatisches Schweißen.

Bild 6-2a Schmelzschweißverfahren (Auswahl)

Größere Formsteifigkeit gegenüber Graugussausführung durch größeren E-Modul des Stahls. Schwingungsdämpfung (Werkzeugmaschinen-Gestelle) durch Scheuerplatten-Bauweise (**Bild 6-26b**) u. U. höher als bei Gusseisen mit Lamellengraphit. Große konstruktive Gestaltungsfreiheit.

- gegenüber *Niet- und Schraubkonstruktionen*: Gewichtersparnis durch Wegfall der Überlappungen, Laschen und Niet-(Schrauben-)köpfe. Glatte Wände genügen ästhetischen Ansprüchen und erleichtern Reinigung und Korrosionsschutzmaßnahmen. Keine Schwächung der Stäbe und Bleche durch Niet- oder Schraubenlöcher.
- *allgemein*: Ermöglicht werkstoffsparende, wirtschaftliche Leichtbauweisen.

Nachteile:

Da der Schweißvorgang naturgemäß zu Schrumpfungen, hohen inneren Spannungen und Gefügeveränderungen im Nahbereich führt, kann oft nur mit beträchtlichem Aufwand der Gefahr des Sprödbroches (vgl. 6.1.3-3) und der Rissbildung begegnet werden, was mit hohen Anforderungen an die Qualifikation des Schweißpersonals verbunden ist.

Das Richten „verworfener“ Schweißteile ist zeit- und kostenaufwendig. Schweißen auf Baustellen im Stahlbau häufig schwieriger und teurer als Nieten oder Schrauben; Ausrichten der Stäbe bei Fachwerken schwieriger als bei Niet- und Schraubkonstruktionen, bei denen die Stablagen durch die Löcher eindeutig gegeben sind. Kontrolle der häufig verwendeten Kehlnähte kaum möglich.

Im *Stahlbau* hat das Schweißen die Nietverbindung verdrängt, z. B. bei Vollwandträgern von Brücken und Kranen, bei Trägeranschlüssen im Stahlhochbau, bei Blech-, Profilstahl- und besonders bei Rohrkonstruktionen von Konsolen, Gerüsten und Fachwerken.

Im *Kessel- und Behälterbau* wird fast nur noch geschweißt. Die Bleche stoßen stumpf gegeneinander; es entstehen glatte Flächen, wodurch sich ein ungestörter Kraftfluss ergibt. Besonders durch automatische Schweißverfahren lassen sich bei Druckbehältern, Rohrleitungen u. dgl. festigkeitsmäßig bessere Verbindungen als beim Nieten erzielen.

Im *Maschinenbau* dient das Schweißen im Wesentlichen der Gestaltung, besonders bei Einzelfertigungen oder geringen Stückzahlen, z. B. von Hebeln, Radkörpern, Rahmen, Getriebegehäusen, Schutzkästen, Lagergehäusen, Seiltrommeln und Bandrollen. Neben der *Konstruktionsschweißung* sind noch die *Reparaturschweißung* bei Rissen oder Brüchen, die *Auftragsschweißung* zur Panzerung und Plattierung von Bauteilen oder zur Beseitigung von Verschleißstellen und das mit der Schweißtechnik verbundene *Brennschneiden* zu nennen. Mit Handschneidbrennern und auf Schneidmaschinen mit photoelektrischer oder CNC-Steuerung lassen sich aus Blechtafeln äußerst wirtschaftlich beliebig geformte Bauteile schneiden und deren Schweißfugen vorbereiten. Zum Zwecke der Rationalisierung und Produktivitätserhöhung ist die schweißtechnische Fertigung durch eine zunehmende Mechanisierung des Schweißprozesses gekennzeichnet. Dabei werden neben Vorrichtungen in steigendem Maße Industrieroboter eingesetzt.

6.1.2 Schweißverfahren

Eine ausführliche Darstellung der Schweißverfahren gehört nicht in das Gebiet der Maschinenelemente, sondern in das der Fertigungstechnik. Darum sollen nur einige kurze Hinweise über die wichtigsten Schweißverfahren gegeben werden, soweit sie in konstruktiver Hinsicht von Bedeutung sind. Eine allgemeine Übersicht über die Schweißverfahren mit den zugehörigen Begriffserklärungen enthält DIN EN 14610 mit DIN 1910-100.

1. Schmelzschweißen

Beim Schmelzschweißen werden die Teile durch örtlich begrenzten Schmelzfluss ohne Anwendung von Kraft mit oder ohne Zusatzwerkstoff vereinigt. Die in der Schweißzone wirkende Arbeit wird von außen durch Energieträger (z. B. Lichtbogen) zugeführt. Nach der Art der Fertigung ist zu unterscheiden zwischen Handschweißen und mechanischem bzw. automatischem Schweißen. Während das Schweißen von Hand die Herstellung auch verwickelter Schweißkonstruktionen ermöglicht, ist das mechanische und automatische Schweißen sehr wirtschaftlich und daher anzustreben. **Bild 6-2a** gibt eine Übersicht über die gebräuchlichsten Schmelzschweißverfahren.

Schweißprozess (DIN EN 14610)	Kurzzeichen (DIN 1910-2) Ordnungs- nummer (DIN EN ISO 4063) Bildzeichen (DIN 32520)	Mögliche Art der Fertigung ¹⁾	Prinzip	Erzeugnisbereich	Besonderheiten Hinweise
Widerstands- Punktschweißen	RP 21	t v a	Strom und Kraft werden durch Punktschweißelektroden übertragen. Die aufeinandergepressten Flächen der Werkstücke werden nach ausreichendem Erwärmen unter Druck punktförmig (linsenförmig) geschweißt.	Blechverarbeitung: Fahrzeugbau Waggonbau Gerätebau Bauindustrie	Sehr wirtschaftliches Verfahren anstelle von Nietungen.
Rollennaht- schweißen	RR 22	t v a	Strom und Kraft werden von beiden Werkstückseiten durch ein Rollenelektrodenpaar übertragen. Die Werkstücke werden an den Stoßflächen nach ausreichendem Erwärmen unter Druck geschweißt. Je nach Abstand der Schweißpunkte entsteht eine Rollen-Punktnaht oder Rollen-Dichtnaht.	Blechverarbeitung: Karosseriebau Waggonbau Behälterbau	Begrenzt auf einfach geformte Bauteile mit gleichen Punktabständen. Arbeitsgeschwindigkeit und Elektrodenstandzeit höher als beim Punktschweißen.
Abbrennstumpf- schweißen	RA 24	m t v a	Strom und Kraft werden von Spannbacken übertragen. Die stromdurchflossenen Werkstücke werden unter leichtem Berühren erwärmt, wobei schmelzflüssiger Werkstoff herausgeschleudert wird (Abbrennen). Nach ausreichendem Erwärmen werden die Werkstücke durch schlagartiges Stauchen geschweißt.	Stumpfschweißen von Blechbändern zu Felgen und von Rundstählen zu Ketten. Stumpf- und Gehrungsschweißen von Flach- und Profilverzeugnissen. Maschinenbau: Achsen, Wellen, Schienen, Werkzeuge	Vorteilhaft zum Schweißen von Kompaktquerschnitten (z.B. Rundstahl) und Großoberflächenquerschnitten (z.B. Rohre) bis 100 000 mm ² (bei Stahl). Die Schweißstelle kann in der Maschine einer Wärmebehandlung (z.B. Vergüten) unterzogen werden.
Reibschweißen	FR 42	v a	Die Werkstücke werden an den Stoßflächen durch Reiben erwärmt und unter Anwendung von Kraft geschweißt.	Automobil- industrie: Kardanwellen Ventilstöbel Antriebsritzel Werkzeug- industrie: Anschläften von Bohrern, Reibahlen und Fräsern	Geeignet zum Verbinden unterschiedlicher Werkstoffe (z.B. GJL-St, Cu-St, Al-St). Mindestens ein Fügeteil muss rotations-symmetrisch sein.
Bolzenschweißen (mit Hub-, Spitzen- oder Ringzündung)	B (BH, BS, BR) 78 783 784 785 786	m t v a	Die Werkstücke, von denen eines ein Bolzen oder bolzenförmig ist, werden nach Anschmelzen der Stoßflächen durch den Lichtbogen unter Anwendung von Kraft ohne Schweißzusatz geschweißt. Die verschiedenen Verfahren unterscheiden sich besonders durch den Zündvorgang.	Fassadenbau Stahlverbundbau Stahlbetonbau Maschinenbau Kesselbau Rohrleitungsbau	Bolzenförmige Teile mit rundem, ovalem, quadratischem und rechteckigem Querschnitt lassen sich vollflächig in sehr kurzer Zeit hochwertig verschweißen. Die Verbindung unterschiedlicher Werkstoffe ist möglich.

¹⁾ siehe zu Bild 6-2a**Bild 6-2b** Press-Schweißverfahren (Auswahl)

2. Pressschweißen

Beim Pressschweißen werden die Teile unter Anwendung von Kraft ohne oder mit Schweißzusatz vereinigt. Örtlich begrenztes Erwärmen (u. U. bis zum Schmelzen) ermöglicht oder erleichtert das Schweißen. Die in der Schweißzone wirkende Arbeit wird von außen durch Energieträger (z. B. elektrischer Strom) zugeführt. Alle Pressschweißverfahren sind äußerst wirtschaftlich. Die besten Festigkeitswerte werden durch das Abbrennstumpfschweißen erreicht.

Bild 6-2b gibt eine Übersicht über die gebräuchlichsten Pressschweißverfahren.

Werkstoff	C-Stahl						Legierter Stahl			GS			GJMW GJL GJS GJMB				Al und Al-Legierung						Cu und Cu-Legierung								
	1	2	3	4	5	6	1	2	3	4	5	6	4	5	6	3	4	5	6	1	2	3	4	5	6	1	2	3	4	5	6
Dickenbereich ¹⁾	1	2	3	4	5	6	1	2	3	4	5	6	4	5	6	3	4	5	6	1	2	3	4	5	6	1	2	3	4	5	6
Gasschweißen																															
Lichtbogenschweißen	blank																														
Elektrode	umhüllt ohne B ²⁾																														
	umhüllt B																														
	UP																														
MIG																															
MAG																															
WIG																															
Elektronenstrahl																															
Widerstandsschweißen	Punkt-																														
	Rollen-																														
	Abbrenn-																														

- nur Cu-Legierungen

¹⁾ Dickenbereich: 1: ≤ 1 mm, 2: $> 1 \dots 3$ mm, 3: $> 3 \dots 6$ mm, 4: $> 6 \dots 15$ mm, 5: $> 15 \dots 40$ mm, 6: > 40 mm.

²⁾ s. unter 6.2.1-4

Bild 6-3 Entscheidungshilfen zur Wahl des geeigneten Schweißverfahrens (s. auch 6.2.1-1)

3. Wahl des Schweißverfahrens

Der Konstrukteur hat häufig schon beim Entwurf – meist in Zusammenarbeit mit der Werkstatt – über das technisch und wirtschaftlich beste Schweißverfahren zu entscheiden. Dabei sind außer der zu fertigenden Stückzahl, den Güteanforderungen, der Stoßart und den vorhandenen Betriebseinrichtungen besonders der Werkstoff und die Dicke der Bauteile zu berücksichtigen. **Bild 6-3** gibt Entscheidungshilfen für einen Einsatz gebräuchlicher Schweißverfahren.

6.1.3 Auswirkungen des Schweißvorganges

1. Entstehung der Schrumpfung und Spannungen

Die Vorgänge beim Erwärmen und Abkühlen von Schweißteilen lassen sich anschaulich an einem Spannungsgitter-Modell (**Bild 6-4a**) erläutern.

Wird das Modell gleichmäßig erwärmt, so dehnt es sich dem Gesetz der Wärmedehnung zufolge allseitig aus. Beim Abkühlen schrumpft es wieder und weist bei Raumtemperatur die anfänglichen Maße wieder auf.

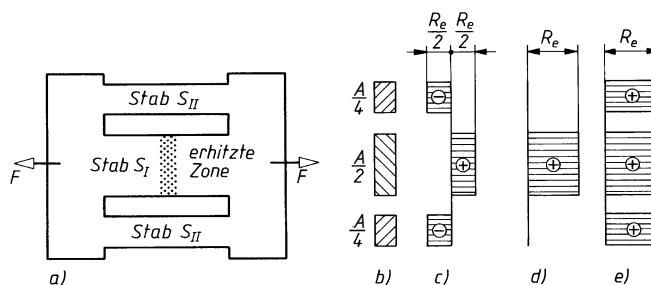


Bild 6-4 Spannungsgitter-Modell zur Entstehung und zum Abbau von Schweißeigenspannungen.

- Spannungsgitter-Modell aus elastischem Werkstoff (Stahl),
- Stabquerschnitte,
- keine äußere Kraft, Eigenspannungen $\sigma_e = \pm R_e/2$ (R_e = Streckgrenze),
- äußere Kraft F bewirkt $\sigma = +R_e/2$, Eigenspannungen $\sigma_e = \pm R_e/2$,
- äußere Kraft $2F$ bewirkt $\sigma = +R_e$, Eigenspannungen $\sigma_e = 0$

Das aus drei, durch sehr starre Querjoche verbundenen Stäben, bestehende Modell, bei dem der Querschnitt des mittleren Stabes S_1 gleich der Summe der Querschnitte der beiden äußeren Stäbe S_{II} sein soll (**Bild 6-4b**), sei zu Beginn des Versuches spannungslos. Erwärmt man nur den mittleren Stab S_1 ähnlich wie beim Schweißen in einem schmalen Bereich, so dehnt er sich bis ca. $600\text{ }^{\circ}\text{C}$ stetig aus. Die angrenzenden kalten Querschnitte behindern die Wärmedehnung, dabei werden die äußeren Stäbe S_{II} elastisch gegerckt. Im mittleren Stab S_1 entstehen Druck-, in den äußeren Stäben S_{II} Zugspannungen, die aus Gleichgewichtsgründen gleich groß sind. Wird der mittlere Stab S_1 über $600\text{ }^{\circ}\text{C}$ erwärmt, so fällt im Glühbereich die Werkstofffestigkeit sehr stark ab. Die unter Zugspannung stehenden äußeren Stäbe S_{II} stauchen nun die Glühzone des mittleren Stabes S_1 und verkürzen ihn bleibend, während sie sich selbst entspannen.

Bei der nachfolgenden Abkühlung steigt unterhalb von ca. $600\text{ }^{\circ}\text{C}$ die Festigkeit des Werkstoffes im erwärmten Bereich wieder an und der durch die plastische Stauchung verkürzte mittlere Stab S_1 beginnt zu schrumpfen; dadurch werden die äußeren Stäbe S_{II} elastisch gestaucht. Bei Raumtemperatur sind die Zugspannungen im mittleren Stab S_1 und die Druckspannungen in den äußeren Stäben S_{II} im Gleichgewicht (**Bild 6-4c**).

Weil beim Schmelzschweißen das Bauteil durch eine stetig bewegte Wärmequelle punktförmig erhitzt wird, lassen sich die beschriebenen Vorgänge modellhaft auf geschweißte Bauteile übertragen. Insoweit die Spannungen ohne Einwirkung äußerer Kräfte vorhanden sind, werden sie als Eigenspannungen bezeichnet. Verteilung und Größe der Eigenspannungen in einem geschweißten I-Querschnitt zeigt **Bild 6-5**. Im Nahtbereich erreichen die Schweißeigenspannungen in der Regel die Streckgrenze R_e des Grundwerkstoffes!

2. Auswirkungen der Schweißschrumpfung

Die in jedem geschweißten Bauteil vorhandenen Schrumpfkräfte führen zu Schrumpfungen (Verkürzungen), Eigenspannungen und – abhängig von der Form und Steifigkeit des Bauteiles – zu Änderungen der Querschnittsform und des Achsenverlaufes (Verwerfungen und Verzug). Bezogen auf die Schweißnaht unterscheidet man drei Bewegungsrichtungen der Schrumpfung: Längs-, Quer- und Winkelschrumpfung. Obwohl diese drei Schrumpfungen stets gleichzeitig wirken, sind sie im **Bild 6-6** zum besseren Verständnis einzeln dargestellt. Am Beispiel eines geschweißten T-Querschnitts sind im **Bild 6-6** auch einige Anhaltswerte über Einzelgrößen der Schrumpfungen angegeben.

Hinweis: Die durch die örtliche Erwärmung bedingte behinderte Wärmeausdehnung führt bei geschweißten Bauteilen stets zu Schrumpfungen, Eigenspannungen und oft zu beträchtlichen Verformungen.

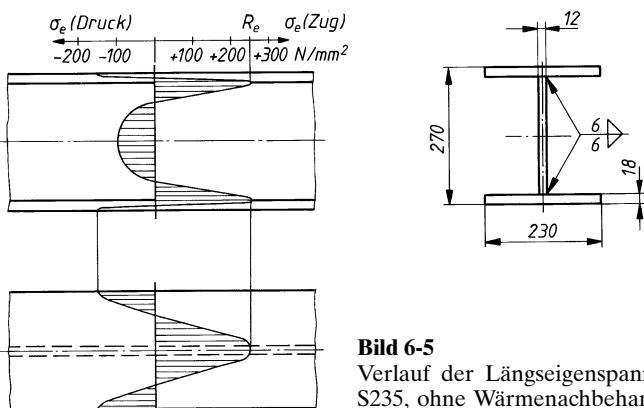
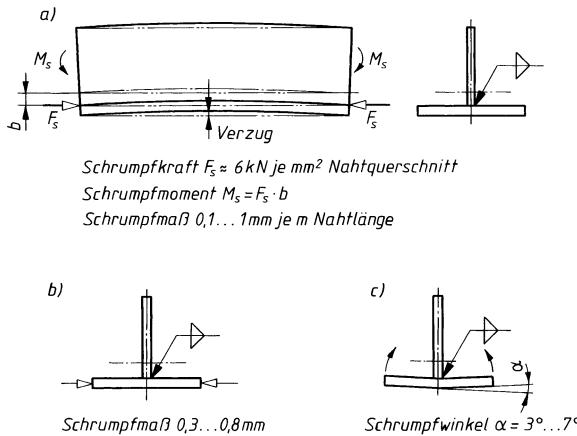


Bild 6-5

Verlauf der Längseigenspannung σ_e in einem I-Querschnitt aus S235, ohne Wärmenachbehandlung (nach Versuchen)

**Bild 6-6**

Auswirkungen der Schweißschrumpfung bei mittleren Querschnitten.

- Längsschrumpfung mit Krümmung,
- Querschrumpfung,
- Winkelschrumpfung

6

3. Zusammenwirken von Eigen- und Lastspannungen

Da die Schweißeigenspannungen allein schon die Streckgrenze des Werkstoffes erreichen (vgl. **Bild 6-5**), soll geklärt werden, welche Sicherheit dem Bauteil bleibt, wenn durch Betriebslasten noch Lastspannungen erzeugt werden. Diese Vorgänge sollen wieder an einem Modell erläutert werden.

Durch die unter 6.1.3-1 beschriebenen Vorgänge beim Erwärmen und Abkühlen seien im Spannungsgitter-Modell (**Bild 6-4a**) im mittleren Stab S_1 Zugeigenspannungen und in den äußeren Stäben S_{II} gleich große Druckeigenspannungen, z. B. in Höhe der halben Streckgrenze $R_e/2$ des Werkstoffes, vorhanden (**Bild 6-4c**). Wird nun durch eine äußere Zugkraft F in den Stäben eine zusätzliche Zugspannung $R_e/2$ aufgebracht, so ergibt sich im mittleren Stab S_1 wegen der bereits vorhandenen Zugeigenspannungen eine Gesamtspannung R_e , während die äußeren Stäbe S_{II} wegen der vorhandenen Druckeigenspannung spannungslos werden (**Bild 6-4d**). Bei weiterer Erhöhung der Last F beginnt der mittlere Stab S_1 zu fließen, weil dort die Streckgrenze R_e erreicht ist, er dehnt sich bleibend und kann keine weiteren Spannungen mehr aufnehmen, die Streckgrenze wirkt wie ein „Sicherheitsventil“. Die äußeren Stäbe S_{II} (halber Modellquerschnitt) müssen nun die weitere Laststeigerung allein tragen und sollen durch die Last $2F$ bis an die Streckgrenze elastisch gedehnt werden (**Bild 6-4e**). Da nun im ganzen Querschnitt eine gleichmäßig verteilte Zugspannung herrscht, müssen die Eigenspannungen vollständig abgebaut worden sein. Die bei der Schweißschrumpfung hervorgerufene und für die Eigenspannungen verantwortliche Längendifferenz zwischen den Stäben S_1 und S_{II} ist durch Fließen des Stabes S_1 beseitigt. Nach der Entlastung sind also keine Eigenspannungen mehr vorhanden.

Der Modellversuch führt zu der Erkenntnis, daß bei gutem Formänderungsvermögen der Bauteile im Nahtbereich die Schweißeigenspannungen durch äußere Lasten teilweise oder vollständig abgebaut werden können. Die Gefahr der Rissbildung und eines vorzeitigen Bruches besteht bei zähen (schweißgeeigneten) Werkstoffen nur, wenn das Formänderungsvermögen durch mehrachsige Spannungszustände, hervorgerufen z. B. durch Schweißeigenspannungen, behindert wird. Die Schweißeigenspannungen sind dann durch Spannungsarmglühen abzubauen (s. 6.2.1-1).

Allgemein gilt für die Schweißbarkeit der Bauteile:

- Bei überwiegend *ruhender Beanspruchung* (z. B. Stahlhochbau) findet bei Verwendung schweißgeeigneter Grund- und Zusatzwerkstoffe (z. B. S235, S355) unter Last ein Spannungsabbau durch örtliches Fließen statt. Die Tragfähigkeit der Bauteile wird durch die Schweißeigenspannungen nicht gemindert.
- Bei *dynamischer Beanspruchung*, z. B. im Maschinen- und Kranbau, haben die Schweißeigenspannungen bei Verwendung schweißgeeigneter Grund- und Zusatzwerkstoffe und bei schweißgerechter Gestaltung nur geringen Einfluss auf die Dauerhaltbarkeit. Nur bei kompliziert gestalteten Bauteilen mit starker Kerbwirkung ist Spannungsarmglühen erforderlich.

Unbedingt zu beachten ist, dass die Maschinenbauwerkstoffe E295, E335 und E360 nicht für das Lichtbogen- und Gasschmelzschweißen vorgesehen sind, da sie zu Sprödbruch und Aufhärtung neigen.

3. Bei *mehrachsig auftretenden Zugeigenspannungen* können, begünstigt durch tiefe Temperaturen und hohe Verformungsgeschwindigkeit, verformungslose Gewaltbrüche, so genannte *Sprödbrüche*, ausgelöst werden, deren Ausbreitung schlagartig erfolgt.

Maßnahmen zur Verringerung der Eigenspannungen und des Verzuges s. unter 6.2.5.

6

6.2 Gestalten und Entwerfen

6.2.1 Schweißbarkeit der Bauteile

Die Schweißbarkeit eines Bauteiles ist nach DIN 8528-1 (Schweißbarkeit metallischer Werkstoffe, Begriffe) gegeben, wenn die erforderliche Belastbarkeit bei ausreichender Sicherheit und Wirtschaftlichkeit gewährleistet ist. Dabei müssen drei Einflussgrößen berücksichtigt werden, von denen jede für sich entscheidend sein kann: der Werkstoff, die Konstruktion und die Fertigung (**Bild 6-7**). Es ist z. B. sinnlos, die Schweißbarkeit durch einen geeigneteren Werkstoff anzuheben und sie gleichzeitig durch eine Konstruktion mit schlechtem Kraftfluss oder durch eine nicht fachgerechte Fertigung wieder zu schwächen. Konstruktion und Fertigung umfassende Empfehlungen zum Schweißen metallischer Werkstoffe bietet DIN EN 1101-1 bis 8. Sie umfasst das Lichtbogen-, Laserstrahl- und Elektronenstrahlschweißen, sowie das Schweißen von plattierten Blechen und Gusseisen. Weitere beispielhafte Schweißverbindungen enthält DIN EN 1708-2.

1. Schweißeignung der Werkstoffe

Die Schweißeignung eines Werkstoffes ist vorhanden, wenn bei der Fertigung aufgrund der werkstoffgegebenen chemischen, metallurgischen und physikalischen Eigenschaften eine den jeweils gestellten Anforderungen entsprechende Schweißung hergestellt werden kann.

Stähle

Die Schweißeignung der Stähle ist im Wesentlichen von deren Kohlenstoffgehalt (Aufhärtung), von der Erschmelzungs- und Vergießungsart (Begleitelemente, Seigerungen) und bei legierten Stählen noch von der Menge der Legierungsbestandteile abhängig.

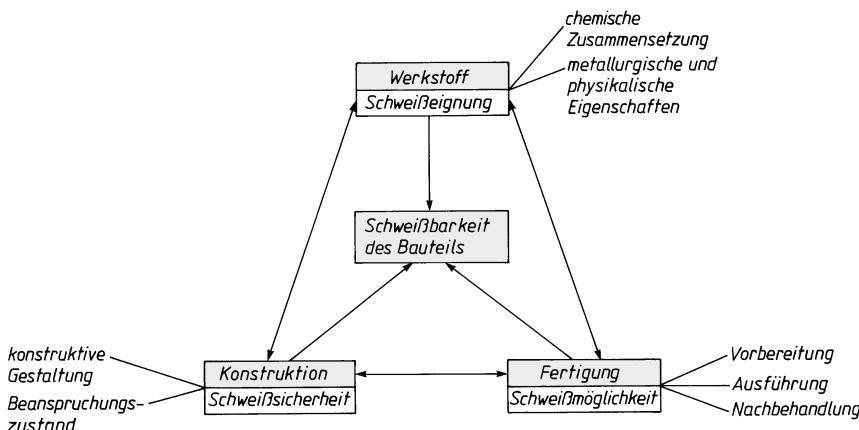


Bild 6-7 Einflussgrößen auf die Schweißbarkeit eines Bauteils

Allgemein gilt: Kohlenstoffarme Stähle ($\leq 0,22\% \text{ C}$) sind gut, kohlenstoffreiche Stähle nur bedingt schweißbar; beruhigt vergossene Stähle (FF) sind den unberuhigt vergossenen (FU) und normal geglühte Stähle (N) den unbehandelten Stahlgüten vorzuziehen.

Bei den un- und niedrig legierten Stählen wird die Schweißeignung hauptsächlich von der Härtungsneigung bestimmt. Durch Vorwärmen des Nahtbereiches kann die Abkühlgeschwindigkeit gesenkt und damit die gefährliche Aufhärtung (Martensitbildung) vermindert werden. *Unlegierte Stähle* sollten bei einem C-Gehalt von 0,2 % bis 0,3 % auf 100 bis 150 °C, von 0,3 % bis 0,45 % auf 150 bis 275 °C und von 0,45 % bis 0,8 % auf 275 bis 425 °C vorgewärmt werden.

Bei *niedrig legierten Stählen* kann zur Beurteilung der Härtungsneigung das Kohlenstoffäquivalent herangezogen werden:

$$\text{CEV} (\%) = \% \text{ C} + \frac{\% \text{ Mn}}{6} + \frac{\% \text{ Cu} + \% \text{ Ni}}{15} + \frac{\% \text{ Cr} + \% \text{ Mo} + \% \text{ V}}{5}$$

Für die Schweißbedingungen gilt dann:

CEV bis 0,45 %: Gute Schweißeignung, Vorwärmen erst bei Bauteildicken über 30 mm

CEV = 0,45 % bis 0,6 %: Bedingte Schweißeignung, Vorwärmen auf 100 bis 200 °C

CEV über 0,6 %: Nicht gewährleistete Schweißeignung, Vorwärmen auf 200 bis 350 °C

(Höhere Vorwärmtemperaturen für große Bauteildicken)

Spannungsglühungen geschweißter Bauteile wird erforderlich bei großen Bauteildicken, mehrachsigen Spannungszuständen (Sprödbruchgefahr) und wenn bei nachfolgender spanender Bearbeitung Verzug vermieden werden soll. Beim Glühvorgang wird die Streckgrenze des Werkstoffes herabgesetzt und die elastischen Eigenspannungen durch plastische Verformung beseitigt. Un- und niedrig legierte Stähle werden auf ca. 560 °C erwärmt. Die Haltezeit soll je mm Wanddicke 2 Minuten, mindestens aber eine halbe Stunde betragen.

Unlegierte Baustähle (DIN EN 10025-2, s. **TB 1-1a**) werden normalisierend gewalzt (+N), thermomechanisch gewalzt (+M) oder „wie gewalzt“ (+AR) eingesetzt. Es sind acht Sorten festgelegt, die sich in ihren mechanischen Eigenschaften unterscheiden. Sie sind nicht für eine Wärmebehandlung vorgesehen. Die Sorten S 235 und S 275 sind in den Gütegruppen JR, J0 und J2, die Sorte S 355 in den Gütegruppen JR, J0, J2 und K2 und die neue Sorte S 460 in der Gütegruppe J0 lieferbar. Die Schweißeignung verbessert sich bei jeder Sorte von der Gütegruppe JR bis zur Gütegruppe K2. Die zunehmende Sprödbruchsicherheit ist gekennzeichnet durch eine zunehmende gewährleistete Kerbschlagarbeit, verbunden mit einer abnehmenden Übergangstemperatur.

Für die Stähle ohne Gütegruppe S185, E295, E335 und E360 werden keine Angaben zur Schweißeignung gemacht und auch keine Kerbschlagarbeit gewährleistet. Aus ihnen hergestellte Erzeugnisse dürfen nicht mit CE gekennzeichnet werden. Durch nichtmetallische Einschlüsse (Sulfite, Oxide), die beim Walzen schichtweise und parallel zur Oberfläche entstehen können, kann sich die Beanspruchbarkeit in Dickenrichtung verringern und zu einem Bruch mit typisch terrassen- oder lamellenförmigem Aussehen führen. Zu dessen Vermeidung werden in den DAS-Richtlinien 014 und 009 sowie in DIN EN 1993-1-1 werkstoffbezogene, konstruktive und fertigungstechnische Maßnahmen genannt, die bei der Auslegung zu beachten sind.

Schweißgeeignete *Feinkornbaustähle* (DIN EN 10025-3, -4 und -6; s. **TB 1-1b**) werden in normal geglühtem (normalisierend gewalztem), thermomechanisch gewalztem und in flüssigkeitsvergütetem Zustand im Druckbehälter- und Stahlbau eingesetzt. Sie sind zum Schweißen nach allen üblichen Verfahren geeignet. Voraussetzung für gute Zähigkeit und Rissfreiheit der Verbindung ist beim Schweißen mit umhüllten Stabelektroden und beim UP-Schweißen die Verwendung basischer Zusatz- und Hilfsstoffe. Vorwärmen zwischen 100 und 200 °C ist vielfach angebracht.

Wegen der Gefahr der Kaltrissneigung muss besonders bei vergüteten Feinkornstählen der Wasserstoffgehalt auf kleinste Werte begrenzt werden. Das Wasserstoffarmglühen nach dem Schweißen gilt bei diesen Stählen als Standardwärmebehandlung.

Ausführliche Richtlinien für die schweißtechnische Verarbeitung von Feinkornbaustählen enthält das Stahl-Eisen-Werkstoffblatt 088 (SEW 088). Auf Anforderung liefert der Hersteller Angaben über geeignete Schweißbedingungen, die auf der Grundlage von Schweißverfahrensprüfungen beruhen.

Die **Vergütungsstähle** (DIN EN 10083-2 u. -3, s. **TB 1-1c**) sind alle für Abbrennstumpfschweißen, die Stähle C22, 25CrMo4 und 28Mn6 auch für Schmelz- und Widerstandspunktschweißen geeignet. Wegen des höheren C-Gehaltes ($\leq 0,6\%$) sind beim Schweißen der übrigen Stähle besondere Maßnahmen erforderlich (Vorwärmnen, artfremder Zusatzwerkstoff).

Die **Einsatzstähle** (DIN EN 10084, s. **TB 1-1d**) sind vor dem Aufkohlen alle zum Schmelzschweißen und Abbrennstumpfschweißen geeignet, jedoch erfordern die höher legierten Stähle wie z. B. 16MnCr5, 20MnCr5 und 17CrNi 6-6 Vorwärmnen und Sonderverfahren.

Hoch legierte Stähle werden als nichtrostende, warmfeste, hitzebeständige und kaltzähe Werkstoffe eingesetzt (vgl. **TB 1-1i** bzw. **TB 6-15b**). Sie sollen mit möglichst geringer Wärmezufuhr geschweißt werden. Für die schweißtechnische Verarbeitung teilt man sie nach ihrer Gefügeausbildung in ferritische, martensitische und austenitische Stähle ein.

Die **ferritischen** Chromstähle (z. B. X6Cr17) sind grundsätzlich schweißgeeignet (Probleme: Chromstahlversprödung und Kornwachstum). Bei nicht stabilisierten Stählen (ohne Ti oder Nb) langsames Abkühlen oder kurzzeitiges Diffusionsglühen erforderlich.

Die **martensitischen** Stähle (z. B. X20Cr13) sind Lufthärter und daher nur bedingt schweißgeeignet. Diese Stähle werden meist zwischen 300 und 400 °C vorgewärmt und nach dem Schweißen ohne Zwischenabkühlung bei 650 bis 750 °C anlassgeglüht.

Die **austenitischen** Stähle (z. B. X5CrNi18-10) sind grundsätzlich schweißgeeignet (Probleme: Warmrissigkeit und interkristalline Korrosion). Bei stabilisierten Stählen (mit Ti oder Nb) mit weniger als 0,07 % C und üblicher Korrosionsbeanspruchung ist keine Wärmenachbehandlung erforderlich.

Schwefelhaltige Automatenstähle (z. B. X8CrNiS18-9) sollen wegen erhöhter Warmrissgefahr nicht geschweißt werden.

Als Schweißverfahren eignen sich WIG, MIG, E und UP.

Eisen-Kohlenstoff-Gusswerkstoffe

Je nach Anwendungsfall wird zwischen *Fertigungsschweißung* (z. B. zur Beseitigung von Gießfehlern), *Instandsetzungsschweißung* (Reparaturschweißung) und *Konstruktionsschweißung* unterschieden. Die Konstruktionsschweißung bietet die Möglichkeit, große und komplizierte Werkstücke in mehrere einfacher zu fertigende Gussteile aufzulösen (Guss-Schweißkonstruktion) oder Gussteile mit Schmiedestücken bzw. Walzprofilen (Guss-Verbund-Schweißkonstruktion) zu verbinden und dadurch die Fertigungskosten zu senken.

Stahlguss für allgemeine Anwendungen (DIN EN 10293, **TB 1-2g**) umfasst unlegierte, niedrig- und hochlegierte (rostbeständige) Sorten, so z. B. GE 200, G 17 Mn 5 und GX CrNi 16-4, normalgeglüht oder vergütet. Gussstücke aus unlegiertem Stahl mit mehr als 0,25 % C, sowie legierter nichtaustenitischer Stahlguss müssen vor dem Schweißen meist bis auf 350 °C vorgewärmt und wärmenachbehandelt werden, sofern nicht Vergüten oder Normalglühen erforderlich ist.

Zum Schweißen von nichtrostendem Stahlguss (SEW 410), hochfestem Stahlguss (SEW 520) und Stahlguss für Druckbehälter (DIN EN 10213-1) zur Verwendung bei Raumtemperatur und erhöhten Temperaturen (DIN EN 10213-2), bei tiefen Temperaturen (DIN EN 10213-3) und aus austenitischen und austenitisch-ferritischen Stahlsorten (DIN EN 10213-4) gelten die gleichen Richtlinien wie für das Schweißen von Walz- und Schmiedestählen entsprechender Zusammensetzung.

DIN EN 10213-1 und DIN EN 10293 enthalten Bedingungen für Vorwärmnen, Zwischenlagen und Spannungsarmglühen. So beträgt z. B. für die Sorte G17CrMo5-5 die Vorwärmtemperatur 150 bis 250 °C, die Zwischenlagentemperatur max. 350 °C, und die Wärmebehandlung soll bei mindestens 650 °C erfolgen.

Beim *entkohlend geäglühten (weißen) Temperguss* (GJMW, DIN EN 1562, s. **TB 1-2e**) ermöglicht die Sorte EN-GJMW-360-12 bei Wanddicken bis 8 mm Fertigungs- und Konstruktionsschweißungen nach allen Schweißverfahren ohne Nachbehandlung.

Bei *nicht entkohlend geglühtem (schwarzen) Temperguss* (GJMB) sind, wie bei den übrigen GJMW-Sorten, Konstruktionsschweißungen bei niedriger Beanspruchung und Fertigungsschweißungen möglich, wenn die geschweißten Teile nachträglich geglüht werden. Bei allen Tempergusssorten lassen sich, wirtschaftlich vertretbar bei Wanddicken unter 8 mm, durch intensiv entkohlende Glühung die Voraussetzungen für Konstruktionsschweißung herstellen.

Gusseisen mit Lamellengraphit (GJL, DIN EN 1561, s. **TB 1-2a**) und *Gusseisen mit Kugelgraphit* (GJS, DIN EN 1563, s. **TB 1-2b**) werden bei hoher bzw. dynamischer Beanspruchung mit artgleichem Zusatzwerkstoff unter gleichzeitigem Vorwärmern und nachträglicher Wärmebehandlung (Warmschweißen, Gütekasse A), bei geringeren Anforderungen mit artfremdem Zusatzwerkstoff ohne Wärmebehandlung (Kalschweißen, Gütekasse B) geschweißt.

Für das Schmelzschweißen der Gusswerkstoffe sind folgende Verfahren geeignet: G (nur für Warmschweißen), E, MIG und WIG. Für Gusseisen und Temperguss werden dabei überwiegend Zusatzwerkstoffe nach DIN 8573 verwendet, z. B. FeC-G zu artgleichem oder Ni zu artfremdem Schweißen. Die Hinweise der Merkblätter DVS 0602 und DVS 0603 sind zu beachten.

Die überlieferten Vorbehalte gegen das Schweißen von Gusswerkstoffen sind durch die moderne Schweißtechnologie hinfällig geworden!

Nichteisenmetalle

Aluminium und dessen Legierungen (s. **TB 1-3b**) sind unter Schutzgas (WIG und MIG) meist gut schweißbar. In der Wärmeinflusszone verlieren die nicht aushärtbaren Knetlegierungen (AlMg, AlMn, AlMgMn) ihre durch Kaltverfestigung erzielte hohe Festigkeit bis auf die Werte des Zustandes „weich“, aushärtbare Legierungen (AlMgSi, AlZnMg) können die ursprüngliche Festigkeit durch erneute Wärmebehandlung wieder erreichen. Ein günstiges Verhalten zeigt die Legierung ENAW-AlZn4,5Mg1, sie härtet nach dem Schweißen in der Wärmeinflusszone selbsttätig wieder aus, ist aber kerbempfindlich und alterungsanfällig. Zum Schmelzschweißen nicht geeignet sind Legierungen, die Kupfer, Blei oder Wismut enthalten, sowie Druckgussteile. Weitere Hinweise s. Merkblatt DVS 1608.

Bei *Kupferlegierungen* ist die Beurteilung der Schweißeignung wegen vieler oft schwer erfassbarer Einflüsse schwierig. Probleme bereiten oft niedrigsiedende Bestandteile (Zinkausdampfung), Gefahr von Warmrissen und Porenbildung, erhöhte Deckschichtbildung (Al) u. a. Gut geeignet für das Schmelzschweißen mit Schutzgasverfahren sind Kupfer-Zinn-Legierungen (Zinnbronzen), Kupfer-Nickel-Legierungen (z. B. CuNi10Fe1Mn) und Kupfer-Aluminium-Legierungen (Aluminiumbronze, z. B. CuAl10Ni3Fe2-C). Wenn keine ausreichenden Erfahrungen vorliegen, sind Probeschweißungen zu empfehlen. Bleihaltige Automatenlegierungen werden nicht geschweißt.

Unterschiedliche Metalle

Wirtschaftliche Verbundkonstruktionen erfordern oft das Verbindungsschweißen unterschiedlicher Bauteilwerkstoffe und ermöglichen so die optimale Nutzung der jeweiligen Werkstoffeigenschaften. Von besonderem Einfluss auf die Schweißeignung ist die Möglichkeit der Legierungsbildung zwischen den beteiligten Werkstoffen, weiterhin deren thermische Ausdehnungskoeffizienten, die Warmrissneigung der Grund- und Zusatzwerkstoffe und das verwendete Schweißverfahren. Viele Metallkombinationen, die auch mit Hilfe geeigneter Schmelzschweißverfahren wie z. B. Lichtbogen- und Elektronenstrahlschweißen, nicht oder nur bedingt schweißbar sind, lassen sich durch Pressschweißen herstellen. Besonders bewährte Verfahren sind das Reibschweißen (FR), das Ultraschallschweißen (US), das Diffusionsschweißen (D) und das Widerstands-Punktschweißen (RP), **Bild 6-2b**.

Innerhalb der eigenen Werkstoffgruppe lassen sich bei Stählen, Kupfer-, Aluminium- und Magnesium-Legierungen in fast jeder Sortenkombination brauchbare Verbindungen durch Schmelzschweißen herstellen. Liegen über die Schweißeignung der zu verbindenden Metalle keine Erfahrungen vor, so helfen oft die Fachliteratur bzw. die Angaben der Werkstofflieferanten oder eigene Versuche weiter. In schwierigen Fällen kann auch ein anderes Fügeverfahren, wie z. B. Kleben oder Löten, zu brauchbaren Ergebnissen führen.

Thermoplastische Kunststoffe

Nur die Thermoplaste sind mit oder ohne Zusatz von artgleichem Kunststoff schweißbar. Anwendungsbeispiele sind der chemische Apparatebau und der Rohrleitungsbau (Merkblätter DVS 2205, 2207 u. 2208). Dort werden überwiegend Halbzeuge aus Polyvinylchlorid (PVC hart), Polyethylen (PE hart) und Polypropylen (PP) durch Warmgas- oder Heizelementschweißen verarbeitet.

2. Konstruktionsbedingte Schweißsicherheit

Die Schweißsicherheit einer Konstruktion ist vorhanden, wenn mit dem verwendeten Werkstoff das Bauteil aufgrund seiner konstruktiven Gestaltung unter den vorgesehenen Betriebsbedingungen funktionsfähig bleibt. Sie wird überwiegend von der *konstruktiven Gestaltung* (z. B. Kraftflussverlauf, s. 6.2.5) und vom *Beanspruchungszustand* (z. B. Art und Größe der Spannungen, s. 6.1.3 und 6.3.1) beeinflusst.

3. Fertigungsbedingte Schweißsicherheit (Schweißmöglichkeit)

Die Schweißmöglichkeit in einer schweißtechnischen Fertigung ist vorhanden, wenn die an einer Konstruktion vorgesehenen Schweißungen unter den gewählten Fertigungsbedingungen fachgerecht hergestellt werden können. Sie wird überwiegend von der *Schweißvorbereitung* (z. B. Stoßarten, Vorwärmung), der *Ausführung* der Schweißarbeiten (z. B. Schweißfolge) und der *Nachbehandlung* (z. B. Glühen) beeinflusst.

4. Schweißzusatzwerkstoffe

Die Zusatzwerkstoffe müssen auf die Grundwerkstoffe, das Schweißverfahren und die Fertigungsbedingungen abgestimmt sein. Während beim Schweißen von unlegierten Stählen und Gusseisen die verlangte Festigkeit oft auch mit Zusatzwerkstoffen erreichbar ist, deren Zusammensetzung wesentlich vom Grundwerkstoff abweicht, muss bei korrosionsbeanspruchten Schweißteilen (meist aus nicht rostendem Stahl oder Al-Legierungen) der Grundsatz der *artgleichen Schweißung* eingehalten werden.

Gasschweißstäbe für un- und niedrig legierte Stähle (DIN EN 12536) sind nach ihrer chemischen Zusammensetzung und der gewährleisteten Kerbschlagarbeit in sechs Klassen (O I bis O VI) eingeteilt. Den allgemeinen Baustählen, Rohrstählen und Kesselblechen sind geeignete Schweißstabklassen zugeordnet.

Umhüllte Stabelektronen für unlegierte Stähle und Feinkornstähle (DIN EN ISO 2560) werden in der Praxis nach der chemischen Charakteristik der Umhüllung, der Festigkeit des Schweißguts, dem Anwendungsgebiet und der Umhüllungsdicke eingeteilt.

Die am meisten verwendete Elektrode ist rutilumhüllt (Typ R). Sie ist bei guten bis sehr guten mechanischen Eigenschaften in allen Lagen gut verschweißbar und neigt wenig zu Warmrissen. Die basischumhüllte Elektrode (Typ B) wird wegen der hervorragenden Verformbarkeit des Schweißgutes für dicke Bauteile und starre Konstruktionen benutzt. Sie ist sehr gut für schweißempfindliche Stähle geeignet. Sauer- und zelluloseumhüllte Elektroden (Typ A und C) sind von geringer Bedeutung. Dünn umhüllte Elektroden eignen sich nur für Schweißteile mit geringer ruhender Beanspruchung und für Dünnblechschweißungen, mitteldick umhüllte ergeben gute Zähigkeitswerte, während dick umhüllte Elektroden die besten Eigenschaften aufweisen.

Einzelheiten über Zusatzwerkstoffe für Gusseisen und Temperedguss (DIN EN ISO 1071), wärmefeste Stähle (DIN EN ISO 3580, DIN EN ISO 21952), nichtrostende und hitzebeständige Stähle (DIN EN 1600), Aluminium- und Aluminiumlegierungen (DIN EN ISO 18273) sowie Kupfer- und Kupferlegierungen (DIN EN 14640) s. in () angeführte Normblätter.

Bezeichnungsbeispiele:

ISO 2560-A-E 38 2 RB 12: Umhüllte Stabelektrone mit garantierter Streckgrenze und Kerbschlagzähigkeit (A, E), Streckgrenze des Schweißgutes $R_e = 380 \text{ N/mm}^2$ (38), Kerbschlagzähigkeit 47 J bei -20°C (2), rutil-basisch-umhüllt (RB), Ausbringung > 105 % (1), alle Schweißpositionen außer Fallnaht (2)

6.2.2 Stoß- und Nahtarten

1. Begriffe

Der *Schweißstoß* ist der Bereich, in dem die Teile durch Schweißen miteinander vereinigt werden. Nach der konstruktiven Anordnung der Teile zueinander (Verlängerung, Verstärkung, Abzweigung) lassen sich die im **Bild 6-10** zusammengefassten Stoßarten unterscheiden.

Die *Schweißnaht* vereinigt die Teile am Schweißstoß. Die Nahtart hängt im Wesentlichen von der Stoßart, der Nahtvorbereitung (z. B. Fugenform), dem Werkstoff und dem Schweißverfahren ab. Die Naht muß am Schweißstoß so vorbereitet werden (Fuge, Spalt), dass z. B. bei Stumpfnähten ein gutes Aufschmelzen der Blechkanten, ein gutes Durchschweißen der Wurzel und ein vollkommenes Füllen des Nahtquerschnitts möglich ist. Ausführliche Richtlinien zur Wahl der Fugenform in Abhängigkeit von der Werkstoffart, der Werkstückdicke und vom Schweißverfahren sind in den Normen enthalten (z. B. DIN EN ISO 9692-1, s. **Bild 6-11**). Die Fugenform für eine HY-(halbe Y)-Naht mit Badsicherung (z. B. Unterlage) zeigt **Bild 6-8**.

Die Schweißnähte werden durch einzelne Raupen in einer Schweißlage oder in mehreren Schweißlagen aufgebaut. Der Nahtaufbau und die Lagenfolge für eine Y-Naht mit Gegenlage geht aus **Bild 6-9** hervor. Je nachdem, ob die Nähte in ihrer Länge ganz oder nur teilweise geschweißt sind, unterscheidet man *nicht unterbrochene* und *unterbrochene* Nähte (Nahtverlauf).

6

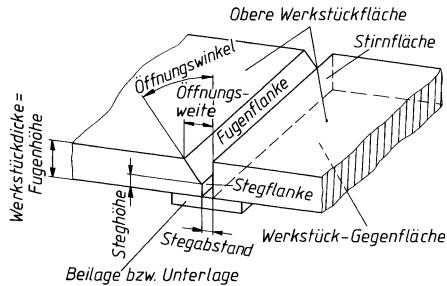


Bild 6-8 Nahtvorbereitung für HY-Naht. Fugenform und Begriffe. Badsicherung bleibt nach dem Schweißen am Schweißteil (Beilage) oder wird entfernt (Unterlage)

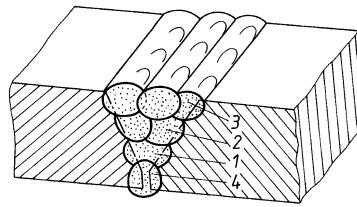


Bild 6-9 Nahtaufbau und Lagenfolge für Y-Naht mit Gegenlage. Mittel- und Decklage aus mehreren Raupen. Die Zahlen geben auch die Lagenfolge an.

1 Wurzellage, 2 Mittellage, 3 Decklage,
4 Gegenlage

2. Stumpfnaht

Bei der Stumpfnaht stoßen die Bauteile stumpf gegeneinander und bilden einen *Stumpfstoß* mit Schweißfuge. Wenn es die Anordnung der Bauteile zuläßt, soll die Stumpfnaht gegenüber der Kehlnaht möglichst bevorzugt werden. Die Stumpfnaht ist bei gleicher Dicke festigkeitsmäßig besser als die Kehlnaht, besonders bei dynamischer Belastung (glatter, ungestörter Kraftfluss, geringere Kerbwirkung). Außerdem ist sie beispielsweise durch Röntgenstrahlen oder Ultraschallwellen leichter und sicherer zu prüfen.

Als nachteilig muss die teurere Herstellung mancher Fugenformen genannt werden.

In **Bild 6-11** sind die wichtigsten Stumpfnahtformen, deren Anwendung und Vorbereitung für Bauteile aus Stahl aufgeführt.

Aus Kostengründen werden bei dickeren Blechen auch nicht durchgeschweißte Stumpfnähte ausgeführt, s. **Bild 6-12**. Bei der Doppel-I-Naht (**Bild 6-12c**) wird die rechnerische Nahtdicke a durch eine Verfahrensprüfung festgelegt. Die Spaltbreite b ist verfahrensabhängig, z. B. $b = 0$ bei UP-Schweißung.

Stoßart	Anordnung der Teile ¹⁾	Erläuterung der Stoßart	Geeignete Nahtformen (Symbole) Hinweise
Stumpfstoß		Die Teile liegen in einer Ebene. Sie stoßen stumpf gegeneinander.	八字形 V X Y Y Ungestörter Kraftfluss (bevorzugt anwenden)
Parallelstoß		Die Teile liegen parallel aufeinander.	△ ▷ □ Häufig bei Gurtplatten von Biegeträgern.
Überlappstoß		Die Teile liegen parallel aufeinander. Sie überlappen sich.	△ ▷ Häufig als Stabanschluss im Stahlbau.
T-Stoß		Die Teile stoßen rechtwinklig (T-förmig) aufeinander.	△ ▷ K Bei Querzugbeanspruchung Maßnahmen erforderlich. ²⁾
Doppel-T-Stoß (Kreuzstoß)		Zwei in einer Ebene liegende Teile stoßen rechtwinklig auf ein dazwischenliegendes drittes.	△ ▷ K Bei Querzugbeanspruchung Maßnahmen erforderlich. ²⁾
Schrägstoß		Ein Teil stößt schräg gegen ein anderes.	△ Kehlwinkel $\geq 60^\circ$. Bei Querzugbeanspruchung Maßnahmen erforderlich. ²⁾
Eckstoß		Zwei Teile stoßen unter beliebigem Winkel aneinander (Ecke).	△ Weniger belastbar als T-Stoß.
Mehrfachstoß		Drei oder mehr Teile stoßen unter beliebigem Winkel aneinander.	Erfassen aller Teile schwierig. Für höhere Beanspruchung ungeeignet.
Kreuzungsstoß		Zwei Teile liegen kreuzend übereinander.	△ Vereinzelt im Stahlbau.

¹⁾ ○ mögliche Lage der Schweißnaht.

²⁾ Im Querblech Gefahr durch Brüche parallel zur Oberfläche durch Doppelungen oder durch schlechtes Formänderungsvermögen in Dickenrichtung infolge nichtmetallischer Einschlüsse (Terrassenbrüche). Abhilfemaßnahmen: Ultraschallprüfung im Anschlussbereich, Querzugbeanspruchung konstruktiv vermeiden, Vergrößerung der Schweißanschlussfläche, Werkstoffe mit verbesserten Querzeigenschaften verwenden (Z-Güten nach DIN EN 10164, Symbol für Mindestbruchbeanschnürung senkrecht zur Oberfläche von z. B. 15%: + Z15)

Bild 6-10 Stoßarten

Art der Schweißnahtvorbereitung	Schnitt	Darstellung	Werkstückdickе t mm	Ausführung	Symbol (nach ISO 2553)	Kennzahl-Nr.	Winkel α, β Grad	Spalt b mm	Stieghöhe c mm	Empfohlener Schweißprozess ¹⁾	Bemerkungen
Kantenbördeln			≤ 2	einseitig		1.1	-	-	-	3; 111; 141; 512	Meist ohne Zusatz-Werkstoff
I-Fuge			≤ 4	einseitig		1.2.1	$\approx t$	$\approx t$	$\approx t$	3; 111; 141	Mit Schweißbadsicherung
			3 bis 8			1.2.2	$6 \text{ bis } 8$	-	-	13	
			≤ 15			$\approx t$	≤ 1	≤ 1	0	141	
						≤ 0	52			52	
V-Fuge			$3 \text{ bis } 10$	einseitig		1.3	$40^\circ \text{ bis } 60^\circ$	≤ 4	≤ 2	3; 111; 13; 141	gegebenenfalls mit Schweißbadsicherung
			8 bis 12				$6^\circ \text{ bis } 8^\circ$	-		52	
Y-Fuge			5 bis 40	einseitig		1.5	$\alpha \approx 60^\circ$	1 bis 4	2 bis 4	111; 13; 141	-
Y-Fuge			> 10	beidseitig		2.3	$\alpha = 60^\circ$ $\alpha = 40^\circ \text{ bis } 60^\circ$	1 bis 3	2 bis 4	111; 141	Auch für kleinere Werkstückdicken und Prozess 3 möglich
U-Fuge			> 12	einseitig		1.8	$\beta = 8^\circ \text{ bis } 12^\circ$	≤ 4	≤ 3	111; 13; 141	
Doppel-V-Fuge			> 10	beidseitig		2.5.1	$\alpha \approx 60^\circ$ $\alpha = 40^\circ \text{ bis } 60^\circ$	1 bis 3	≤ 2	111; 141	$h \approx \frac{t}{2}$
Doppel-HV-Fuge			> 10	beidseitig		2.9.1	$\beta = 35^\circ \text{ bis } 60^\circ$	1 bis 4	≤ 2	111; 13; 141	
I-Fuge mit Schweißbadsicherung			≤ 100	einseitig		1.2.3	-	-	-	51	-
Stirnfläche rechtwinklig			$t_1 > 2$	einseitig		3.1.1	$\alpha = 70^\circ \text{ bis } 100^\circ$	≤ 2	-	3; 111; 13; 141	Symbol \triangle nur für $\alpha = 90^\circ$ anwendbar

¹⁾ Schweißprozesse: (3) Gasschmelzschweißen, (111) Lichtbogenhandschweißen, (13) Metall-Schutzgassschweißen, (135) MAG-Schweißen, (141) WIG-Schweißen, (51) Elektronenstrahlschweißen, (52) Laserstrahlschweißen, (512) Elektronenstrahlschweißen in Atmosphäre

Bezeichnungsbeispiel einer Schweißnahtvorbereitung der Kennzahlnummer 1.3:
Schweißnahtvorbereitung DIN EN ISO 9692-1-1.3

Bild 6-11 Schweißnahtvorbereitung an Stählen nach DIN EN ISO 9692-1 (Auswahl)

3. Kehlnaht

Bei der Kehlnaht liegen die Teile in zwei Ebenen rechtwinklig zueinander (z. B. T-, Überlapp- und Eckstoß) und bilden dadurch eine Kehlfuge zur Aufnahme der Schweißnaht (**Bild 6-13**).

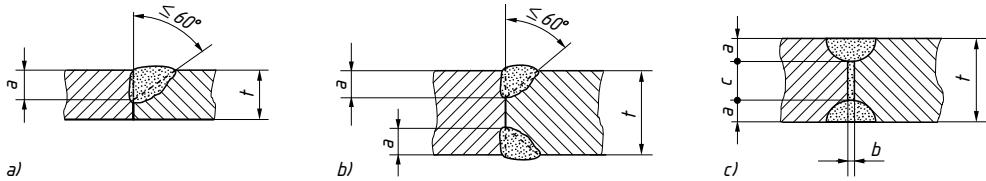


Bild 6-12 Nicht durchgeschweißte Stumpfnähte.

a) HY-Naht, b) DoppelHY-Naht, c) Doppel-I-Naht ohne Nahtvorbereitung (vollmechanische Naht),
a = rechnerische Nahtdicke (DIN EN 22553 benutzt s als Maßbuchstabe)

6

Da sie keiner besonderen Vorbereitung bedarf und leicht herstellbar ist, ist sie die wirtschaftlichste Nahtform. Kehlnähte sind durch die Umlenkung des Kraftflusses und durch die starke Kerbwirkung (unverschweißter Spalt, **Bild 6-13g** und **h**), besonders bei dynamischer Belastung, festigkeitsmäßig ungünstiger als Stumpfnähte.

Zur Anwendung kommen folgende Nahtformen:

Flachnaht (Bild 6-13a) mit wirtschaftlichem Nahtquerschnitt, fast ausschließlich angewandt, günstig für ruhende und dynamische Belastung.

Hohlnaht (Bild 6-13b) für dynamisch belastete Bauteile (guter Einbrand, sanfter Nahtübergang, besserer Kraftfluss) nur in Wannenlage schweißbar.

Wölbnah (Bild 6-13c) wird am Eckstoß ausgeführt, leicht herstellbar, aber Nahtquerschnitt und Kraftfluss ungünstig.

Spitzwinklige Naht am Schrägstoß (Bild 6-13d) mit Kehlwinkel größer als 60° , kleinerer Kehlwinkel nur zulässig, wenn sichere Wurzelerfassung nachgewiesen wird, häufig bei Rohrknoten von Fachwerken.

Ungleichschenklig Naht (Bild 6-13e) mit allmählicher Kraftflussumlenkung bei Stirnkehlnaht am Gurtplattenende bzw. Muffennaht.

Nach der Anordnung unterscheidet man einseitige Kehlnaht (**Bild 6-13g**), Doppelkehlnaht (**Bild 6-13h**), Ecknaht, Stirn- und Flankenkehlnaht (**Bild 6-40d**) beim Stab- und Laschenanschluss und die Halsnaht (**Bild 6-39a**) beim Biegeträger. Die einseitige Kehlnaht ist nur anzu-

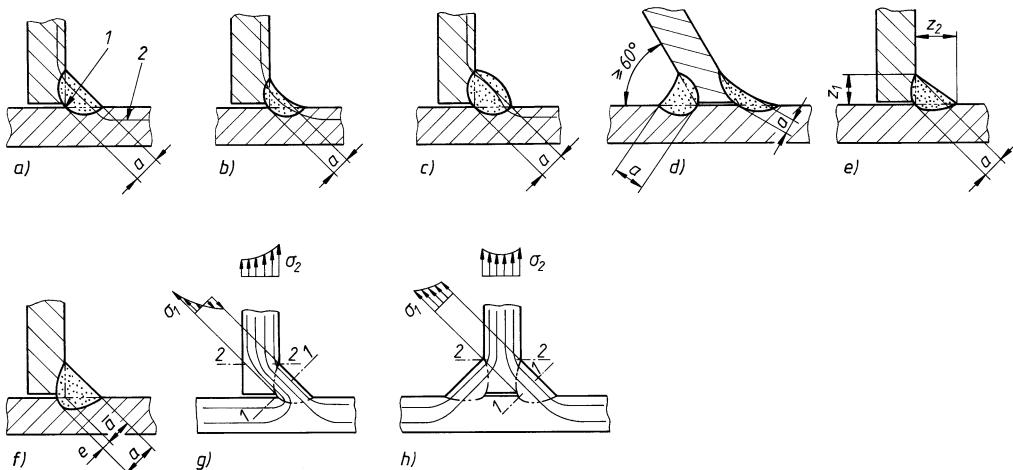


Bild 6-13 Kehlnähte.

a) Flachnaht (1 theoretischer Wurzelpunkt, 2 Kraftlinie, a Nahtdicke), b) Hohlnaht, c) Wölbnah, d) Nahtdicke a am Schrägstoß, e) Nahtdicke a bei ungleichschenklicher Kehlnaht:

$a = 0,5 \cdot \sqrt{2} \cdot z_1 (z_1 < z_2)$, f) Kehlnaht mit tiefem Einbrand: $a = \bar{a} + e$, g) und h) Spannungsverteilung und Kraftfluss in einseitiger Kehlnaht bzw. Doppelkehlnaht

wenden, wenn die Doppelkehlnaht wegen Unzugänglichkeit nicht ausgeführt werden kann oder die Beanspruchung niedrig liegt. Kehlnähte können mit der Magnetpulver- oder der Farbeindringprüfung auf Risse untersucht werden. Die Durchstrahlungs- und Ultraschallprüfung ist nur bedingt anwendbar (unverschweißter Spalt).

Empfehlungen für die Nahtabmessungen s. 6.3.1-4.1.

4. Sonstige Nähte

Als solche werden Nahtformen bezeichnet, die weder der Stumpfnaht noch der Kehlnaht zugeordnet werden können (z. B. Punktnaht) oder Kombinationen aus beiden sind (z. B. HV-Naht mit Kehlnaht).

Im Stahlbau werden die durch- oder gegengeschweißten Nähte nach **Bild 6-14a** und **b** am T- und Schrägstoß eingesetzt, um gegenüber Kehlnähten eine Verbesserung der Tragfähigkeit bzw. eine Verringerung des Nahtquerschnittes zu erzielen. Die außen liegenden Kehl- bzw. Doppelkehlnähte werden mit ihrer Nahtdicke für die Festigkeitsberechnung nicht berücksichtigt.

Nicht durchgeschweißte Nähte (**Bild 6-14c** und **d**) weisen wegen des unverschweißten Spaltes eine hohe Kerbwirkung auf und sind statisch und vor allem dynamisch weniger belastbar.

Die HY-Naht mit Kehlnaht („versenkte Kehlnaht“, **Bild 6-14c**) ist gegenüber der Kehlnaht wesentlich wirtschaftlicher, da bei gleicher rechnerischer Nahtdicke nur das halbe Schweißvolumen erforderlich ist.

Wegen der rechnerischen Nahtdicke s. 6.3.1-4.1.

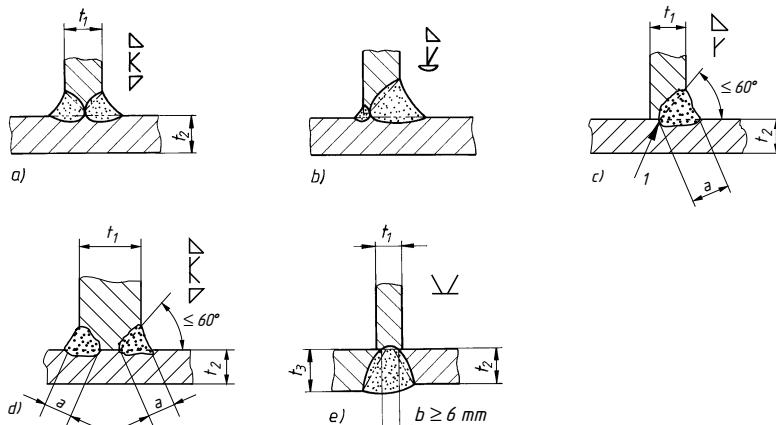


Bild 6-14 Sonstige (zusammengesetzte) Nähte.

- a) D(oppel)HV-Naht (DHV) mit Doppelkehlnaht (K-Naht),
- b) HV-Naht mit Kehlnaht, Kapplage gegengeschweißt,
- c) HY-Naht mit Kehlnaht (1 theoretischer Wurzelpunkt, a = rechnerische Nahtdicke),
- d) D(oppel)HY-Naht (K-Stegnaht) mit Doppelkehlnaht,
- e) Dreiblechnaht, Steilflankennaht

5. Fugenvorbereitung

Die Herstellung der geraden Schweißfugen für V-, HV-, Y- und X-Nähte erfolgt bis zu Blechdicken von ca. 20 mm am wirtschaftlichsten mit Scheren und tragbaren Elektro- oder Druckluftwerkzeugen (Schweißkantenformer). Für größere Blechdicken und bei kurvenförmigen Fugen werden fast ausschließlich thermische Trennverfahren eingesetzt. Das Brennen (Fugenbohren) ermöglicht auch die Herstellung von U-Fugenflanken und das Ausarbeiten der Wurzelseite von Schweißnähten.

Fugen mit gekrümmten Flanken, z. B. für U-Nähte, werden häufig durch Fräsen oder Hobeln hergestellt. Die spanende Fugenvorbereitung ist am wirtschaftlichsten bei Dreiteilen oder Werkstücken, bei denen außer der Schweißfuge noch andere Flächen bearbeitet werden müssen.

6.2.3 Gütesicherung

1. Bewertungsgruppen für Schmelzschweißverbindungen an Stahl nach DIN EN ISO 5817

Die Bewertungsgruppen dienen der einheitlichen Bewertung der Nahtqualität in allen Anwendungsbereichen des Lichtbogenschweißens, wie z. B. im Stahlbau, für Druckbehälter und geschweißte Rohrleitungen. Sie schaffen die Voraussetzungen, die Schweißverbindungen als definierte Konstruktionselemente einzusetzen und die gegenseitige Anerkennung von Qualitätsnachweisen durch verschiedene zuständige Stellen zu erreichen.

DIN EN ISO 10042 und DIN EN ISO 13919 enthalten weitere Richtlinien über Bewertungsgruppen für das Schmelz- und Strahlschweißen an Stahl- und Aluminiumwerkstoffen.

Ohne Unterscheidung nach Stumpf- und Kehlnähten werden für die Unregelmäßigkeiten an Schweißverbindungen drei Bewertungsgruppen festgelegt, und zwar niedrig (D), mittel (C) und hoch (B). Die Grenzwerte der Unregelmäßigkeiten (z. B. Poren, Kantenversatz) sind also in der Gruppe D am höchsten, in der Gruppe B am geringsten.

Die Einteilung und Erklärung von Unregelmäßigkeiten erfolgt nach DIN EN ISO 6520-1. Die Grundlage des Benummerungssystems in **TB 6-2** ist die Einteilung der Unregelmäßigkeiten in sechs Gruppen: Risse (1), Hohlräume (2), feste Einschlüsse (3), Bindefehler und ungenügende Durchschweißung (4), Form- und Maßabweichungen (5) und sonstige Unregelmäßigkeiten (6). Ein Riss trägt also z. B. die Ordnungsnummer 100, eine Wurzelkerbe die Ordnungsnummer 5013.

Die Werte der Unregelmäßigkeiten berücksichtigen die übliche Schweißpraxis. Höhere Anforderungen erfordern zusätzliche Maßnahmen wie z. B. Schleifen oder spezielle Schweißprozesse. Bei der Auswahl der Bewertungsgruppen für einen bestimmten Anwendungsfall müssen die konstruktiven Verhältnisse, die Beanspruchungsart (statisch/dynamisch), die Betriebsbedingungen (z. B. Umgebung, Temperatur) und die Folgen eventuellen Versagens beachtet werden, s. auch **Bild 6-15**. Dabei kann eine Bewertungsgruppe für eine gesamte Schweißkonstruktion, eine Schweißgruppe oder ein einzelnes Bauteil angegeben werden. Ein Konstrukteur entscheidet sich z. B. für die Bewertungsgruppe D. Diese lässt jedoch für die Ordnungsnummer 401 (Bindefehler) kurze Unregelmäßigkeiten zu. Er legt deshalb fest: Bewertungsgruppe D – ausgenommen Ordnungsnummer 401, Bindefehler: C. Angabe der Bewertungsgruppe für eine Kehlnaht s. **Bild 6-21**.

2. Allgemeintoleranzen für Schweißkonstruktionen nach DIN EN ISO 13920

Allgemeintoleranzen nach DIN EN ISO 13920 für Längen- und Winkelmaße, sowie für Form und Lage, sind auf werkstattüblichen Genauigkeiten basierende zulässige Abweichungen für Nennmaße, die in den Zeichnungen nicht mit Toleranzangaben versehen sind. Sie gelten für Schweißteile, Schweißgruppen und Schweißkonstruktionen, wenn in Fertigungsunterlagen auf diese Norm verwiesen wird. Die Festlegung von je vier Toleranzklassen (A, B, C und D für Längen- und Winkelmaße; E, F, G und H für Geradheit, Ebenheit und Parallelität) nimmt Rücksicht auf die unterschiedlichen Anforderungen in den verschiedenen Anwendungsbereichen (s. **TB 6-3**). Der Aufwand wächst mit der jeweils höheren Toleranzklasse.

Nach DIN EN ISO 8015 gelten Maß-, Form- und Lagetoleranzen unabhängig voneinander. Bei einer Wahl der Toleranzklasse B für Längen- und Winkelmaße und Toleranzklasse F für Ebenheit, Geradheit und Parallelität ist z. B. in die Zeichnung einzutragen: DIN EN ISO 13920-BF. Obwohl keine allgemeinen Auswahlempfehlungen für Toleranzklassen getroffen werden können, seien Anhaltswerte genannt: B und F für Aufbauten und Drehgestelle von Schienenfahrzeugen, B/C und F für Getriebeteile und Druckbehälter, B/C/D und F/G/H im allgemeinen

Bewertungsgruppe nach DIN EN ISO 5817	Empfehlungen für den Einsatz im ungeregelten Bereich
B (hohe Anforderungen)	<ul style="list-style-type: none"> - schwingend hoch beanspruchte Schweißnähte - volle Ausnutzung der Dauerfestigkeitswerte - Leichtbaukonstruktionen - hoch beanspruchte bewegte Bauteile - z.B. Hebel, Schwingen, Rahmen, Achsen, Wellen, Läufer, Zugstangen
C (mittlere Anforderungen)	<ul style="list-style-type: none"> - bei mittlerer Schwingbeanspruchung - z.B. Ständer, Rahmen, Gehäuse, Kästen, Maschinen-gestelle
D (niedrige Anforderungen)	<ul style="list-style-type: none"> - schwingend niedrig beanspruchte Schweißgruppen - z.B. Einsatz für Schweißteile, die auf Steifigkeit bemessen (überdimensioniert) sind, Gestelle, Ständer, Grundplatten, Regale, Vorrichtungskörper

Bild 6-15 Empfehlungen für den Einsatz von Bewertungsgruppen für Schweißverbindungen bei schwingender Beanspruchung

Maschinenbau. Stets sollte aber geprüft werden, ob der höhere Fertigungsaufwand die Wahl einer engen Toleranz rechtfertigt.

6.2.4 Zeichnerische Darstellung der Schweißnähte nach DIN EN 22553

Schweißnähte sollen unter Beachtung der allgemeinen Zeichenregeln dargestellt werden. Zur Zeichnungvereinfachung wird empfohlen, für gebräuchliche Nähte die symbolische Darstellung anzuwenden. Wenn die eindeutige Darstellung durch Symbole und Kurzzeichen nicht möglich ist, sind die Nähte gesondert zu zeichnen und vollständig zu bemaßen (vgl. **Bild 6-23**).

1. Symbole

Die verschiedenen Nahtarten werden durch jeweils ein Symbol gekennzeichnet, das im Allgemeinen ähnlich der zu fertigenden Naht ist. Das Symbol soll nicht das anzuwendende Verfahren bestimmen. Die Grundsymbole sind auszugsweise in **TB 6-1a** angegeben. Falls erforderlich, dürfen Kombinationen von Grundsymbolen angewendet werden. Typische Beispiele zeigt **TB 6-1b**.

Grundsymbole dürfen durch ein Symbol, das die Form der Oberfläche oder die Ausführung der Naht kennzeichnet, ergänzt werden. Die empfohlenen Zusatzsymbole sind in **TB 6-1c** angegeben. Beispiele für die Kombinationen von Grundsymbolen und Zusatzsymbolen enthält **TB 6-1e**. Ergänzungssymbole geben Hinweise auf den Verlauf der Nähte, s. **TB 6-1d**. Sie werden im Knickpunkt zwischen Bezugs- und Pfeillinie eingetragen.

2. Lage der Symbole in Zeichnungen

Die zeichnerische Verbindung des Symbols mit dem Schweißstoß wird durch ein Bezugszeichen hergestellt. Es besteht aus einer Pfeillinie je Stoß und einer Bezugs-Volllinie mit der dazu parallelen Bezugs-Strichlinie, **Bild 6-16**. Die Strichlinie kann entweder unter oder über der Volllinie angegeben werden.

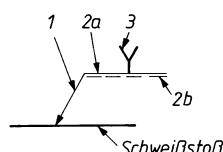
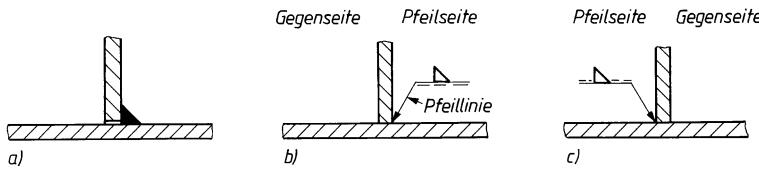


Bild 6-16
Bezugszeichen.

1 Pfeillinie, 2a Bezugs-Volllinie, 2b Bezugs-Strichlinie, 3 Symbol

**Bild 6-17** Pfeil- und Gegenseite am Schweißstoß.

a) T-Stoß mit Kehlnaht, b) Naht auf der Pfeilseite, c) Naht auf der Gegenseite

6

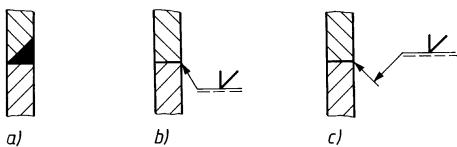
Die Seite des Stoßes, auf die die Pfeillinie hinweist, ist die Pfeilseite. Die andere Seite des Stoßes ist die Gegenseite, s. **Bild 6-17**. Wenn das Symbol auf die Seite der Bezugs-Volllinie gesetzt wird, dann befindet sich die Schweißnaht (die Nahtoberfläche) auf der Pfeilseite des Stoßes, s. **Bild 6-17b**.

Wird dagegen das Symbol auf die Seite der Bezugs-Strichlinie gesetzt, dann befindet sich die Schweißnaht auf der Gegenseite des Stoßes, s. **Bild 6-17c**. Bei beidseitig angeordneten, symmetrischen Schweißnähten, die durch ein zusammengesetztes Symbol dargestellt werden, entfällt die Strichlinie, z. B. **Bild 6-20c**.

Die Bezugslinie ist vorzugsweise parallel zur Unterkante der Zeichnung zu zeichnen. Ist dies nicht möglich, kann sie senkrecht eingetragen werden.

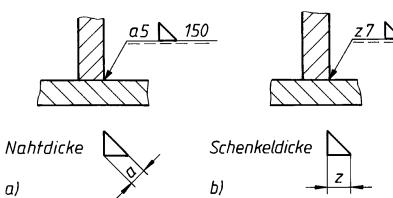
Die Richtung der Pfeillinie zur Naht hat bei symmetrischen Nähten keine besondere Bedeutung. Bei unsymmetrischen Nähten (HV-, HY- und HU-Nähte) muss jedoch die Pfeillinie zu dem Teil zeigen, an dem die Fugenvorbereitung vorgenommen wird, s. **Bild 6-18**.

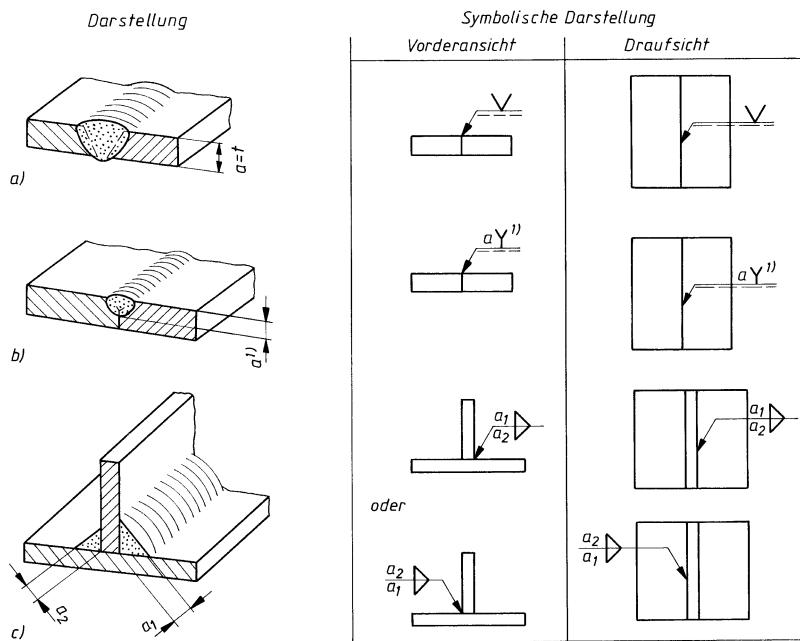
Um ein zu bearbeitendes Bauteil noch eindeutiger zu kennzeichnen, kann die Pfeillinie auch gewinkelt dargestellt werden, s. **Bild 6-18c**.

**Bild 6-18**
Lage der Pfeillinie bei unsymmetrischen Nähten

3. Bemaßung der Nähte

Das Maß der Nahtdicke wird links vom Symbol, das Maß der Nahtlänge und weitere Längenangaben werden rechts vom Symbol eingetragen, **Bild 6-21**. Wenn nichts anderes angegeben ist, gelten Stumpfnähte als voll angeschlossen, **Bild 6-20a**. Fehlende Angaben zur Schweißnahtlänge bedeuten, daß die Naht ununterbrochen über die ganze Länge des Werkstücks verläuft. Für Kehlnähte sind weltweit zwei Methoden der Maßeintragung üblich, **Bild 6-19**. In Deutschland und anderen europäischen Ländern wird die Nahtdicke a angegeben. Nach DIN EN 1993-1-8 ist die rechnerische Nahtdicke a gleich der bis zum theoretischen Wurzelpunkt gemessenen Höhe des einschreibbaren Dreiecks. Der Stahlbau verwendet den Maßbuchstaben a stets für die rechnerische Nahtdicke, unabhängig von der Nahtart. Bei unterbrochenen Nähten wird nach dem Symbol die Anzahl n und die Länge l der jeweiligen Einzelnähte sowie der Nahtabstand (e) angegeben. Beginnt die Einzelnahrt nicht an der Werkstückkante, so ist das Vormaß v in der Zeichnung anzugeben, **Bild 6-21**. DIN EN 22553 gibt für Kehlnähte mit tiefem Einbrand (**Bild 6-13f**) die Nahtdicke mit s an. Die Zeichnungseintragung lautet dann z. B. $s\ 8\ a\ 6$ ▲.

**Bild 6-19**
Eintragungsart für Kehlnähte



¹⁾ DIN EN 22553 benutzt s als Maßbuchstaben für die Nahtdicke nicht voll durchgeschweißter Stumpfnähte.

Bild 6-20 Bemaßung durchgehender Stumpf- und Kehlnähte.

a) durchgeschweißte V-Naht, b) nicht durchgeschweißte Y-Naht, c) Doppelkehlnaht mit verschiedenen Nahtdicken
(In Zeichnungen sind Nähte nur einmal anzugeben.)

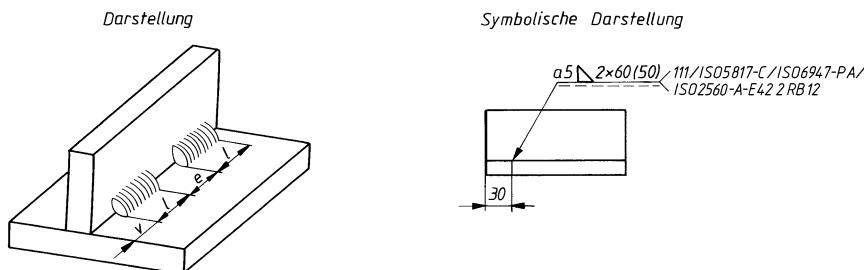


Bild 6-21 Bemaßung unterbrochener Nähte am Beispiel einer Kehlnaht mit Vormaß und Fertigungsangaben

Erläuterung: $n = 2$ Einzelnähte mit der Nahtdicke $a = 5 \text{ mm}$, der Einzelnahlänge $l = 60 \text{ mm}$ mit Nahtabstand $(e) = 50 \text{ mm}$ und Vormaß $v = 30 \text{ mm}$; hergestellt durch Lichtbogenhandschweißen (Kennzahl 111), geforderte Bewertungsgruppe C nach ISO 5817, Wannenposition PA nach DIN EN ISO 6947, verwendete Stabelektrode ISO 2560-A-E 42 2 RB 12

4. Arbeitspositionen nach DIN EN ISO 6947

Die Arbeitspositionen werden durch die Lage der Schweißnaht im Raum und die Arbeitsrichtung bestimmt. Sie können mit Hilfe eines Neigungswinkels und eines Drehwinkels genau beschrieben werden. Damit stehen z. B. für das Schweißen mit Robotern alle geometrischen Angaben zur Verfügung. Für die Schweißpraxis wesentliche Hauptpositionen sind mit ihren Kurzzeichen in **Bild 6-22** angegeben. Wenn irgend möglich, sollte die PA-Position (Wannenlage)

Benennung	Beschreibung der Hauptposition	Darstellung	Kurzzeichen
Wannenposition	waagerechtes Arbeiten, Nahtmittelinie senkrecht, Decklage oben stets anstreben		PA
Horizontal-Vertikalposition	horizontales Arbeiten, Decklage nach oben wenn Wannenposition nicht ausführbar		PB
Querposition	waagerechtes Arbeiten, Nahtmittelinie horizontal		PC
Horizontal-Überkopfposition	horizontales Arbeiten, Überkopf, Decklage nach unten		PD
Überkopfposition	waagerechtes Arbeiten, Überkopf, Nahtmittelinie senkrecht, Decklage unten		PE
Steigposition	steigendes Arbeiten		PF
Fallposition	fallendes Arbeiten		PG

Bild 6-22 Beschreibung und Kurzzeichen der Schweißnaht-Hauptpositionen (DIN EN ISO 6947)

eingesetzt werden. Mit ihr ergeben sich folgende Vorteile: hohe Abschmelzleistung, geringe Fehlerhäufigkeit, gute Nahtausbildung, ergonomisch günstig und geringe Schadstoffimmission.

5. Ergänzende Angaben

Diese können erforderlich sein, um bestimmte andere Merkmale der Naht, wie Rundum-Naht, Baustellennaht oder die Angabe des Schweißverfahrens festzulegen, s. **TB 6-1d**. Außerdem können die Angaben für die Nahtart und die Bemaßung durch weitere Angaben in einer Gabel ergänzt werden, und zwar in folgender Reihenfolge:

- Schweißprozess durch ISO-Kennzahlen nach DIN EN ISO 4063, **Bild 6-2a und 6-2b**
- Bewertungsgruppe (Nahtgüte) der Schweißverbindung, z. B. nach DIN EN ISO 5817 oder DIN EN ISO 10042 s. **TB 6-2**
- Schweißnaht-Hauptposition nach DIN EN ISO 6947, **Bild 6-22**
- Schweißzusatzwerkstoff nach einschlägigen Normen, z. B. DIN EN ISO 14341 und DIN EN ISO 2560, s. unter 6.2.1-4

Die einzelnen Angaben sind durch Schrägstriche voneinander abzugrenzen. **Bild 6-21** zeigt eine vollständige Schweißnahtangabe. Meist fallen diese zusätzlichen Angaben in die Kompetenz der verantwortlichen Schweißaufsichtsperson.

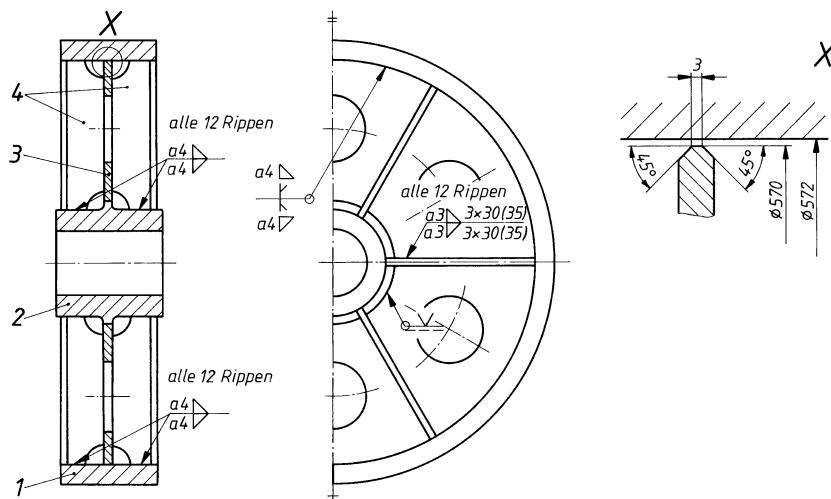
6. Beispiel

Bild 6-23 zeigt die Schweißteil-Zeichnung eines Zahnrades und **Bild 6-27** die eines geschweißten Druckbehälters mit symbolhafter Darstellung der Schweißnähte. Hierin sind jedoch nur die für die Kennzeichnung der Schweißnähte erforderlichen Angaben eingetragen. Da die Angaben für die Schweißnähte, z. B. Schweißverfahren, Bewertungsgruppe usw., fast gleich sind, werden diese vereinfacht z. B. über dem Schriftfeld angegeben. In der Praxis brauchen vom Konstrukt-

teur meist nur einige, unbedingt zu beachtende Angaben vermerkt zu werden. Viele Maßnahmen, wie Schweißposition, Nahtfolge u. a., können der Schweißaufsicht überlassen bleiben.

6.2.5 Schweißgerechtes Gestalten

Die wesentliche Aufgabe beim Errichten von Konstruktionen ist, die für den Verwendungszweck erforderliche Belastbarkeit bei ausreichender Sicherheit und geringen Kosten zu erzielen. Wenn dies gelingt, ist die Schweißbarkeit der Konstruktion oder des Bauteils gewährleistet.



Schweißverfahren:

vMIG (131, vollmechanisch) für Rundnähte
MAG (135) für Kehlnähte (Rippen)

Zusatzwerkstoff:

DIN EN ISO 14341

Arbeitsposition:

DIN EN ISO 6947 - PA, - PB

Bewertungsgruppe:

DIN EN ISO 5817 - B

Vorbereitung:

Kranz und Nabe auf 350 °C vorgewärmt

Nachbehandlung:

spannungsarm gegläüht

Prüfung:

rissgeprüft (Rundnähte)

Allgemeintoleranzen:

DIN EN ISO 13920 - BF

Tolerierung:

ISO 8015

Pos.	Menge	Benennung	Werkstoff
1	1	Kranz	34CrMoS 4
2	1	Nabe	C35E
3	1	Scheibe	S235JR
4	12	Rippe	S235JR

Bild 6-23

Schweißteil-Zeichnung eines Zahnrades (Rohteil) mit symbolischer Darstellung der Schweißnähte nach DIN EN 22553

1. Allgemeine Konstruktionsrichtlinien

Die nachstehend aufgeführten Richtlinien sollten bei der Entwurfsarbeit unbedingt beachtet werden. Sie sind entsprechend den die Schweißbarkeit bedingenden Einflussgrößen Werkstoff, Konstruktion und Fertigung geordnet (s. **Bild 6-7**).

a) Werkstoffgerecht

1. Schweißeignung der Grund- und Zusatzwerkstoffe unbedingt beachten. Bei komplizierten Bauteilen mit Schweißnahtanhäufung nur fließfähige Baustähle verwenden (Feinkornbaustähle, S235 und S355). Hochfeste, teure Stähle bringen bei starker Kerbwirkung im Bereich der Wechselfestigkeit kaum Vorteile.

- 6**
2. In Hohlkehlen von Walzprofilen aus unberuhigt vergossenen Stählen und in kaltverformten Bereichen von Bauteilen Schweißnähte vermeiden (Alterung, Sprödbruch). In den heutigen Walzprofilen sind keine ausgeprägten Seigerungen mehr zu befürchten.
 - b) Beanspruchungsgerecht
 3. Bei der Gestaltung Eigenart der Schweißtechnik beachten. Grundsätzlich Niet-, Guss- oder Schraubenkonstruktionen nicht einfach nachahmen.
 4. Einfache Bauelemente wie Flachstähle, Profilstähle, abgekantete Bleche, Rohre und dgl. verwenden.
 5. Die sicherste Schweißverbindung, vor allem bei dynamischer Beanspruchung, ist die Stumpfnäht.
 6. Ungestörten Kraftlinienfluss anstreben, Kerben und Steifigkeitssprünge vermeiden.
 7. Die beste Schweißkonstruktion ist die, bei der am wenigsten geschweißt wird, d. h. möglichst wenig Schweißnähte und möglichst wenig Schweißgut einbringen. Eigenspannungen und Verzug werden dadurch gering gehalten. Wenn Nahtanhäufungen nicht zu vermeiden sind, Einschweißteile aus Stahlguss, Schmiedeteile oder abgekantete Blechteile verwenden.
 8. Schweißnähte in den „Spannungsschatten“, d. h. an weniger beanspruchte Stellen der Konstruktion legen. Ist dies nicht möglich, so sind erhöhte Güteanforderungen vorzusehen.
 9. Nähte nicht in Passflächen legen.
 10. Nahtwurzel nicht in die Zugzone legen (Kerbwirkung).
 11. Kehlnähte möglichst doppelseitig und bei dynamischer Belastung als Hohlkehlnähte ausführen.
 12. Auf Torsion beanspruchte Bauteile möglichst als geschlossene Hohlquerschnitte ausbilden (Rohr, Kastenquerschnitt).
 13. Zur Biegeebene unsymmetrische Profile nur im Schubmittelpunkt belasten oder paarweise zu symmetrischem Trägerprofil zusammensetzen (z. B. U-Stahl, Hinweise **TB 1-10**).
 - c) Fertigungsgerecht
 14. Lässt sich bei Bauteilen eine Zugbeanspruchung in Dickenrichtung nicht vermeiden, so sind geeignete konstruktive Maßnahmen zu treffen (s. DAST-Richtlinie 014) und Stähle mit der erforderlichen Bruch einschnürung in Dickenrichtung auszuwählen.
 15. Die Schweißstellen müssen zugänglich und mit dem gewählten Schweißverfahren einwandfrei ausführbar sein.
 16. Stets Schweißen in Wannenposition (waagerechtes Arbeiten, Nahtmittellinie senkrecht, Decklage oben, s. unter PA, **Bild 6-22**) anstreben.
 17. Wirtschaftliches Schweißverfahren wählen, z. B. Punktschweißen bei dünnen Querschnitten, mechanisches oder automatisches Schweißen oft günstiger als Handschweißen u. a.
 18. Keine zu hohe Bewertungsgruppe vorschreiben (vgl. 6.2.3-1).
 19. Wärmebehandlungen nur dann vorschreiben, wenn die Sicherheit des Bauteiles oder die Bearbeitungsgenauigkeit diese auch wirklich erfordern.
 20. Die vorgeschriebenen zerstörungsfreien Nahtprüfungen müssen durchführbar sein. Die Durchstrahlungs- und Ultraschallprüfung ist bei Nähten mit unverschweißtem Spalt (z. B. Kehlnaht) nur bedingt anwendbar.

2. Gestaltungsbeispiele

Geschweißte Bauteile setzen sich meist aus immer wiederkehrenden Gestaltungselementen zusammen (z. B. Rippen, Nabens, Stabanschlüsse). **Bild 6-24** zeigt unter Berücksichtigung der vorstehend aufgestellten Richtlinien einige grundlegende Gestaltungsbeispiele. Weitere Beispiele aus dem Stahl-, Maschinen- und Druckbehälterbau sind in den entsprechenden Kapiteln und in DIN EN 1708 zu finden.

Beachte: Eine Konstruktionsaufgabe ist nicht allein durch die rezeptphafte Anwendung bekannter Richtlinien und Gestaltungsregeln optimal zu lösen. Sie muss jedes Mal unter Beachtung aller Einflussgrößen (Betriebsbedingungen, Kraftfluss) neu durchdacht werden.

Zeile	ungünstig	besser	Hinweise
1			Stumpfnähte bevorzugen. Auf ungestörten Kraftfluss achten. Bei (a) und (b) ist Nietverbindung nachgeahmt.
2			Bei Stumpfstößen schroffen Wechsel der Blechdicke vermeiden. Günstiger Kraftfluss durch allmählichen Übergang (b und c). Bei hoher Belastung Neigung nicht steiler als 1: 4. Zentrischen Stoß bevorzugen (c).
3			Zugbeanspruchung geschweißter Bleche in Dickenrichtung vermeiden. Gefahr von Terrassenbrüchen durch verminderetes Formänderungsvermögen in Dickenrichtung infolge nichtmetallischer Einschlüsse.
4			Kehlnähte möglichst doppelseitig ausführen. Hohlkehlnähte (d) sind am günstigsten, besonders bei dynamischen Belastungen (geringe Kerbwirkung).
5			Nahtwurzeln nicht in Zugzonen legen.
6			Nicht die Nietverbindung als Vorbild wählen. Knotenbleche mit L- oder T-Stählen möglichst stumpf verschweißen.
7			Eckstöße: Bei (a) ist die Nietverbindung nachgeahmt. Dünne Bleche abkanten und stumpf verschweißen (f).
8			Auf gute Zugänglichkeit der Nähte achten. Bei (a) sind die Nähte kaum zugänglich.
9			Kastenprofil: Ausführung (a) nicht schweißgerecht, Nietkonstruktion war Vorbild, zu viele Nähte, zu teuer. Bei dickeren Blechen nach (b), bei dünnern nach (c) ausführen.

Bild 6-24 Gestaltungsbeispiele für Schweißkonstruktionen

Zeile	ungünstig	besser	Hinweise
10			Randversteifungen: Auch hierbei nicht die Nietkonstruktion als Vorbild wählen wie bei (a) und (b).
11			Konsol: Einrissgefahr verringern durch richtige Nahtanordnung; durch T-Querschnitt in der Zugzone geringere Spannungen (b).
12			Gabelköpfe: Ausführung (a) nicht schweißgerecht, Nahtwurzel nicht zugänglich (Öffnungswinkel!).
13			Hebel: Ausführung (a) ist festigkeitsmäßig gut, aber teuer; (b) ist schweißgerecht ausgeführt, billig und einfach.
14			Seiltrommel: Ausführung (b) hat weniger Einzelteile, gefälligeres Aussehen durch glatte Außenflächen.
15			Lager: Ausführung (a) und (b) nicht schweißgerecht, vgl. Zeile 12a, Ausführung (c) ist einfach und billig.
16			Radkörper: Vorarbeiten der Naben bei (a) und (c) möglichst einsparen. Zentrierung der Nabe bei (b) ist schwierig, ferner ist die Bohrung durch Fuge unterbrochen.
17			Werkstoffausnutzung: Beim Ausschneiden des Flansches (2) anfallendes Abfallstück (3) kann als Deckel (1) verwertet werden, wenn $d_1 < d_2$ ausgeführt wird.

Bild 6-24 (Fortsetzung)

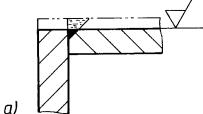
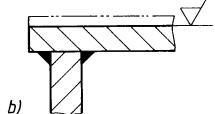
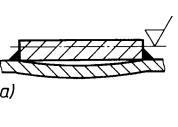
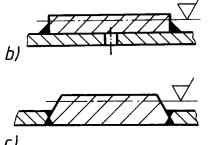
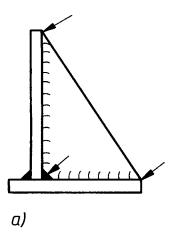
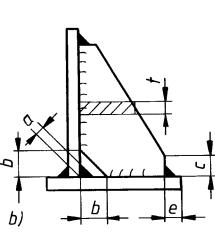
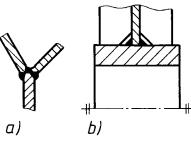
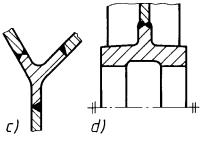
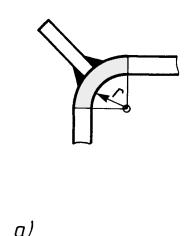
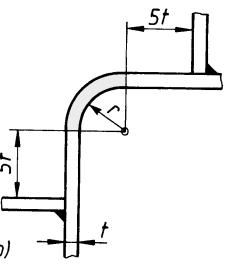
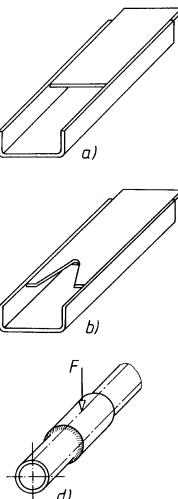
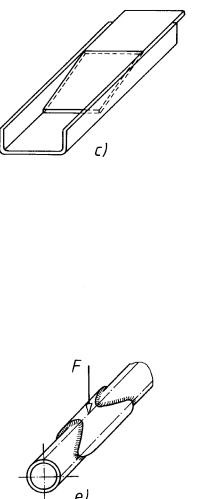
Zeile	ungünstig	besser	Hinweise												
18			Schweißnähte möglichst nicht in spanende Flächen legen. Sonst Naht so tief versenken, daß ausreichende Nahtdicke verbleibt.												
19			Bearbeitungsleisten: Bei dünnen Blechen, Ausführung (a), Ausbeulen infolge Nahtschrumpfung oder durch Ausdehnung der eingeschlossenen Luft beim Spannungsarmglühen. Deshalb Luftloch (b) vorsehen oder Bearbeitungs-teil (c) einsetzen (teuer).												
20			Rippen, Stützbleche: Ecken freischneiden und Überstände vorsehen (b). Bei (a) Nahtanhäufung (Rissgefahr), Einpassarbeit und Abschmelzen der Ecken. Richtwerte: $b \approx a + 1,5 t$ $c = t$ $e = 2 a$												
21			Einschweißen von Stahlguss- und Schmiedeteilen (c) und (d) bei hoher Beanspruchung zur Vermeidung von Nahtanhäufung und zur Verbesserung des Kraftflusses. Nähte prüfbar.												
22			In kalt geformten Bereichen einschließlich der angrenzenden Bereiche von $5 \times$ Blechdicke darf nur dann geschweißt werden (Reckkalterung!), wenn – die Teile vor dem Schweißen normal gegläutet werden – bei Baustählen folgende Grenzwerte min (r/t) eingehalten werden: <table border="1" style="margin-left: auto; margin-right: auto;"> <tr> <td>max t in mm</td> <td>50</td> <td>24</td> <td>12</td> <td>8</td> <td>4</td> </tr> <tr> <td>min (r/t)</td> <td>10</td> <td>3</td> <td>2</td> <td>1,5</td> <td>1</td> </tr> </table>	max t in mm	50	24	12	8	4	min (r/t)	10	3	2	1,5	1
max t in mm	50	24	12	8	4										
min (r/t)	10	3	2	1,5	1										
23			Sprungartige Querschnitts-(Steifigkeits-)Änderungen (a) und (d) verursachen im Übergangsbereich hohe Spannungsspitzen. Kleines Steifigkeitsgefälle anstreben! Maßnahme (b) bei Torsion nicht ausreichend.												

Bild 6-24 (Fortsetzung)

Zeile	ungünstig	besser	Hinweise
24	 a) $T = F \cdot x_M$	 b) $T = 0$	Werden Profile nicht im Schubmittelpunkt M belastet, z.B. wie bei (a) im Schwerpunkt S , so treten zusätzliche Torsions- und Normalspannungen auf.
25	 a) I 100 b) C 100 <i>Verdrehsteifigkeit (-festigkeit) des Bauteils in % von c):</i> 0,3(2,2) 0,5(3,2)	 c) Rohr 100x10 d) 2 E 100 100 (100) 83(89)	Nur geschlossene Querschnitte (c) und (d) sind zur Aufnahme von Torsionsmomenten geeignet, offene Querschnitte (a) und (b) sind verdrehungsweich.
26	 a)	 b)	Für einwandfreie Krafteinleitung sorgen. Bei (a) Auge (1) auf biegeweiche Wand des Kastenträgers (2) geschweißt. Risse bei (3). Auge als Kragträger ausbilden und durchstecken, (b).
27	 a)	 b)	Im Bereich von Krafteinleitungen und -umlenkungen sowie an Knicken und Krümmungen sind Aussteifungen erforderlich. Beim I-Träger mit geknicktem Gurt entstehen Umlenkkräfte F_u (a). Diese beanspruchen den Trägergurt quer zur Trägerachse auf Biegung (a), wenn dies nicht durch Rippen verhindert wird (b).
28	 a)	 b)	Punktschweißen: Schweißstelle muss für gerade Elektroden zugänglich sein.
29	 a)	 b)	Punktschweißen: Genügend große Auflageflächen für die Elektroden vorsehen. Bei (b) Gefahr des Nebenschlusses.

Bild 6-24 (Fortsetzung)

3. Vorwiegend ruhend beanspruchte Stahlbauten

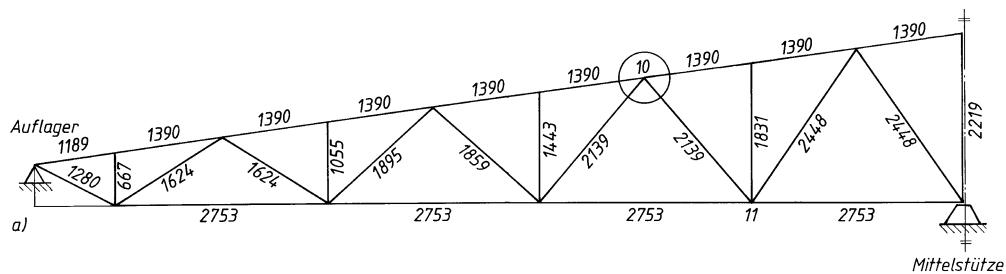
Neben den grundsätzlichen Konstruktions- und Gestaltungsrichtlinien sind für geschweißte Stahlbauten noch folgende Hinweise zu beachten:

1. Werden zur Aufnahme von Scherbeanspruchungen verschiedene Verbindungsmittel mit unterschiedlicher Steifigkeit verwendet, so ist in der Regel dem Verbindungsmittel mit der

größten Steifigkeit die gesamte Belastung zuzuordnen. Nur bei Hybridverbindungen darf der Gleitwiderstand von Schraubenverbindungen der Kategorie C (im Grenzzustand der Tragfähigkeit darf kein Gleiten auftreten) mit vorgespannten Schrauben der Festigkeitsklassen 8.8 und 10.9 mit der Tragfähigkeit von Schweißnähten überlagert werden. Das endgültige Anziehen der Schrauben darf erst nach vollständiger Ausführung der Schweißarbeiten erfolgen.

Die Grenztragfähigkeit der Verbindung ergibt sich dann aus der Summe der Grenztragfähigkeiten der einzelnen Verbindungsmittel.

2. Bei Fachwerkkonstruktionen sollen die Schwerachsen der Stäbe sich mit den Systemlinien decken (**Bild 6-25**), um zusätzliche Biegebeanspruchung in den Stäben wegen des sonst einseitigen Kraftangriffes zu vermeiden. Daher Ausführung möglichst mit einteiligen, mittig angeschlossenen Stäben (**Bild 6-25c**).
3. Einzelne Profile dürfen entsprechend den **Bildern 6-40c bis f** angeschlossen werden. Die daraus entstehenden Exzentrizitäten brauchen beim Festigkeitsnachweis der Schweißverbindung nicht berücksichtigt werden.
Wird gefordert, dass in der AnschlussEbene der Schwerpunkt des Schweißanschlusses auf der Stabschwerlinie liegt, so zerlegt man die von den Nähten aufzunehmende Stabkraft nach dem Hebelgesetz, z. B. in die anteiligen Nahtkräfte F_{w1} , F_{w2} und F_{w3} , **Bild 6-25e**, und bemisst damit die einzelnen Nähte. Für den Anschluss mit alleinigen Flankenkehlnähten findet man: $F_{w1} \cdot e = F_{w2} \cdot (b - e)$ oder $l_1 \cdot a_1 \cdot e = l_2 \cdot a_2 \cdot (b - e)$.
4. Geschweißte Tragwerke aus statisch günstigen Hohlprofilen sind leicht, formschön und gut instand zu halten, **Bild 6-25d**. Die Anschlussnähte der aufgesetzten Hohlprofile werden als Kehlnähte (**Bild 6-25d**), im Bereich 3 bei Anschlusswinkeln $<45^\circ$ auch als HV-Nähte ausgeführt. Bei großen Eckradien des Gurtstabes und breiten Füllstäben ist Schweißen im Bereich 2 schwierig. Die Schweißnähte brauchen nicht gesondert nachgewiesen zu werden, wenn die Schweißnahtdicke gleich der Wanddicke des aufgesetzten Profiles ist. Für die einzelnen Gurte und Streben wird der Tragfähigkeitsnachweis nach DIN EN 1993-1-1 und für die Anschlüsse (mögliches Flansch- oder Gurtversagen, Schubversagen, Durchstanzen) nach DIN EN 1993-1-8 geführt.
5. Die Berechnung der Schweißnähte ist durch eine ausreichende Bemessung der Bauteile abgegolten, wenn die Schweißnähte den gleichen Querschnitt wie die gestoßenen Bauteile haben und außerdem ihre zulässigen Spannungen gleich groß sind.
6. Im Bereich von Krafteinleitungen und -umlenkungen, an Knicken, Krümmungen und Ausschnitten sind meist konstruktive Maßnahmen erforderlich, z. B. Steifen nach **Bild 6-24**, Zeile 27.
7. Geschweißte Vollwandträger zeichnen sich gegenüber Walzträgern aus durch niedriges Verhältnis von Werkstoffaufwand zu Tragfähigkeit und durch die Möglichkeit der Querschnittsanpassung an die Belastung. Aus wirtschaftlichen Gründen wird die Trägerhöhe 1/10 bis 1/15 der Trägerlänge gewählt. **Bild 6-25g**, links: aus Blechen geschweißter Träger mit verstärktem Obergurt, Bild rechts: in Längsrichtung halbierter breiter T-Träger (DIN 1025-2) mit eingeschweißtem Stegblech.
8. Geschlossene Kastenträger eignen sich besonders für große Verdrehbeanspruchung. **Bild 6-25h** zeigt die Normalausführung mit von außen geschweißten Kehlnähten.
9. In einem Tragwerk und in einem Querschnitt dürfen verschiedene Stahlsorten verwendet werden.
10. Wechselt an Stumpfstößen von Querschnittsteilen die Dicke, so sind bei Dickenunterschieden von mehr als 10 mm die vorstehenden Kanten im Verhältnis 1 : 1 oder flacher zu brechen, vgl. **Bild 6-24**, Zeile 2.



6

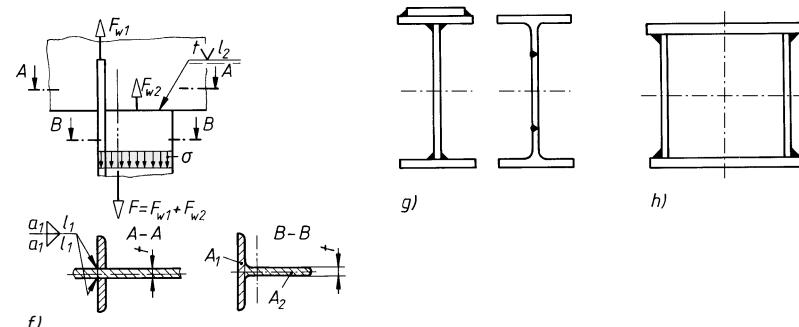
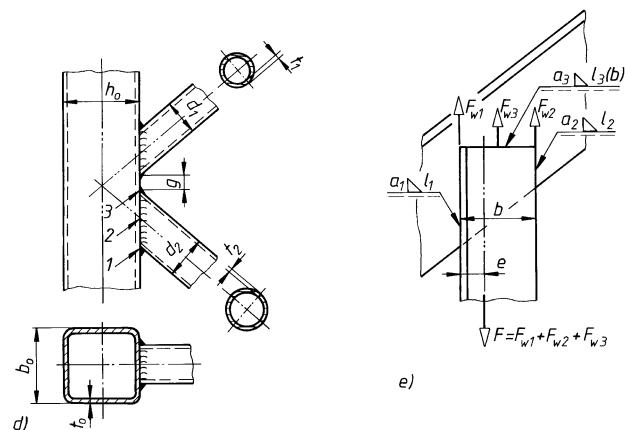
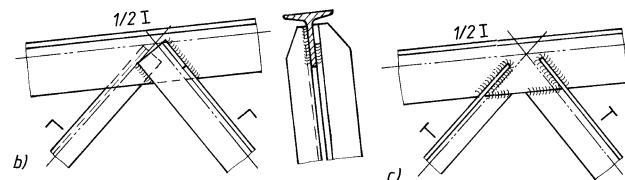


Bild 6-25 Geschweißte Fachwerke und Träger.

- a) System eines Fachwerkes (Dachbinders) mit eingetragenen Systemlinienlängen, b) Knoten mit einheitlichen Winkelstählen, c) Knoten mit mittig angeschlossenen T-Stählen, d) unversteifter Knoten aus Hohlprofilen (K-Anschluss mit Spalt g), e) Berechnung eines mit dem Schwerpunkt auf der Stabschwerlinie liegenden Schweißanschlusses (Prinzip), f) Berechnung eines mit den anteiligen Kräften angeschlossenen T-Stahles (Prinzip), g) Vollwandträger, h) Kastenträger

4. Geschweißte Maschinenteile

Allgemeines

Das Schweißen im Maschinenbau dient im Wesentlichen der Gestaltung *dynamisch* beanspruchter Maschinenteile. Die Dauerfestigkeit dieser Schweißverbindungen hängt von zahlreichen Einflussgrößen ab, so z. B. vom Werkstoff, der Kerbwirkung, den Eigenspannungen und dem Oberflächenzustand. Diese bedingen eine große Streuung der Dauerfestigkeitswerte selbst für vergleichbare Versuchsreihen, so dass eine Festigkeitsrechnung nur eine Näherungslösung darstellen kann. *Ziel des Konstrukteurs muss es sein, den Kraftfluss richtig zu führen und alle Verbindungen und Übergänge möglichst kerbfrei auszuführen.* So bewirkt z. B. eine Quernaht oder eine endende Längsnahrt, auch wenn sie unbelastet ist, bereits einen starken Abfall der Dauerfestigkeit an dieser Stelle. Die Konstruktionsrichtlinien nach 6.2.5-1 sind unbedingt zu beachten. Auch in der Praxis bewährte Schweißkonstruktionen können Vorbild bei der Gestaltung sein (**Bild 6-24**).

Weiterhin ist zu beachten, dass höherfeste Werkstoffe kerbempfindlich sind und ihre dynamische Festigkeit wesentlich weniger wächst als ihre statische. Der ertragbare Spannungsausschlag ist bei starker Kerbwirkung fast unabhängig von der statischen Festigkeit des Werkstoffs, weshalb auch für Schweißkonstruktionen meist der preiswerte Baustahl S235JR gewählt wird. *Ein hochfester Werkstoff lohnt nur bei höherer Vorspannung oder bei kleinen Lastwechselzahlen*, also im Bereich der Zeitfestigkeit.

Bauweisen bei Schweißkonstruktionen im Maschinenbau

In allen Bereichen des Maschinenbaus überwiegen *einfache Schweißteile*, bei denen ein Grundkörper mit Naben, Rippen oder Flanschen verschweißt wird.

Bei der *Trägerbauweise* für Gestelle, Hebel, Balken u. dgl. stellen Träger mit offenem oder geschlossenem Querschnitt das tragende Element dar. Bei Torsionsbeanspruchung werden Kastenträger bevorzugt. Zur Erhöhung der Steifigkeit werden Träger mit offenem Querschnitt verrippt (Diagonalrippen oder Zick-Zack-Steg).

Bei der *Zellenbauweise* werden in kastenförmige Querschnitte zur Bildung von Zellen dünne Versteifungsrippen eingeschweißt (**Bild 6-26a**). Sie ermöglicht den *Leichtbau starrer Werkzeugmaschinengestelle*. Konstruktiv bedingte Durchbrüche können zu hohem Steifigkeitsverlust führen.

Die *Plattenbauweise* ermöglicht den einfachen Aufbau von kastenförmigen Maschinengestellen mit nutzbarem freiem Innenraum und großer Biege- und Torsionssteifigkeit. Die großen ebenen Blechwände neigen bei Druckbeanspruchung zum Ausbeulen und sind entsprechend auszusteifen (Rippen, zwischengeschweißte Rohre).

Bei der *Scheuerplatten-(Lamellen-)Bauweise*, z. B. für schwere Pressenstände, werden mehrere Blechplatten aufeinander geschichtet und an den Außen- und Durchbruchstellen miteinander verschweißt. Über die Plattenfläche verteilt werden Bolzen eingepresst und diese mit den äußeren Blechen verschweißt (**Bild 6-26b**). Die bei Belastung in den vorgespannten Fugen auftretende Relativbewegung führt durch die damit verbundene Reibung zu einer „Scheuerwirkung“ zwischen den Platten. Bei Schwingungsbelastung kann dadurch eine höhere Dämpfung erzielt werden als bei Gusskonstruktionen. Die Aufteilung in geringe Blechdicken erhöht außerdem die Tragfähigkeit und die Bruchsicherheit (Wanddickenabhängigkeit der Festigkeit, Sprödbruchgefahr).

Bei der *Verbund- oder Gemischtbauweise* werden hoch beanspruchte Teilstücke der Konstruktion als Stahlguss- oder Schmiedestück ausgeführt, um die Nahtbeanspruchung zu senken oder Nahtanhäufung zu vermeiden (**Bild 6-24**, Zeile 21).

Die *Profilbauweise* unter Verwendung von Walzprofilen (I, U, T) und Blechen ermöglicht beanspruchungsgerechtes Gestalten bei einem Minimum an Schweißarbeit (**Bild 6-26c**).

Bauweisen des Leichtmetall-Leichtbaues s. unter 7.6.1 mit **Bild 7-16**.

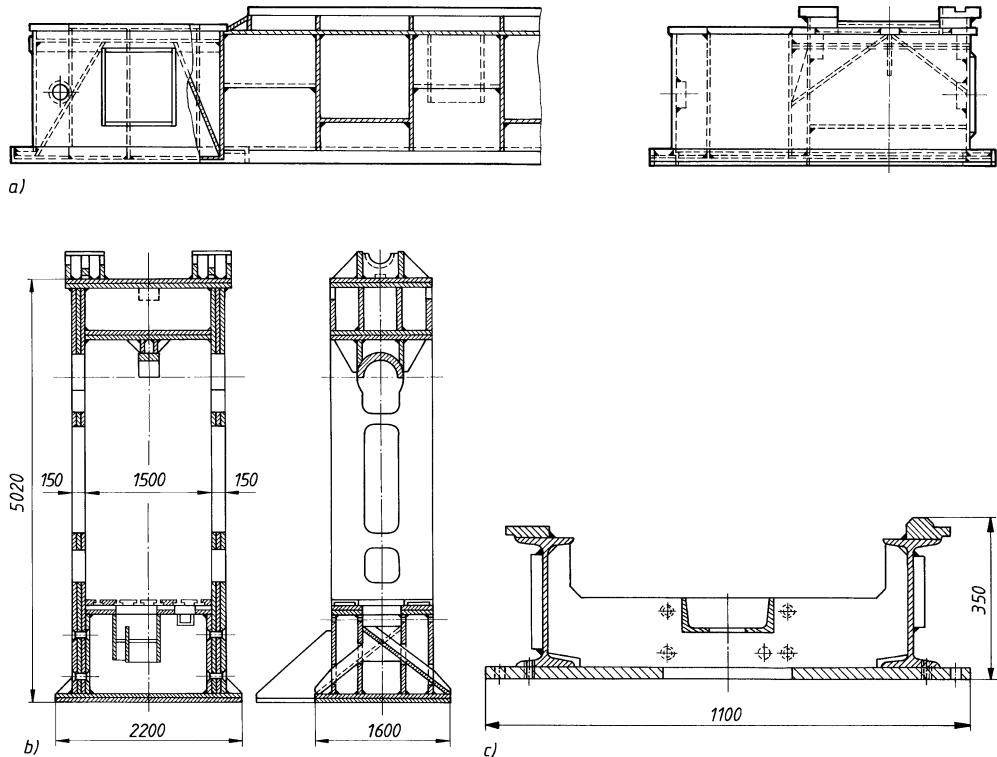


Bild 6-26 Bauweisen bei Schweißkonstruktionen im Maschinenbau (nach Merkblatt 379 des Stahl-Informationszentrums).

- Bett eines Waagerechtbohrwerkes in Zellenbauweise,
- Ständer einer 8000-kN-Exzenterpresse in Scheuerplatten-Bauweise,
- Fundamentrahmen in Profilbauweise

5. Druckbehälter

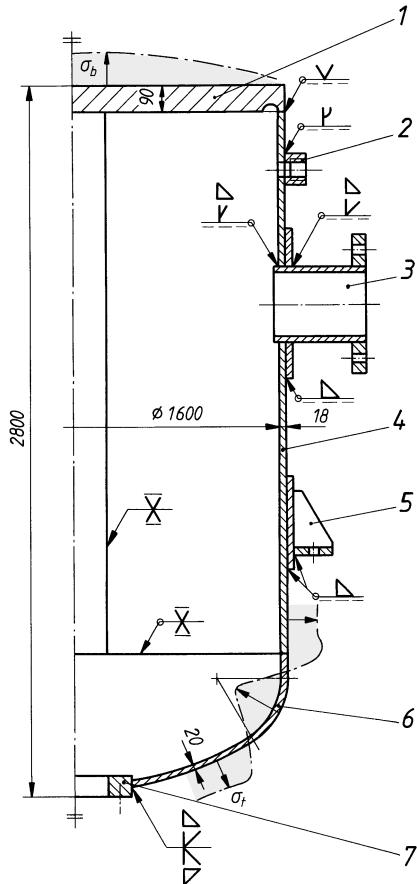
Nach der Europäischen Druckgeräterichtlinie (97/23/EG, 1997) müssen Druckbehälter so ausgelegt, hergestellt, überprüft u. ggf. ausgerüstet und installiert sein, dass ihre Sicherheit im Betrieb gewährleistet ist. Ihre Berechnung erfolgt nach DIN EN 13445-3: Unbefeuerte Druckbehälter, Teil 3: Konstruktion oder dem AD 2000-Regelwerk der Arbeitsgemeinschaft Druckbehälter (AD).¹⁾

Die meisten Druckbehälter sind der Grundform nach dünnwandige, durch Böden geschlossene Hohlzylinder (vgl. Bild 6-27). Die Schüsse des Mantels und die Böden werden mit- bzw. untereinander ausschließlich durch Stumpfnähte verbunden. Diese müssen die durch den Betriebsüberdruck, Eigengewichte und Wärmespannungen verursachten Kräfte aufnehmen und absolut dicht sein. Die Längs- und Rundnähte werden nicht als gesonderte Fügeverbindungen berechnet, wie z.B. im Stahlbau, sondern es wird die Ausnutzung der zulässigen Berechnungsspannung in der Schweißnaht durch einen Faktor v berücksichtigt.

Werkstoffe

Die Werkstoffe für drucktragende Behälterteile (Bleche, Rohre, Schmiede- und Gussstücke) sind so zu wählen, dass sie in ihren Eigenschaften den mechanischen, thermischen und chemischen Beanspruchungen beim Betrieb genügen. Diese Güteeigenschaften müssen durch entsprechende Prüfungen festgestellt und durch Werksbescheinigungen, Werks- oder Abnahmeprüf-

¹⁾ Herausgeber: Verband der Technischen Überwachungs-Vereine e. V., Essen.

**Bild 6-27**

Geschweißter Druckbehälter mit Nahtsymbolen und Hauptmaßen (Behälterinhalt 5000 l, Betriebsdruck 20 bar, Betriebstemperatur 200 °C, Werkstoff X5CrNi18-10).

- 1 Ebener Boden (Kreisplatte) mit Entlastungsnut (—·— Verlauf der Biegespannung σ_b)
- 2 Vorschweißnippel (Aufbohren und Gewindeschneiden nach dem Schweißen)
- 3 Durchgesteckter Stutzen mit Flansch, Verstärkung des Mantels durch aufgesetzte Scheibe
- 4 Mantel
- 5 Tragpratze
- 6 Klöpperboden (—·— Verlauf der Tangentialspannung σ_t über Kugelkalotte – Krempe – zyl. Teil)
- 7 Blockflansch

zeugnisse (EN 10204) nachgewiesen werden. Im Druckbehälterbau werden überwiegend verformungsfähige Walz- und Schmiedestähle, aber auch Stahlguss und Gusseisen verwendet (s. **TB 6-14** und AD 2000-Merkblätter der Reihe W). Außerdem kommen je nach Verwendungszweck auch nicht rostende Stähle, plattierte Bleche, NE-Metalle und nichtmetallische Werkstoffe (glasfaserverstärkte Kunststoffe, Elektrographit, Glas) in Frage.

Hinweise zur Gestaltung und Ausführung

Die Gestaltung erfolgt im Wesentlichen nach den vorstehenden Richtlinien unter Beachtung der schweißtechnischen Grundsätze nach DIN 8562, der Ausführungsbeispiele nach DIN EN 1708-1 und der AD 2000-Merkblätter Reihe HP.

Zusammenfassend sind bei der Gestaltung und Ausführung von Druckbehältern folgende *Grundsätze* zu beachten:

1. Längs- und Rundnähte sind in der Regel als Stumpfnähte in den Bewertungsgruppen B bzw. C (vgl. unter 6.2.3-1) auszuführen und über den ganzen Querschnitt voll durchzuschweißen.
2. Wenn bei ungleichen Wanddicken ein bestimmter Kantenversatz überschritten wird (s. HP5/1), ist die dickere Wand unter einem Winkel von höchstens 30° auf die dünnere Wand abzuschrägen.
3. Längsnähte bei mehrschüssigen Behältern sind gegeneinander zu versetzen (**Bild 6-48**).
4. Überlappte Kehlnahtschweißungen sind in der Regel nicht zulässig.
5. Eckstöße mit einem Winkel $\geq 60^\circ$ und mit einseitig geschweißten Nähten sind zu vermeiden.

6. Bohrungen und Ausschnitte sind nach Möglichkeit außerhalb des Bereiches $3 \times$ Wanddicke von Schweißnähten entfernt anzuordnen.
7. An Rändern von Ausschnitten scharfe Kanten vermeiden.

Die Schweißnähte der Anschlussteile zum Einleiten und Übertragen äußerer Kräfte, z. B. für Sättel, Füße, Standzargen, Pratzen und Traglaschen nach DIN 28080 bis DIN 28087, sind so zu bemessen und zu gestalten (z. B. Ecken abrunden), dass diese Zusatzkräfte ohne Schädigung der Behälterwand übertragen werden können. Hinweise zur Berechnung der dabei auftretenden örtlichen Beanspruchung der Behälterwand geben die AD 2000-Merkblätter Reihe S3. Wenn die Zusatzkräfte die Auslegung des Druckbehälters wesentlich beeinflussen, ist ein zusätzlicher Spannungsnachweis zu führen.

6

Hinweis: Die *kleinste Wanddicke* nahtloser, geschweißter oder hartgelöteter Mäntel und Kugeln unter Innendruck ist wie die gewölbter Böden mit 2 mm festgelegt. Bei Aluminium und dessen Legierungen ist eine Wanddicke von mindestens 3 mm erforderlich.

Auf den Fertigungsunterlagen sind auch die entsprechenden Allgemeintoleranzen für Behälter nach DIN 28005 anzugeben.

Für die in dieser Norm nicht im Einzelnen tolerierten Maße gilt als Allgemeintoleranz DIN EN ISO 13 920-D, s. **TB 6-3**.

6. Punktschweißverbindungen

Allgemeine Richtlinien

Beim Widerstandspunktschweißen werden die aufeinander gepressten Teile linsenförmig geschweißt (**Bild 6-44**). Das Punktschweißen ist sowohl in der Massen- und Serienfertigung als auch in der Einzelfertigung bewährtes wirtschaftliches Fügeverfahren (vgl. **Bild 6-2**). Seine wirtschaftliche Bedeutung lässt sich z. B. daraus ersehen, dass ca. 4000 Schweißpunkte an einem PKW eingesetzt werden. Gut schweißgeeignet sind unlegierte Stähle mit einem C-Gehalt $\leq 0,1\%$, z. B. Bänder und Bleche aus DC03, DC04, DX52D+Z und S235JR. Es können auch legierte Stähle, Leichtmetalle, Nickel- und Kupferlegierungen, Werkstoffe mit Überzügen und Beschichtungen sowie Kombinationen zwischen unterschiedlichen Metallen bzw. Stählen punktgeschweißt werden (vgl. **Bild 6-3**). Nicht schweißgeeignet sind kunststoffbeschichtete, lackierte und emaillierte Bleche. Punktschweißungen an Blechen, Profilen oder sonstigen flächigen Bauelementen können für die Krafteinleitung, die Kraftübertragung, die Schweißpositionierung von Teilen sowie für die Herstellung dichter Nähte an Behältern angewandt werden. Ausführungsbeispiele aus verschiedenen Bereichen des Leichtbaus zeigt **Bild 6-28** und **6-29**.

Je nach Gestaltung der Verbindungen werden die Schweißpunkte im Überlapp- bzw. Parallelstoß durch Scherzug, Kopfzug, Schälen oder Torsion beansprucht (**Bild 6-30**). Stets sollte die Beanspruchung auf Scherzug angestrebt werden. Bei der Kopfzugbeanspruchung kann ein Schweißpunkt in der Regel nur ein Drittel der Last wie bei der Scherzugbeanspruchung übertragen.

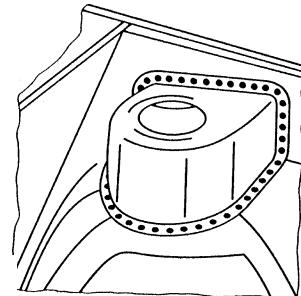
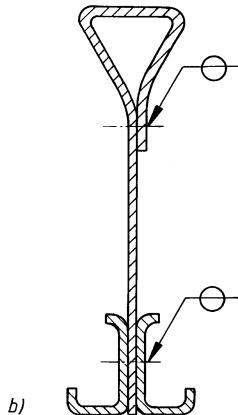
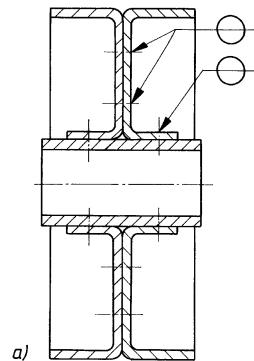
Gestaltung der Punktschweißverbindungen

Beispiele für gebräuchliche Verbindungsarten beim Punktschweißen zeigt **Bild 6-31**. Im Stahlbau sind für die Abstände der Schweißpunkte untereinander und zum Rand mit den Bezeichnungen nach **Bild 7-15** und mit d als Schweißpunktdurchmesser folgende Grenzwerte einzuhalten: $2d \leq e_1 \leq 6d$, $e_2 \leq 4d$, $3d \leq p_1 \leq 8d$ und $3d \leq p_2 \leq 6d$, s. **TB 6-4**.

Für die Wahl des Schweißpunktdurchmessers d gelten folgende Richtwerte:

kleinste Blechdicke t in mm:	1,5 2 3 4
zugehöriger Punktdurchmesser in mm:	5 6 8 10

Durch bereits geschweißte Punkte oder durch Berührung der Stahlteile können Ströme im „Nebenschluß“ fließen, wodurch die Größe der Schweißpunkte verringert wird. Diese Eigenart des Schweißverfahrens ist bei der Anordnung und Gestaltung der Schweißstelle unbedingt zu



6

Bild 6-28 Punktschweißverbindungen im Leichtbau.
a) Scheibenrad aus Rohrabschnitt und zwei gezogenen Blechteilen,
b) Biegeträger aus Kaltprofilen mit torsionssteifem Obergurt

Bild 6-29 Federbeinaufnahme im Radhaus einer Pkw-Karosserie

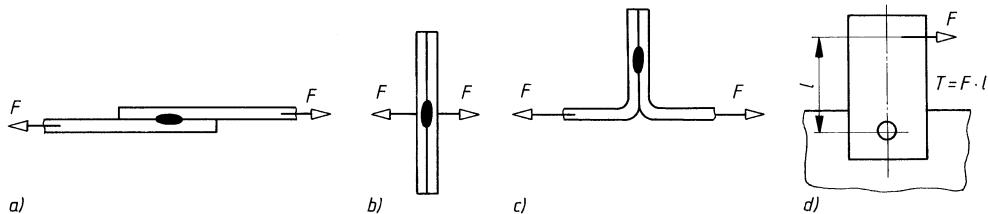


Bild 6-30 Beanspruchungsarten der Punktschweißungen. a) Scherzug (anzustreben), b) Kopfzug (un-
günstig), c) Schälen (vermeiden), d) Torsion bei Einzelpunkt (vermeiden)

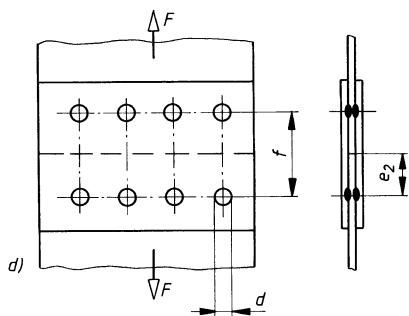
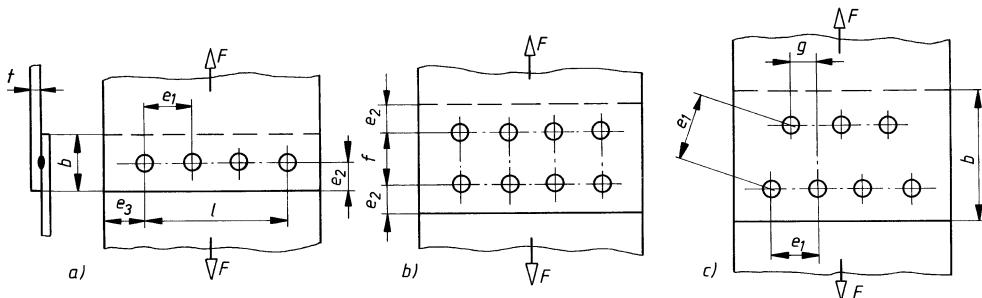


Bild 6-31

Beispiele für Verbindungsarten beim Punktschweißen (DVS 2902-3).

- a) einreihig einschnittig (Reihennaht),
- b) zweireihig einschnittig (Kettennaht),
- c) zweireihig versetzt, einschnittig (Zickzacknaht),
- d) zweireihig zweiseitig

Wichtige Maße für Punktnähte: b Überlappbreite, d Punktdurchmesser, e_1 Punktabstand, f Punkt-
reihenabstand, g Versatz (meist $e_1/2$), l Nahtlänge,
 e_2 bzw. e_3 Randabstände in und rechtwinklig zur
Kraftrichtung

berücksichtigen. Weitere Richtlinien s. unter 6.2.5-1 und -2, insbesondere **Bild 6-24**, Zeilen 28 und 29.

Anzustreben sind symmetrisch ausgeführte Laschenverbindungen (**Bild 6-31d**). Eine Erhöhung der Tragfähigkeit lässt sich durch kombinierte Punktschweiß-Kleb-Verbindungen erzielen, wobei allerdings mit einer Alterung des Klebers zu rechnen ist. Ein weiterer Vorteil ist, dass zum Korrosionsschutz im überlappten Bereich auf Punktschweißfarben, Dichtbänder oder Dichtmassen verzichtet werden kann.

Bei mehrschichtigen Verbindungen sind die dünneren Bleche zwischen den dickeren anzutragen. Blechdickenunterschiede $t_2/t_1 > 4$ sind zu vermeiden.

Im Stahlbau (EC3: DIN EN 1993-1-3) dürfen gewalzte Bleche bis 4 mm Dicke zur Anwendung kommen, wobei die Dicke des dünneren angeschlossenen Blechs höchstens 3 mm betragen darf. In Kraftrichtung hintereinander sind mindestens zwei Schweißpunkte anzutragen. Es dürfen nicht mehr als drei Teile durch einen Schweißpunkt verbunden werden. Die Punktschweißverbindungen dürfen entweder als Widerstands- oder Schmelzpunktschweißungen ausgeführt werden (**Bild 6-45**).

6

6.3 Berechnung von Schweißkonstruktionen

6.3.1 Schweißverbindungen im Stahlbau

Die Bemessung und Konstruktion von Stahlbauten erfolgt nach Eurocode 3. Er entspricht den Grundsätzen und Anforderungen an die Tragfähigkeit (z. B. Bruch, übermäßige Verformung) und Gebrauchstauglichkeit (z. B. Verformungen, Schwingungen) von Tragwerken und gilt in Verbindung mit DIN EN 1990, *Grundlagen der Tragwerkplanung* und DIN EN 1991, *Einwirkungen auf Tragwerke*. Die allgemeinen Bemessungsregeln für geschweißte Stahltragwerke enthält DIN EN 1993-1-1, *Allgemeine Bemessungsregeln und Regeln für den Hochbau* und DIN EN 1993-1-8, *Bemessung von Anschlüssen*. Die Bemessung erfolgt grundsätzlich nach Grenzzuständen mit Teilsicherheitsbeiwerte, s. hierzu 3.7.5.

1. Berechnung der Bauteile

Die Berechnung der Bauteile geht der Berechnung der Verbindungsmitte voraus, da deren Abmessungen (z. B. Schweißnahtdicke, Schraubendurchmesser) auch von der Bauteilgröße abhängen. Es sollen hier nur die Berechnungsgrundlagen für Zug- und Druckstäbe von ebenen Fachwerken, einfachen Trägern und konsolartigen Bauteilen behandelt werden. Wegen der Folgen möglicher Querschnittsverluste durch Korrosion sind für tragende Bauteile Mindestdicken vorgeschrieben, so z. B. 4 mm im Stahlhochbau.

1.1 Maximales c/t -Verhältnis druckbeanspruchter Querschnittsteile

Um das Beulen nicht abgestützter gedrückter Flansche und Stege an Schweiß- und Walzprofilen zu vermeiden, ist stets nachzuweisen, dass deren Breiten-Dicken-Verhältnis c/t eingehalten wird

$$(c/t)_{\text{vorh}} \leq (c/t)_{\text{max}} \quad (6.1)$$

- c Breite des gedrückten Querschnittsteils
- t Dicke des gedrückten Querschnittsteils
- $(c/t)_{\text{max}}$ Grenzwert nach TB 6-8

Die zur Berechnung des $(c/t)_{\text{vorh}}$ -Verhältnisses notwendigen Maße c und t , s. Bilder in TB 6-8, lassen sich mit Hilfe von Profiltabellen (z. B. TB 1-11) bzw. Schweißzeichnungen unter Beachtung der Stegausrundung R bzw. der Kehlnahtdicke a bestimmen. Das von der Lagerungsart der Querschnittsteile, dem Spannungsverlauf, dem Beulwert und der Stahlsorte abhängige maximale c/t -Verhältnis kann für das elastische Nachweisverfahren mit Hilfe von TB 6-8 bestimmt werden.

Nach dem c/t -Verhältnis der druckbeanspruchten Querschnittsteile erfolgt eine Einordnung der Querschnitte in vier Klassen. Die hier behandelten Querschnitte der Klasse 3 erreichen für eine elastische Spannungsverteilung die Streckgrenze. Sie können aber wegen örtlichen Beulens die plastische Momententrägfähigkeit nicht entwickeln. Das Berechnungsbeispiel 6.1 unter 6.4 zeigt für ein geschweißtes I-Profil den Nachweis ausreichender Bauteildicken.

1.2 Zugstäbe

Sie treten zusammen mit Druckstäben als Bauglieder in Fachwerken und Verbänden auf. In dem aus oberem und unterem Begrenzungsstab (Ober- und Untergurt) und den Füllstäben (Vertikal- und Diagonalstäben) bestehenden Fachwerk nach **Bild 6-25a** werden z. B. jeder zweite Diagonalstab und der Untergurt auf Zug beansprucht. Für die *Tragfähigkeit* der Zugstäbe ist nur die *Werkstofffestigkeit* und die *Querschnittsfläche* maßgebend. Biegeweiche Flach- und Rundquerschnitte werden aber trotzdem kaum verwendet, da ihre Steifigkeit für Bearbeitung, Montage und Transport zu gering ist. Wie für Druckstäbe verwendet man in der Regel Walzprofile, die sich gut an den Knotenpunkten anschließen lassen. Da bei geschweißten Stabanschlüssen *keine Querschnittsschwächung* durch Löcher auftritt, ergibt sich gegenüber geschraubten oder genieteten Zugstäben eine *Werkstoffersparnis* bis zu 20 %.

Mittig angeschlossene Zugstäbe

Bei ihnen geht die Schwerachse durch die Anschlussebene mit dem anderen Bauteil (Knotenblech, Gurtsteg) hindurch, wie bei dem Anschluss nach **Bild 6-25c** oder dem zweiteiligen Stab (Doppelstab), **Bild 6-32a**. Bei letzterem würden allerdings die Einzelstäbe, hier Winkelstäbe, wegen des außermittigen Anschlusses durch das Moment $M_b = 0,5F(e + t/2)$ nach innen ausbiegen, was aber durch die eingeschweißten Futterstücke verhindert wird. Die Außermittigkeit gleicht sich also beim Doppelstab durch geringe Zusatzspannungen im Stab selbst und in den Anschlüssen aus und braucht bei der Berechnung nicht berücksichtigt zu werden.

Für den Bemessungswert der einwirkenden Zugkraft ist der Nachweis zu führen

$$\frac{N_{Ed}}{A} \leq \frac{R_e}{\gamma_{M0}} \quad (6.2)$$

N_{Ed} Bemessungswert der einwirkenden Zugkraft

R_e Streckgrenze des Stabwerkstoffes nach TB 6-5

A Querschnittsfläche des Stabes

γ_{M0} Teilsicherheitsbeiwert bei Querschnittsnachweisen: $\gamma_{M0} = 1,0$

Für die Entwurfsberechnung ergibt sich die erforderliche Stabquerschnittsfläche aus

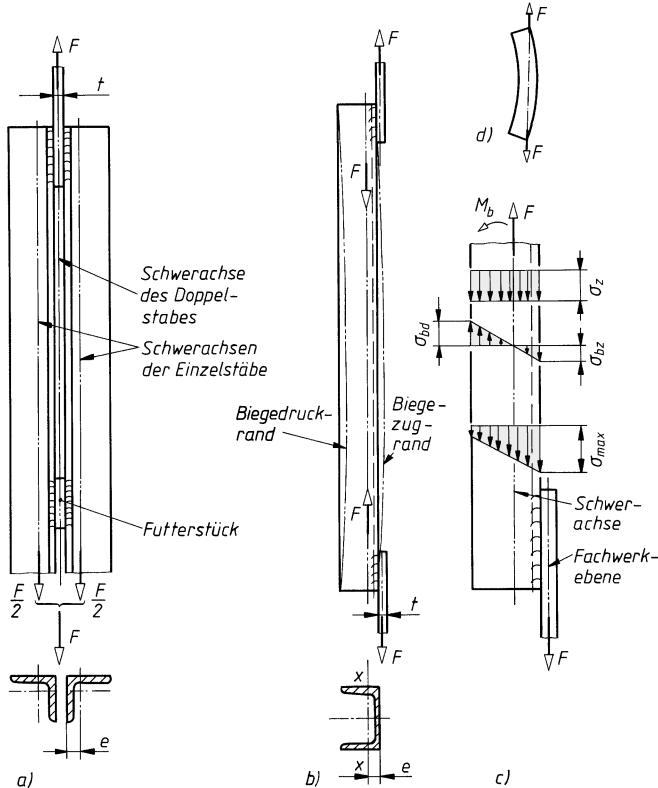
$$A_{erf} \geq \frac{N_{Ed} \cdot \gamma_{M0}}{R_e} \quad (6.3)$$

N_{Ed} , R_e und γ_{M0} wie zu Gl. (6.2)

Mit der ermittelten Querschnittsfläche A_{erf} wird aus Profiltabellen (s. TB 1-8 bis TB 1-13) ein passender Querschnitt gewählt. Für Gurtstäbe werden dabei häufig T- oder 1/2 I-Profile gewählt, damit die Füllstäbe ohne Knotenbleche angeschlossen werden können (Bild 6-25c). Bei Füllstäben herrschen Winkel- und T-Stähle vor.

Außermittig angeschlossene Zugstäbe

Bei diesen fällt die Schwerachse des Stabes aus der Anschlussebene heraus, wie bei dem U-Stahl Bild 6-32b. Durch das Moment $M_b = F \cdot (e + t/2)$ entsteht eine zusätzliche Biegebeanspruchung, die den Stab, hier nach rechts, ausbiegt und nicht ohne weiteres vernachlässigt werden kann. Dieses Ausbiegen lässt sich deutlich an einem außermittig gezogenen Gummiband zeigen (Bild 6-32d). Außermittig angeschlossene Zugstäbe sind also allgemein auf *Zug und Biegung* zu berechnen.

**Bild 6-32**

Zugstäbe.

- Mittig angeschlossener Doppelwinkel,
- außermittig angeschlossener U-Stahl,
- Spannungsverlauf im einseitig angeschlossenen U-Stahl nach b),
- außermittig gezogenes Gummiband

Bei gleichzeitiger Beanspruchung durch Biegung und Normalkraft ist für den Bemessungswert der einwirkenden maximalen Normalspannung der Nachweis zu führen

$$\sigma_{x,Ed} = \frac{N_{Ed}}{A} + \frac{M_x}{I_x} \cdot e_z \leq \frac{R_e}{\gamma_{M0}} \quad (6.4)$$

$\sigma_{x,Ed}$ Bemessungswert der einwirkenden Normalspannung aus Biegung und Normalkraft

N_{Ed} Bemessungswert der einwirkenden Normalkraft (Stabkraft)

M_x Biegemoment, hier aus Außermittelheit: $M_x = N_{Ed} \cdot (e + t/2)$, vergleiche Bild 6-32

I_x Flächenmoment 2. Grades des Stabquerschnitts für die Biegeachse $x-x$

e_z Abstand der Profilschwerachse $x-x$ vom Biegezugrand

A Querschnittsfläche des Stabes, z. B. TB 1-8 bis TB 1-12

R_e Streckgrenze des Stabwerkstoffes nach TB 6-5

γ_{M0} Teilsicherheitsbeiwert bei Querschnittsnachweisen: $\gamma_{M0} = 1,0$

Dieser Nachweis gilt eigentlich nur, wenn das Biegemoment in der Ebene einer der beiden Hauptachsen des Querschnitts wirkt. Bei Winkel- und Z-Stählen und bei beliebigen Querschnitten muss das Biegemoment in Richtung der beiden Hauptachsen zerlegt werden. Die so ermittelten Einzelspannungen sind dann algebraisch zu addieren (schiefe Biegung).

Bei einschenkligen Anschlüssen von Winkelprofilen darf die Exzentrizität der überlappten Endverbindungen (Bild 6-40c bis f) vernachlässigt und das Bauteil wie unter zentrisch angreifender Kraft bemessen werden, wenn eine wirksame Querschnittsfläche verwendet wird.

Die wirksame Querschnittsfläche darf gleich der Bruttoquerschnittsfläche gesetzt werden bei gleichschenkligen Winkeln und bei ungleichschenkligen Winkeln, wenn diese am größeren Schenkel angeschlossen werden. Bei Anschluss am kleineren Schenkel erfolgt der Nachweis als gleichschenklig Winkel mit zwei kurzen Schenkeln.

1.3 Druckstäbe

Druckstäbe sind unter planmäßig zentrischem Druck bis zur Grenzknickkraft $N_{b,Rd}$ belastbar. Erreicht bei Laststeigerung die Druckkraft N eines idealen Stabes den Wert der idealen Verzweigungslast N_{cr} (Eulersche Knicklast), so weicht die Stabachse plötzlich aus. Der ursprünglich gerade Stab knickt aus.

Auf reale Bauteile treffen die idealisierten Voraussetzungen nicht zu. Es treten baupraktisch unvermeidliche Abweichungen (Imperfektionen) auf, so z. B. gekrümmte Stabachsen, nicht gleich bleibende Querschnitte, abweichende Auflagerbedingungen und meist hohe Eigenspannungen.

Dies hat zur Folge, dass beim realen Druckstab mit zunehmender Last von Anfang an Ausbiegungen auftreten. Bei weiterer Steigerung der Druckkraft wird der Stab durchgehend plastifiziert. Damit ist die Traglast N_{pl} des Stabes erreicht. Sie liegt unter der idealen Verzweigungslast N_{cr} . Am realen Druckstab liegt also ein Spannungsproblem vor.

Ideale Verzweigungslasten N_{cr} für das Biegeknicken werden meist mithilfe von Knicklängen L_{cr} oder Knicklängenbeiwerten β berechnet. **Bild 6-34** zeigt die vier Eulerfälle. Die Stäbe mit gleichbleibenden Querschnitt sind unterschiedlich gelagert. Die allgemeingültige Formel zur Be- rechnung der kleinsten idealen Verzweigungslast lautet $N_{cr} = \pi^2 \cdot E \cdot I / L_{cr}^2$, mit Elastizitätsmodul E und Flächenträgheitsmoment I des Bauteils.

Im Stahlbau regelt DIN EN 1993-1-1 die Tragsicherheitsnachweise für stabilitätsgefährdete Stäbe und Stabwerke aus Stahl. Sie unterscheidet Biegeknicken und Biegedrillknicken. Beim allgemeinen Fall des Biegedrillknickens treten Verschiebungen in Richtung der Hauptachsen und gleichzeitig Verdrehungen um die Stabachse auf. Diese Verdrehungen müssen berücksichtigt werden. Beim Sonderfall des Biegeknickens treten nur Verschiebungen auf, oder die Verdreh-

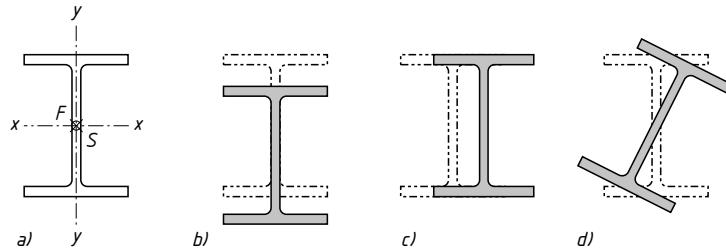


Bild 6-33 Knickmöglichkeit bei mittig belasteten, doppelstatisch symmetrischen Querschnitten.

- a) Im Schwerpunkt belasteter Querschnitt mit Hauptachsen x und y , b) Biegeknicken um $x-x$, c) Biegeknicken um $y-y$, d) Drillknicken (gefährdet sind dünnwandige offene Querschnitte.)

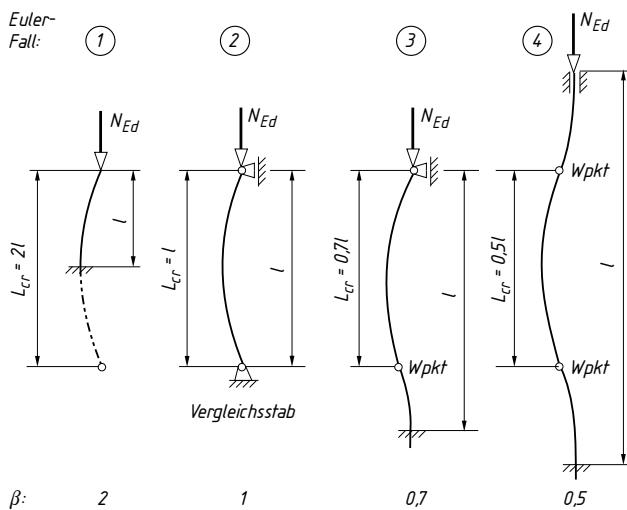


Bild 6-34

Knicklängen der vier Euler-Fälle.

Knickbiegelinien mit Wendepunkten (Wpkt), Knicklängen L_{cr} und Knicklängenbeiwerten $\beta = L_{cr}/l$

hungen dürfen vernachlässigt werden. Nur dieser einfache Nachweis wird behandelt. Er gilt für doppelsymmetrische, mittig belastete gerade Stäbe und Hohlquerschnitte.

Große Vorbemessung der Druckstäbe

Die Festlegung der Größe ist ein iterativer Prozess. Die Querschnittsform richtet sich nach konstruktiven Anforderungen und statischer Eignung. Als erster Anhaltspunkt für die Querschnittsfläche kann gewählt werden

$$A_{\text{erf}} \approx \frac{N_{\text{Ed}}}{15} \quad \frac{A_{\text{erf}}}{\text{cm}^2} \quad \frac{N_{\text{Ed}}}{\text{kN}} \quad (6.5)$$

N_{Ed} Bemessungswert der einwirkenden Druckkraft

Aus Profiltabellen der Normen oder entsprechend aus TB 1-8 bis TB 1-13 werden dann entsprechende Profile ausgesucht.

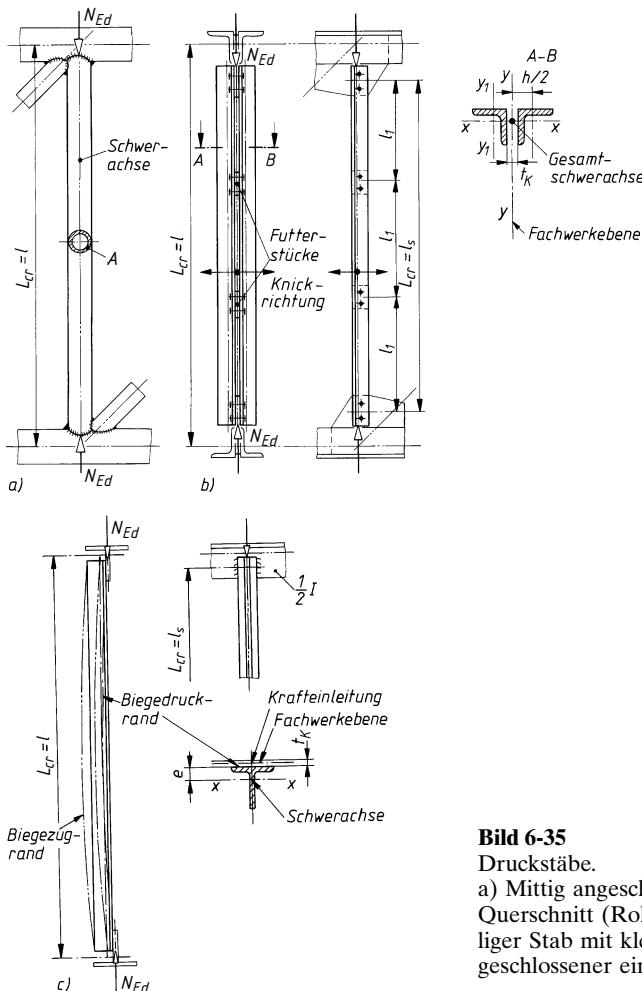


Bild 6-35

Druckstäbe.

a) Mittig angeschlossener einteiliger Stab mit idealem Querschnitt (Rohr), b) mittig angeschlossener zweiteiliger Stab mit kleinem Stababstand, c) außermittig angeschlossener einteiliger Stab

Biegeknicken einteiliger Druckstäbe (Querschnittsklasse 3)

Für das Biegeknicken einteiliger Druckstäbe mit mittigem Druck erfolgt der Biegeknicknachweis in folgenden Schritten.

Bestimmung des Schlankheitsgrades

$$\bar{\lambda} = \frac{L_{\text{cr}}}{i} \cdot \frac{1}{\lambda_l} \quad (6.6)$$

L_{cr} Knicklänge des Stabes in der betrachteten Knickebene

Vier einfache Fälle für Knicklängen sind in Bild 6-34 angegeben, weitere können nach DIN EN 1993-1-1 berechnet oder der Fachliteratur entnommen werden.

Für das Biegeknicken von Fachwerkstäben im Hochbau gilt für das Ausweichen

– in der Fachwerkebene: $L_{\text{cr}} \approx 0,9 \cdot l \approx l_s$

– aus der Fachwerkebene: $L_{\text{cr}} = l$

mit l = Systemlänge des Stabes und l_s = Schwerpunktstabstand des Anschlusses.

i Trägheitsradius des Stabquerschnitts für die maßgebende Knickebene, z. B. aus Profiltabellen TB 1-8 bis TB 1-13. Mit dem Flächenmoment 2. Grades I und der Stabquerschnittsfläche A gilt allgemein: $i = \sqrt{I/A}$

λ_l Schlankheit zur Bestimmung des Schlankheitsgrades: $\lambda_l = \pi \cdot \sqrt{\frac{E}{R_e}} = 93,9 \cdot \varepsilon$;

mit $\varepsilon = \sqrt{\frac{235}{R_e}}$, mit Elastizitätsmodul $E = 210\,000 \text{ N/mm}^2$ für Stahl und Streckgrenze R_e des Stabwerkstoffes nach TB 6-5

Je größer die Schlankheit λ ist, umso stabilitätsgefährdet ist der Druckstab.

Abhängig von der Querschnittsform des Stabes, dem Stabwerkstoff und der Knickebene kann aus TB 6-9 die zutreffende Knicklinie a_0 bis d ermittelt werden. Der Abminderungsfaktor χ für Biegeknicken kann jetzt aus TB 6-10 abgelesen werden.

Hilfsfunktion Φ zur rechnerischen Bestimmung des Abminderungsfaktors χ

$$\Phi = 0,5 \cdot [1 + \alpha(\bar{\lambda} - 0,2) + \bar{\lambda}^2] \quad (6.7)$$

α Imperfektionsbeiwert der Knicklinien

Knicklinie	a_0	a	b	c	d
a	0,13	0,21	0,34	0,49	0,76

Berechnung des Abminderungsfaktors aus der maßgebenden Knicklinie

$$\bar{\lambda} \leq 0,2 : \chi = 1 \quad (6.8)$$

Bei Schlankheitsgraden $\bar{\lambda} \leq 0,2$ oder für $N_{\text{Ed}}/N_{\text{cr}} \leq 0,04$ darf der Biegeknicknachweis entfallen und es sind ausschließlich Querschnittsnachweise zu führen.

$$\bar{\lambda} > 0,2 : \chi = \frac{1}{\Phi + \sqrt{\Phi^2 - \bar{\lambda}^2}} \leq 1,0 \quad (6.9)$$

Der Bemessungswert der Beanspruchbarkeit auf Biegeknicken kann in der Regel wie folgt angenommen werden

$$N_{\text{b,Rd}} = \frac{\chi \cdot A \cdot R_e}{\gamma_{\text{M1}}} \quad (6.10)$$

$N_{\text{b,Rd}}$ Bemessungswert der Biegeknickfähigkeit

χ Abminderungsbeiwert entsprechend der maßgebenden Knickkurve, s. TB 6-10

A Querschnittsfläche des Stabes

R_e Streckgrenze des Stabwerkstoffes nach TB 6-5

γ_{M1} Teilsicherheitsbeiwert bei Stabilitätsversagen: $\gamma_{\text{M1}} = 1,1$

Nachweis gegen Biegeknicken

$$\frac{N_{\text{Ed}}}{N_{\text{b,Rd}}} \leq 1 \quad (6.11)$$

N_{Ed} Bemessungswert der einwirkenden Druckkraft

$N_{\text{b,Rd}}$ Bemessungswert der Biegeknickbeanspruchbarkeit nach Gl. (6.10)

Mehrteilige Rahmenstäbe mit geringer Spreizung

Bei diesen, z. B. aus zwei Winkelprofilen bestehenden Stäben (**Bild 6-35b**), fällt die Gesamt-Schwerachse praktisch mit der Anschlussebene zusammen; sie können gewissermaßen wie mittig angeschlossene einteilige Stäbe behandelt werden. Um eine gemeinsame Tragwirkung zu erreichen, müssen sie durch Bindebleche schubfest verbunden werden.

Mehrteilige Stäbe aus U- und L-Profilen werden bevorzugt in geschraubten Fachwerken eingesetzt, wo sie direkt oder an Knotenbleche angeschlossen werden. Ihre Spreizung h ist dadurch nur wenig größer als die Dicke des Knotenbleches, **Bild 6-36**. Stäbe aus übereck gestellten Winkeln (**Bild 6-37**) sind hinsichtlich der Unterhaltung günstiger als Querschnitte nach **Bild 6-36**. Die Steifigkeit um die stofffreie Achse ($y-y$) ist größer als die Steifigkeit um die Stoffachse¹⁾ ($x-x$), so dass nur ein Nachweis mit $\lambda_x = L_{crx}/i_x$ erforderlich ist.

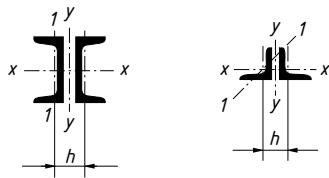


Bild 6-36
Mehrteilige Stäbe, deren Querschnitte eine Stoffachse ($x-x$) haben

Der Abstand der Bindebleche darf dabei nicht mehr als $l_1 = 15 \cdot i_{min}$ betragen, **Bild 6-35b**. Bei ungleichschenkligen Winkelprofilen kann für $i_x = i_0/1,15$ gesetzt werden, wobei sich der Trägheitsradius i_0 des Gesamtquerschnitts auf die zum langen Winkelschenkel parallele Schwerachse bezieht, **Bild 6-37b**. Der Abstand der bei Winkeln paarweise anzuordnenden Bindebleche beträgt $l_1 \leq 70 \cdot i_{min}$; i_{min} ist der kleinste Trägheitsradius eines Gurtstabes oder Winkels. Für die Knicklänge des Gesamtstabes darf der Mittelwert der Knicklängen für das Ausknicken in und aus der Fachwerkebene gesetzt werden $L_{cr} \approx 0,5 \cdot (l + l_s)$, **Bild 6-35b**.

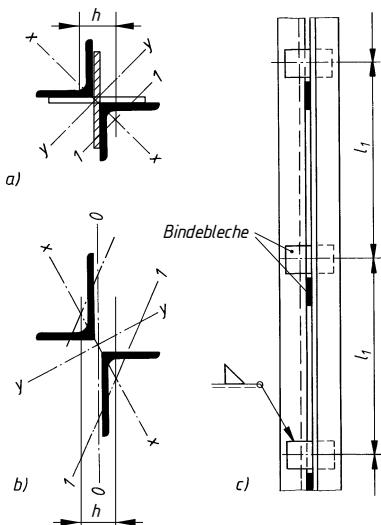


Bild 6-37
Mehrteiliger Druckstab aus übereck gestellten Winkelprofilen.
a) Stabquerschnitt aus gleichschenkligen Winkel mit Bindeblechen, b) Stabquerschnitt aus ungleichschenkligen Winkel, c) paarweise angeordnete Bindebleche im maximalen Abstand $l_1 \leq 70 \cdot i_{min}$

1.4 Knotenbleche

Knotenbleche dienen zum Verbinden der im Knotenpunkt zusammenlaufenden Stäbe. Die Größe ist durch die Gestaltung der Knotenpunkte gegeben, die Dicke t_K soll etwa der Dicke der angeschlossenen Schenkel, Flansche usw. der Stäbe entsprechen:

¹⁾ Die Hauptachse wird als „Stoffachse“ bezeichnet, wenn sie alle Einzelstabquerschnitte durchschneidet.

Die Knotenblechdicke t_K wird etwa gleich oder etwas kleiner als die mittlere Dicke aller im Knotenpunkt zusammenlaufenden Stäbe gewählt.

Bei Doppelstäben ist die Summe der Dicken beider Stäbe als Stabdicke zu betrachten.

Die Tragfähigkeit des Knotenbleches ist im Stahlbau bei großen Stabkräften nachzuprüfen. Bei Füllstabanschlüssen (Diagonal- und Vertikalstäbe) wird dabei vereinfachend angenommen, dass die Stabkraft vom Nahtanfang, bei Schrauben-(Niet-)Anschlüssen von der ersten Schraube (Niet) an sich *unter 30° nach beiden Seiten ausbreitet* (**Bild 6-38**). Am Nahtende oder der letzten Schraube (Niet) soll dann ein Blechstreifen der „mittragenden Breite“ b durch die Stabkraft gleichmäßig beansprucht werden. Damit gilt näherungsweise für die Spannung im Knotenblech:

$$\sigma = \frac{F}{b \cdot t_K} \leq \frac{0,9 \cdot R_m}{\gamma_{M2}} \quad (6.12)$$

F anzuschließende Stabkraft

b mittragende Breite des Knotenbleches entsprechend **Bild 6-38**

- geschweißter Anschluss: $2 \cdot \tan 30^\circ \cdot l_w$, mit Nahtlänge l_w
- geschaubar (genieteter) Anschluss: $2 \cdot \tan 30^\circ \cdot L - d$, mit Schraubenabstand L und Lochabzug d

t_K Knotenblechdicke

R_m Zugfestigkeit des Knotenbleches nach TB 6-5

γ_{M2} Teilsicherheitsbeiwert bei Bruchversagen: $\gamma_{M2} = 1,25$

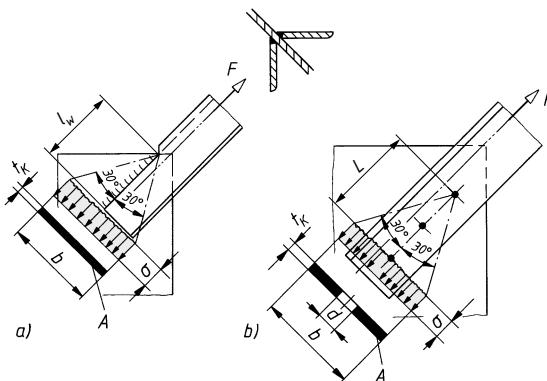


Bild 6-38

Überschlägiger Spannungsnachweis für Knotenbleche.

- beim geschweißten Stabanschluss,
- beim geschaubten Stabanschluss

1.5 Einfache Biegeträger (elastische Berechnung)

Für Biegeträger mit gleichzeitiger Beanspruchung durch eine Normalkraft N_{Ed} und ein Biegemoment M_x , vgl. **Bild 6-39** und Gl. (6.4), ist für die maßgebende Stelle der Nachweis zu führen

$$\sigma_{xEd} = \frac{N_{Ed}}{A} + \frac{M_{xEd}}{I_x} \cdot y \leq \frac{R_e}{\gamma_{M0}} \quad (6.13)$$

σ_{xEd} Bemessungswert der einwirkenden Normalspannung aus Biegung und Normalkraft

N_{Ed} Bemessungswert der einwirkenden Normalkraft

M_{xEd} Bemessungswert des einwirkenden Biegemomentes um die Achse $x-x$

A Gesamtquerschnittsfläche des Trägers; bei Walzprofilen nach **TB 1-10** bis **TB 1-12**; evtl. unter Berücksichtigung der Lochschwäzung im Zugbereich

I_x Flächenmoment 2. Grades für Hauptachse x ; für Walzprofile nach **TB 1-10** bis **TB 1-12**; evtl. unter Berücksichtigung der Lochschwäzung im Zugbereich

y Abstand der betrachteten Querschnittsstelle von der x -Achse, z. B. $y = h/2$ für Randfaser, führt zum Sonderfall des Widerstandsmomentes $W_x = I_x/(h/2)$

R_e Streckgrenze des Bauteilwerkstoffes nach TB 6-5

γ_{M0} Teilsicherheitsbeiwert bei Querschnittsnachweisen: $\gamma_{M0} = 1,0$

Zweckmäßige Vorzeichenregelung: Zug und Biegezug (+), Druck und Biegedruck (-).

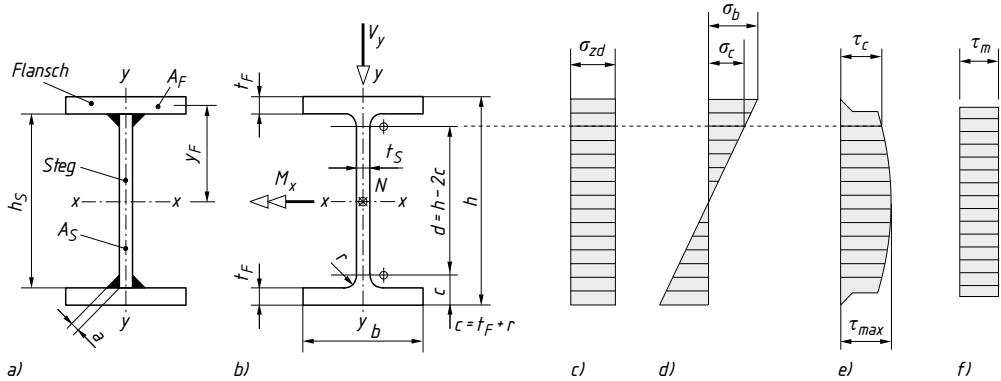


Bild 6-39 Spannungsverteilung in Biegeträgern.¹⁾

- a) Geschweißter Träger (Blechträger) mit doppeltsymmetrischem I-Querschnitt, b) warmgewalzter I-Träger mit Normalkraft N , Biegemoment M_x und Querkraft V_y , c) Zug-/Druckspannungen infolge N , d) Biegespannungen infolge M_x , e) Schubspannungen infolge der Querkraft V_y , f) Mittelwert der Schubspannungen $\tau_m = V_y/A_s$

Bei Trägern mit Querkraftbeanspruchung, vgl. **Bild 6-39**, sind die Schubspannungen im Trägersteg zu berücksichtigen

$$\tau_{Ed} = \frac{V_{Ed} \cdot S}{I \cdot t} \leq \frac{R_e}{\sqrt{3} \cdot \gamma_{M0}} \quad (6.14)$$

τ_{Ed} Bemessungswert der einwirkenden Schubspannung

V_{Ed} Bemessungswert der einwirkenden Querkraft

I Flächenmoment 2. Grades des Gesamtquerschnitts, für Walzprofile nach Profiltabellen **TB 1-10 bis TB 1-12**

S Flächenmoment 1. Grades (statisches Moment) der Querschnittsfläche, welche durch die zu untersuchende Faser vom Querschnitt abgetrennt wird. In **Bild 6-39a** gilt z. B. für die Berechnung der Halsnähte: $S = A_F \cdot y_F$, mit A_F als angeschlossene Querschnittsfläche und y_F als deren Schwerpunktsabstand von der Schwerachse des Gesamtquerschnitts

t die zugehörige Querschnittsdicke(-breite) der untersuchten Faser; z. B. t_S für das Stegblech oder $2a$ für die Halsnähte, vgl. **Bild 6-39a**

R_e Streckgrenze des Bauteilwerkstoffes nach TB 6-5

γ_{M0} Teilsicherheitsbeiwert bei Querschnittsnachweisen: $\gamma_{M0} = 1,0$

Die Verteilung der Schubspannungen über die Höhe des Querschnitts ist ungleichmäßig, der Größtwert liegt stets in der Schwerachse, **Bild 6-39e**. Bei I-förmigen Trägern mit ausgeprägten Flanschen ($A_F/A_S > 0,6$, **Bild 6-39**) darf mit der mittleren Schubspannung gerechnet werden

$$\tau_{Ed} = \frac{V_{Ed}}{A_S} \leq \frac{R_e}{\sqrt{3} \cdot \gamma_{M0}} \quad (6.15)$$

τ_{Ed} , V_{Ed} , R_e und γ_{M0} wie zu Gl. (6.14)

A_S Querschnittsfläche des Stegbleches: $A_S = h_S \cdot t_S$ (**Bild 6-39a**), bei gewalztem Profil auch: $A_S = (h - t_F) \cdot t_S$

¹⁾ Entsprechend den Profilnormen wird ein ebenes Koordinatensystem mit den Achsen x und y benutzt. EC3 nutzt ein räumliches Koordinatensystem mit den Hauptachsen y und z und x in Richtung der Stabachse.

Für die gleichzeitige Beanspruchung durch Biegung und Querkraft ist ein Vergleichsspannungsnachweis zu führen

$$\boxed{\sigma_v = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2} \leq \frac{R_e}{\gamma_{M0}}} \quad (6.16)$$

σ, τ Normalspannungen und Schubspannungen an derselben Querschnittsstelle.

Für Walzprofile liegt die maßgebende Stelle am Beginn der Ausrundung zwischen Steg und Flansch (**Bild 6-39b**: σ_c mit $y = 0,5(h - 2c)$), bei geschweißten I-Profilen am Trägerhals. Es darf meist mit der mittleren Schubspannung nach Gl. (6.15) gerechnet werden.

R_e, γ_{M0} wie zu Gl. (6.13)

Die mit der Gestaltänderungsenergie-Hypothese (Gln. 3.2a und 6.16) berechneten Vergleichsspannungen eignen sich besonders zur Beurteilung zäher (duktiler) Werkstoffe. Sie wird im Stahlbau für den Nachweis ein- und mehrachsiger Spannungszustände im Bauteilwerkstoff angewandt. Für alle druckbeanspruchten Querschnittsteile ist stets nachzuweisen, dass die Grenzwerte $(c/t)_{max}$ nach **TB 6-8** eingehalten sind.

6

2. Berechnung der Schweißnähte im Stahlbau

2.1 Abmessungen der Schweißnähte

Die rechnerischen Maße der Schweißnähte sind mit der Dicke $a^{1)}$ und der Länge l gegeben.

Stumpfnähte

Die *rechnerische Nahtdicke* a entspricht der Dicke t der zu verbindenden Bauteile, durchgeschweißte Nähte vorausgesetzt. Eine evtl. vorhandene Nahtüberhöhung wird nicht berücksichtigt. Bei verschiedenen dicken Bauteilen ist die kleinere Dicke maßgebend, also $a = t_{min}$ (**Bild 6-24**, 2. Zeile). Wegen des besseren Überganges zum dickeren Teil (Kraftfluss!) sind dabei die mehr als 10 mm vorstehenden Kanten im Verhältnis 1:1 oder flacher zu brechen.

Die *rechnerische Nahtlänge* l ist ihre geometrische Länge. Sie ist gleich der Breite b des zu schweißenden Bauteiles, wenn durch Hilfsstücke (An- und Auslaufstücke, **Bild 6-40a**) oder andere geeignete Maßnahmen eine fehlerfreie Ausführung am Nahtanfang und am Nahtende erreicht wird.

Kehlnähte

Kehlnähte dürfen für die Verbindung von Bauteilen verwendet werden, wenn die Flanken einen Öffnungswinkel von 60° bis 120° bilden.

Die *wirksame Nahtdicke* a ist gleich der bis zum theoretischen Wurzelpunkt gemessenen Höhe des im Nahtquerschnitt einschreibbaren gleichschenkligen oder nicht gleichschenkligen Dreiecks (**Bild 6-13a** bis **e**). Bei Querschnittsteilen mit Dicken $t \geq 4$ mm sollen folgende Grenzwerte für die wirksame Schweißnahtdicke a von Kehlnähten eingehalten werden

$$\boxed{3 \text{ mm} \leq a \leq 0,7t_{min}} \quad (6.17a)$$

$$\boxed{a \geq \sqrt{t_{max}} - 0,5} \quad \begin{array}{c|c} a & t \\ \hline \text{mm} & \text{mm} \end{array} \quad (6.17b)$$

a Kehlnahtdicke
 t_{min}, t_{max} kleinste bzw. größte anzuschließende Bauteildicke

Bei Handschweißung ist in der Praxis die ausführbare Mindestdicke der Kehlnähte 3 mm. Eine Nahtdicke $a \geq 0,7t_{min}$ ist bei Doppelkehlnähten festigkeitsmäßig nicht ausnutzbar und bei einseitigen Kehlnähten wegen des unsymmetrischen Anschlusses nicht empfehlenswert. Der Mindestwert nach Gl. (6.17b) vermeidet ein Missverhältnis von Nahtquerschnitt und verbundenen Querschnittsteilen. Bei sorgfältigen Herstellungsbedingungen (z. B. Vorwärmung dicker Querschnittsteile) darf auf die Bedingung nach Gl. (6.17b) verzichtet werden, jedoch sollte für Blechdicken $t \geq 30$ mm die Kehlnahtdicke mit $a \geq 5$ mm gewählt werden.

¹⁾ a -Maß wird für alle Nahtarten benutzt.

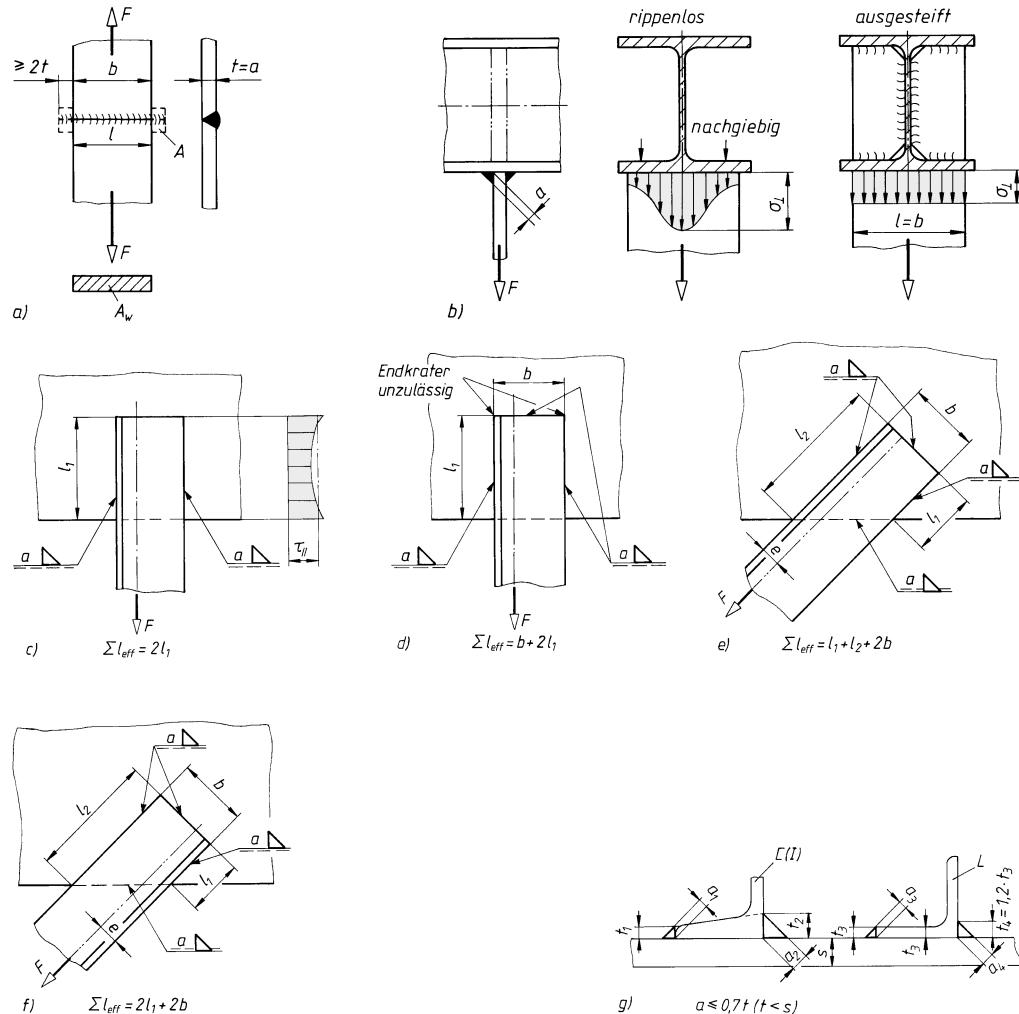


Bild 6-40 Zug- und schubbeanspruchte Schweißverbindungen im Stahlbau.

a) Zugbeanspruchte Stumpfnaht mit An- und Auslaufstück (A), b) nachgiebige und steife Anschluss-ebene am Beispiel eines Zuglaschenanschlusses, c) Stabanschluss mit Flankenkehlnähten und Verteilung der Nahtschubspannung, d) Stabanschluss mit Stirn- und Flankenkehlnähten, e) Stabanschluss mit ringsumlaufender Kehlnaht, Schwerachse näher zur längeren Naht, f) Stabanschluss mit ringsumlaufender Kehlnaht, Schwerachse näher zur kürzeren Naht, g) zulässige Flankenkehlnahtdicken an Stab- und Formstählen

Für Flankenkehlnähte bei Stab- und Formstählen gilt dabei als kleinste Bauteildicke das theoretische Maß t der Flansch- bzw. Schenkelnenden nach **Bild 6-40g** (sofern $t < s$). An den gerundeten Flansch- oder Schenkeln wird aus geometrischen Gründen die Nahtdicke nicht größer als halbe Flansch- oder Schenkeldicke ausgeführt, nach **Bild 6-40g** z. B. $a_3 \approx 0,5t_3$. Da bei Kehlnähten der Nahtquerschnitt (Schweißgutaufwand) proportional mit a^2 , die Tragfähigkeit aber nur linear mit a wächst, sollten stets dünne Nähte angestrebt werden. Gebräuchliche Nahtdicken mit in () größtzulässiger Bauteildicke: 3 (12) 3,5 (16) 4 (20) 4,5 (25) 5 (30) 6 (42) 7 (56) mm usw.

Bei Schweißverfahren, bei denen ein über den theoretischen Wurzelpunkt hinausgehender Einbrand gewährleistet ist, z. B. teil- oder vollmechanischen UP- oder Schutzgasverfahren, darf die

rechnerische Nahtdicke um das in einer Verfahrensprüfung zu bestimmende Maß e vergrößert werden (e kleinster wirksamer Einbrand, **Bild 6-13f**).

Als wirksame Länge l_{eff} einer Kehlnaht ist die Gesamtlänge mit voller Nahtdicke anzusetzen. Diese kann als die tatsächliche Länge der Schweißnaht abzüglich des zweifachen Betrages der wirksamen Kehlnahtdicke a angesetzt werden. Bei voller Ausführung bis zum Nahtende entfällt die Abminderung. Zur Vermeidung von Spannungsspitzen und Korrosion sind die Bauteilenden stets auf eine Nahtlänge von $2a$ zu Umschweißen. Kehlnähte dürfen beim Festigkeitsnachweis nur berücksichtigt werden, wenn ihre Länge $l_{\text{eff}} \geq 6a$, mindestens jedoch 30 mm ist. In unmittelbaren Laschen- und Stabanschlüssen (**Bilder 6-40c bis f**) darf als wirksame Schweißnahtlänge l_{eff} der einzelnen Flankenkehlnähte maximal $150a$ angesetzt werden.

Wenn die wirksame Schweißnahtlänge Σl_{eff} nach den **Bildern 6-40c bis f** bestimmt wird, dürfen die Momente aus den Außermittigkeiten des Schweißnahtschwerpunktes zur Stabachse unberücksichtigt bleiben. Das gilt auch dann, wenn andere als Winkelprofile angeschlossen werden. Die Begrenzung der wirksamen Nahtlänge entfällt bei gleichmäßiger Krafeinleitung über die Anschlusslänge, so z. B. bei Querkraftübertragung vom Trägersteg zur Gurtplatte nach **Bild 6-43a**.

Sonstige Nähte

Bei den durch- oder gegengeschweißten Nähten, **Bild 6-14a** und **b**, ist die wirksame Nahtdicke gleich der Dicke des anzuschließenden Teiles ($a = t_1$). Bei den nicht durchgeschweißten Nähten, **Bild 6-12** und **6-14c** und **d**, ist die wirksame Nahtdicke gleich dem Abstand vom theoretischen Wurzelpunkt zur Nahtoberfläche. Die für einen Öffnungswinkel von 60° geltenden a -Maße sind jeweils eingetragen. Werden diese HY- und DHY-Nähte mit einem Öffnungswinkel von $< 45^\circ$ ausgeführt, ist das rechnerische a -Maß um 2 mm zu verkleinern.

Für die Dreiblechnaht (Steilflankennaht) nach **Bild 6-14e** gilt für die Nahtdicke bei Kraftübertragung

$$\text{von } t_2 \text{ nach } t_3: \quad a = t_2 \quad (\text{für } t_2 < t_3)$$

$$\text{von } t_1 \text{ nach } t_2 \text{ und } t_3: \quad a = b$$

Als wirksame Nahtlänge l_{eff} gilt die Gesamtlänge der Naht mit voller Nahtdicke.

2.2 Tragfähigkeitsnachweis von Schweißnähten

1. Tragfähigkeit von Stumpfnähten

Die Tragfähigkeit von durchgeschweißten Stumpfnähten (z. B. **Bild 6-11**) ist in der Regel mit der Tragfähigkeit des schwächeren der zu verbindenden Bauteile gleichzusetzen. Das trifft zu, wenn die Schweißnaht mit Schweißzusätzen ausgeführt wird, die entsprechend den Schweißgutprüfungen Mindestwerte der Streckgrenze und der Zugfestigkeit aufweisen, die nicht geringer sind als für den Grundwerkstoff. Die Nahtdicke von nicht durchgeschweißten Stumpfnähten (z. B. **Bild 6-41a** und **6-12**) ist in der Regel wie für Kehlnähte mit tiefem Einbrand zu ermitteln (**Bild 6-41b**). Dabei sollte die Nahtdicke nicht größer sein als die mit dem Schweißverfahren erreichbare Tiefe des Einbrandes. Die Tragfähigkeit des im **Bild 6-41c** dargestellten T-Stoßes

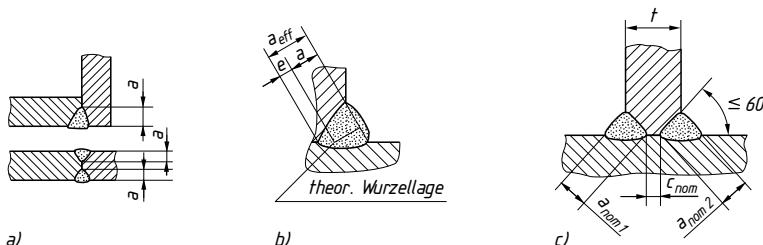


Bild 6-41 a) nicht durchgeschweißte Stumpfnähte, b) Kehlnaht mit tiefem Einbrand, c) wirksame durchgeschweißte Stumpfnah am T-Stoß: $a_{\text{nom}1} + a_{\text{nom}2} \geq t$ und $c_{\text{nom}} \leq \min(t/5; 3 \text{ mm})$

kann unter den angegebenen Bedingungen: $a_{\text{nom}1} + a_{\text{nom}2} \geq t$ und $c_{\text{nom}} \leq \min(t/5; 3 \text{ mm})$, wie bei einer durchgeschweißten Stumpfnaht ermittelt werden.

2. Tragfähigkeit von Kehlnähten

Die Tragfähigkeit von Kehlnähten ist mit dem richtungsbezogenen oder dem vereinfachten Verfahren zu ermitteln.

Richtungsbezogenes Verfahren

Es werden die Kräfte, die je Längeneinheit übertragen werden können, aufgeteilt in Anteile parallel und rechtwinklig zur Längsachse der Schweißnaht und normal und rechtwinklig zur Lage der wirksamen Kehlnahtfläche.

Die wirksame Kehlnahtfläche A_w der Schweißnaht ist mit der Schweißnahtdicke a und der wirksamen Länge l_{eff}

$$A_w = a \cdot l_{\text{eff}} \quad (6.18)$$

Die aus diesen Kräften resultierenden Spannungen werden gleichmäßig über dem Nahtquerschnitt angenommen und führen zu folgenden Normal- und Schubspannungen (**Bild 6-42b**)

- σ_{\perp} Normalspannung senkrecht zur Schweißnahtachse
- σ_{\parallel} Normalspannung parallel zur Schweißnahtachse
- τ_{\perp} Schubspannung (in der Ebene der Kehlnahtfläche) senkrecht zur Schweißnahtachse
- τ_{\parallel} Schubspannung (in der Ebene der Kehlnahtfläche) parallel zur Schweißnahtachse

Die Lage der wirksamen Kehlnahtfläche wird im Wurzelpunkt konzentriert angenommen. Bei der Bestimmung der Beanspruchbarkeit der Kehlnaht werden die Normalspannungen σ_{\parallel} vernachlässigt. Die Tragfähigkeit einer Kehlnaht ist ausreichend, wenn folgende beiden Bedingungen erfüllt sind:

$$\sqrt{\sigma_{\perp}^2 + 3 \cdot \tau_{\perp}^2 + 3 \cdot \tau_{\parallel}^2} \leq \frac{R_m}{\beta_w \cdot \gamma_{M2}} \quad (6.19)$$

$$\sigma_{\perp} \leq 0,9 \cdot R_m / \gamma_{M2} \quad (6.20)$$

$\sigma_{\perp}, \tau_{\perp}, \tau_{\parallel}$ wie vorstehend

β_w Korrelationsbeiwert für Kehlnähte nach TB 6-7

R_m Zugfestigkeit des Bauteilwerkstoffes nach TB 6-5

γ_{M2} Teilsicherheitsbeiwert für Verbindungen: $\gamma_{M2} = 1,25$

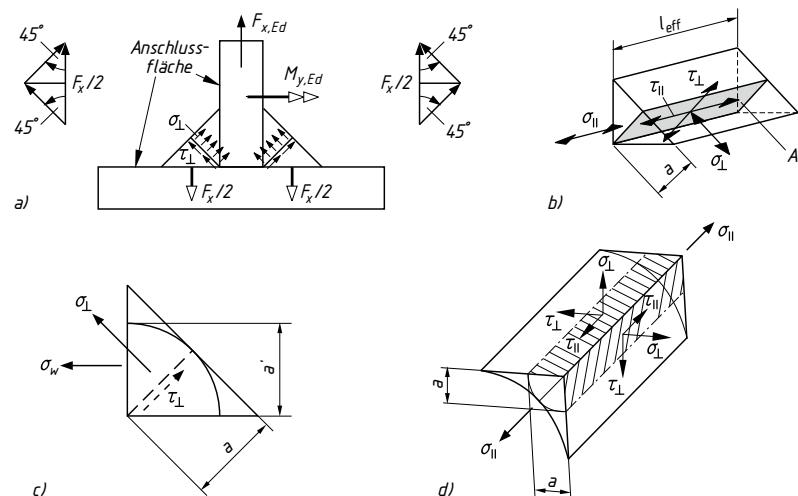


Bild 6-42 Schweißnahtspannungen bei Kehlnähten a) Schweißnahtspannungen im schrägen Schnitt (Kehlschnitträger), b) Spannungen in der wirksamen Kehlnahtfläche A_w , c) im schrägen Schnitt liegende Spannungen σ_{\perp} und τ_{\perp} mit gleichwertiger auf die Anschlussebene bezogene Spannung σ_w : $\sigma_{\perp} = \tau_{\perp} = \sigma_w / \sqrt{2}$, d) auf Anschlussebene (Kathetenfläche) bezogene Kehlnahtspannungen

Aus den Beanspruchungen im Querschnitt eines Bauteils, wie Längs- und Querkraft sowie Biege- und Torsionsmomenten, sind mit den zugehörigen Querschnittswerten die Spannungen σ_{\perp} , τ_{\parallel} , τ_{\perp} und $\tau_{\parallel\perp}$ zu ermitteln.

Da diese Spannungen in einer im Winkel $\alpha/2$ geneigten Schweißnahtfläche anzusetzen sind, können sie wie gewohnt als σ_w und τ_w zuerst auf die Anschlussebene bezogen und dann in die geneigten Kehlnahrtspannungen σ_{\perp} und τ_{\perp} zerlegt werden (**Bild 6-42c**).

Vereinfachtes Verfahren

Bei dem vereinfachten Verfahren wird die Resultierende aller auf die wirksame Kehlnahrtfläche einwirkenden Kräfte je Längeneinheit gebildet. Der Nachweis lautet dann

$$F_{wEd} \leq F_{wRd}, \quad \text{mit} \quad F_{wEd} = f_{vwd} \cdot a, \quad f_{vwd} = R_m / (\sqrt{3} \cdot \beta_w \cdot \gamma_{M2}) \quad \text{und}$$

$$F_{wEd} = \sqrt{F_{Ed}^2(\sigma_{\perp}) + F_{Ed}^2(\tau_{\perp}) + F_{Ed}^2(\tau_{\parallel})}.$$

6

Nachweisgrundlage sind also bezogene Schnittkräfte F_{Ed} und als Bezugsgröße die Länge l_{eff} der wirksamen Nahtfläche. Der Nachweis kann auch mit Schweißnahtspannungen in der Anschlussebene geführt werden. Die Schweißnahtspannung, die aus der Resultierenden folgt, soll hier als Vergleichswert σ_{wv} bezeichnet werden. Der jetzt einfache Nachweis lautet dann

$$\sigma_{wv} = \sqrt{\sigma_w^2 + \tau_{xw}^2 + \tau_{yw}^2} \leq \frac{R_m}{\sqrt{3} \cdot \beta_w \cdot \gamma_{M2}} \quad (6.21)$$

R_m , β_w und γ_{M2} wie zu Gln. (6.19 und 6.20)

σ_w Normalspannung senkrecht zur Anschlussebene

τ_{xw} Schubspannung in der Anschlussebene in x -Richtung

τ_{yw} Schubspannung in der Anschlussebene in y -Richtung

3. Beanspruchung von Kehlnähten

Aus den Beanspruchungen im Querschnitt eines Bauteils, wie Normal- und Querkräfte sowie Biege- und Torsionsmomente sind die Spannungen σ_{\perp} , τ_{\perp} und $\tau_{\parallel\perp}$ zu ermitteln. Die Kehlnahrtspannungen lassen sich mit den Gleichungen der elementaren Festigkeitslehre berechnen, s. **Bild 3-2**. Die Nahtquerschnitte werden als schmale Flächen der Nahtdicke a und der Wurzelliniennlänge l_w in der Anschlussebene dargestellt. Man denkt sich also die Lage der wirksamen Kehlnahrtfläche im Wurzelpunkt der Naht konzentriert, **Bild 6-43**. Die zur Berechnung der Spannungen in der Anschlussebene erforderlichen Flächen und Widerstandsmomente einfacher und zusammengesetzter Querschnitte s. TB 1-14. Beispiele zur Berechnung der Kehlnahrtspannungen in der Anschlussebene sind in **Bild 6-46** zusammengestellt.

Beim richtungsbezogenen Verfahren werden im Stahlbau die Spannungen in der im Winkel $\alpha/2$ (meist $\alpha = 90^\circ$) geneigten Schweißnahtfläche angesetzt, **Bild 6-42**. Für einen Anschluss mit Doppelkehlnaht entsprechend **Bild 6-42a**, unter den Einwirkungen F_{xEd} und M_{yEd} ergeben sich allgemein folgende Schweißnahtspannungen in der Kehlschnittfläche:

$$\sigma_{\perp} = \frac{\sin \alpha/2}{\Sigma a \cdot l_{eff}} \cdot \left(F_{xEd} + \frac{6}{l_{eff}} \cdot M_{yEd} \right)$$

$$\tau_{\perp} = \frac{\cos \alpha/2}{\Sigma a \cdot l_{eff}} \cdot \left(F_{xEd} + \frac{6}{l_{eff}} \cdot M_{yEd} \right)$$

und für den Sonderfall $\alpha = 90^\circ$ folgt

$$\sigma_{\perp} = \tau_{\perp} = \frac{\sqrt{2}}{2} \cdot \frac{1}{\Sigma a \cdot l_{eff}} \cdot \left(F_{xEd} + \frac{6}{l_{eff}} \cdot M_{yEd} \right) \quad (6.22)$$

Schub längs der Naht τ_{\parallel} ist bei beiden Verfahren gleich groß.

Auf Biegung und Querkraft beanspruchter Kehlnahtanschluss (Beispiel)¹⁾

Bei biegesteifen Trägeranschlüssen ist darauf zu achten, dass der Schwerpunkt der Schweißnaht-Anschlussfläche A_w möglichst in der Schwerachse des zu verbindenden Bauteils liegt. Größerer Achsversatz (Δy in Bild 6-43b und c) im Stoßbereich ist beim Festigkeitsnachweis zu berücksichtigen.

Zur Berechnung der Schweißnaht-Flächenmomente 2. Grades I_w sind bei Kehlnähten die Schweißnahtflächen-Schwerachsen an den theoretischen Wurzelpunkten anzusetzen, Bild 6-43c. Die einzelnen Kehlnähte können also als Linien definiert und der Anschluss als (Wurzel-)Linienquerschnitt betrachtet werden, Bild 6-46. Dabei wird bei der Berechnung des Flächenmomentes 2. Grades das Eigenträgheitsmoment um die Kehlnahtdicke a vernachlässigt.

Für einen Kehlnahtanschluss verlaufen bei Beanspruchung durch ein Biegemoment die Biegespannungen entsprechend Bild 6-43d

$$\sigma_{\perp} = \frac{M}{I_w} y \leq \frac{R_m}{\sqrt{3} \cdot \beta_w \cdot \gamma_{M2}} \quad (6.23)$$

M Biegemoment für Schweißnahtanschluss

I_w Flächenmoment 2. Grades des Nahtquerschnitts, z. B. für Nahtquerschnitt nach Bild 6-43c: $I_{wx} \approx 2 \cdot a \cdot l_3^3 / 12 + A_{w1} \cdot y_1^2 + 2 \cdot A_{w2} \cdot y_2^2 + 2 \cdot A_{w3} \cdot y_S^2$, wobei $A_{w1} = a \cdot l_1$ usw.

y Abstand der betrachteten Querschnittsstelle von der Schwerachse x der Schweißnaht-Anschlussflächen; z. B. für Randspannung $\sigma_{\perp 1}$: $y = y_1$ oder für die Stegnahtspannung $\sigma_{\perp 3}$: $y = y_3$; für den Sonderfall des Randabstandes y_4 erhält man das Widerstandsmoment $W_w = I_w / y_4$

$R_m, \beta_w, \gamma_{M2}$ wie zu Gl. (6.21)

Bei Kehlnahtanschlüssen entsprechend Bild 6-43 erfolgt die Querkraftübertragung nur über die Stegnahte. Ähnlich wie bei Biegeträgern darf vereinfachend mit den mittleren Schubspannungen gerechnet werden

$$\tau_{\parallel} = \frac{F_q}{A_{ws}} \quad (6.24)$$

F_q Querkraft in der Stegblechebene

A_{ws} Schweißnahtfläche des Steganschlusses, z. B. nach Bild 6-43c:

$$A_{ws} = 2 \cdot A_{w3} = 2 \cdot a \cdot l_3$$

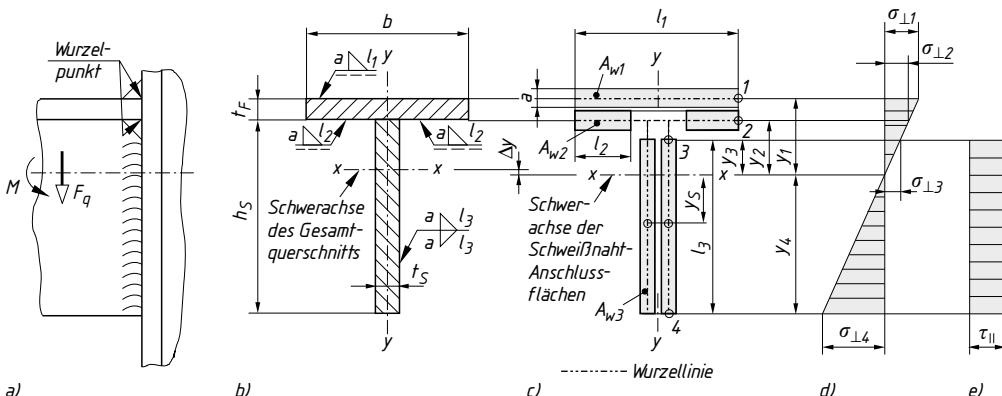


Bild 6-43 Durch Biegemoment und Querkraft beanspruchter Kehlnahtanschluss.

- a) Kehlnahtanschluss mit M und F_q ,
- b) Trägerquerschnitt mit Nahtangaben,
- c) auf Wurzellinie konzentrierte Schweißnahtflächen A_w der Kehlnähte,
- d) Verlauf der Schweißnaht-Biegespannung σ_{\perp} ,
- e) mittlere Schweißnaht-Schubspannung τ_{\parallel}

¹⁾ Dargestellt mit auf die Anschlussebene bezogenen Nennspannungen und allgemeinen Formelzeichen

Da im Stegbereich solcher Anschlüsse Normal- und Schubspannungen gemeinsam auftreten (vgl. **Bild 6-43d** und **e**) ist ein Tragfähigkeitsnachweis nach 4.2.2 zu führen, z. B. mit Gl. (6.21).

Längsnähte von Biegeträgern mit Querkraft

Vollwandträger werden aus Blechen, Flachstählen und Profilen zusammengesetzt (**Bild 6-25g** und **h**) und Walzträger oft durch Gurtplatten verstärkt. Da in der Querschnittsfläche wirkende Schubspannungen stets auch in gleicher Größe in Trägerlängsrichtung auftreten, müssen die Verbindungsmittel (Schweißnähte, Schrauben, Niete) die in Trägerlängsrichtung wirkenden Schubspannungen aufnehmen (**Bild 6-39a**).

Lose aufeinandergeschichtete Teile würden sich unter der Last gegeneinander verschieben (Modellvorstellung: loser Bretterstapel), erst durch schubfeste Verbindung der einzelnen Teile (Verleimen oder Verdübeln der Bretter = steifer Balken) wird eine gemeinsame Tragwirkung erreicht. In Trägerlängsschnitten übernimmt jede Faser die auf sie entfallenden Zug- oder Druckspannungen nur dann, wenn sie von benachbarten Fasern durch Schubspannungen gedehnt oder gestaucht wird.

Für den Festigkeitsnachweis der so genannten Halsnähte gilt die Schubspannungsgleichung (6.14) in der etwas veränderten Form („Dübelformel“): $\tau_{\parallel} = F_q \cdot H / (I_x \cdot \Sigma a) \leq \tau_{w,zul}$.

4. Berechnung der Punktschweißverbindungen

Am Schweißpunkt und in dessen Umgebung treten wegen der schroffen Kraftlinienumlenkung große Spannungsspitzen auf (**Bild 6-44**). Durch den unverschweißten Spalt ist die Kerbwirkung sehr hoch. Während dadurch die statische Tragfähigkeit kaum beeinträchtigt wird, liegt die Dauerfestigkeit sehr niedrig und kann bei Wechselbeanspruchung bis auf ca. 10 % der statischen Bauteilfestigkeit abfallen. Bei Scherzugbeanspruchung sind der Scherquerschnitt des Punktes, der Blechquerschnitt rund um den Punkt (Herausreißen des Punktes bzw. Ausknöpfen) und der Blechquerschnitt unmittelbar neben den Punkten gefährdet, vgl. **Bild 6-30**.

Komplizierte Querschnitte, verformungsfähige Bauteile und dynamische Belastung erschweren die Berechnung der Punktschweißverbindung und erfordern oft Belastungsversuche. Für vorwiegend ruhend belastete Verbindungen im Stahlbau wird die Berechnung im Prinzip wie bei Scher-Lochleibungsverbindungen durchgeführt. Zur Vereinfachung stellt man sich den Schweißpunkt als einen auf Abscheren und Lochleibungsdruck beanspruchten Bolzen mit dem rechnerischen Durchmesser d vor. Die Bleche sind auf Randversagen (Ausreißen) und Fließen des Nettoquerschnittes nachzuweisen. Der Schweißpunktdurchmesser richtet sich nach der kleinsten Blechdicke t der zu verbindenden Teile und darf beim Widerstandspunktschweißen höchstens mit $5\sqrt{t}$ (in mm) in die Rechnung eingesetzt werden. Der bei der Schweißung tatsächlich ausgeführte Punktdurchmesser sollte durch Scherversuche an Proben mit einfachen Überlappstößen festgestellt werden. Die Blechdicke sollte dabei dem Anwendungsfall entsprechen.

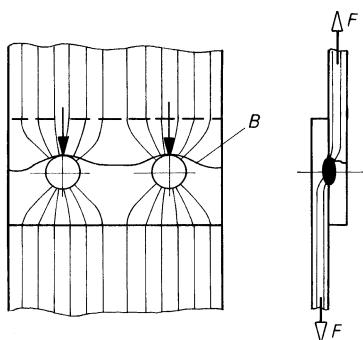
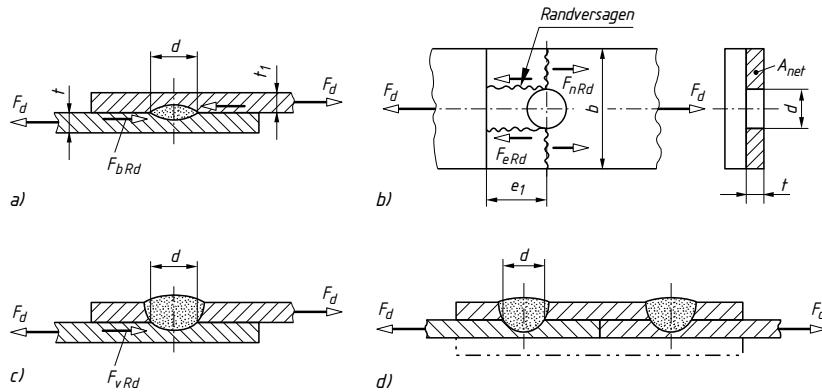


Bild 6-44

Kraftlinienverlauf am Schweißpunkt bei Scherzugbeanspruchung.
Die Pfeile zeigen auf den möglichen Bruchausgang
(B Dauerbruchverlauf)

**Bild 6-45** Berechnung der Punktschweißverbindungen

- Überlapptoß mit widerstandsgeschweißter Punktnaht (einschnittig) und Lochleibungstragfähigkeit $F_{b,Rd}$
- Blech mit Grenzzugkraft $F_{n,Rd}$ im Nettoquerschnitt und Grenzscherkraft $F_{e,Rd}$ bei Randversagen („Ausreißen“)
- Überlapptoß mit schmelzgeschweißter Punktnaht (einschnittig), mit Grenzabscherkraft $F_{v,Rd}$
- Laschenstoß mit schmelzgeschweißter Punktnaht, einschnittig/zweischnittig

Für Punktschweißverbindungen mit Scherbeanspruchung müssen in Abhängigkeit der Versagensform folgende Beanspruchbarkeiten berechnet werden (EC3: DIN EN 1993-1-3).

Beanspruchbarkeit auf Lochleibung (Bild 6-45a)

$$- t \leq t_1 \leq 2,5t:$$

$$F_{b,Rd} = 2,7 \cdot \sqrt{t \cdot d \cdot R_m / \gamma_{M2}} \quad (6.25a)$$

$$- t_1 > 2,5t:$$

$$F_{b,Rd} = \min [2,7 \cdot \sqrt{t \cdot d \cdot R_m / \gamma_{M2}}; 0,7 \cdot d^2 \cdot R_m / \gamma_{M2}; 3,1 \cdot t \cdot d \cdot R_m / \gamma_{M2}] \quad (6.25b)$$

$F_{b,Rd}$ Bemessungswert der Lochleibungstragfähigkeit eines Schweißpunktes

t Blechdicke des dünneren angeschlossenen Bauteils in mm

t_1 Blechdicke des dickeren angeschlossenen Bauteils in mm

d Schweißpunkt durchmesser bei

– Widerstandsschweißung $d = 5 \cdot \sqrt{t}$, mit t in mm

– Schmelzpunktschweißung $d = 0,5t + 5$ mm

R_m Zugfestigkeit des Bauteilwerkstoffes nach **TB 6-5**

γ_{M2} Teilsicherheitsbeiwert, $\gamma_{M2} = 1,25$

Grenzscherkraft auf Randversagen (Bild 6-45b)

$$F_{e,Rd} = 1,4 \cdot t \cdot e_1 \cdot R_m / \gamma_{M2} \quad (6.25c)$$

t, R_m, γ_{M2} wie zu **Gln. (6.25a) und b)**

e_1 Randabstand in Kraftrichtung

Grenzzugkraft im Nettoquerschnitt des Bauteils (Bild 6-45b)

$$F_{n,Rd} = A_{net} \cdot R_m / \gamma_{M2} \quad (6.25d)$$

R_m und γ_{M2} wie zu **Gln. (6.25a und b)**

A_{net} Nettoquerschnitt des angeschlossenen Bauteils. $A_{net} = t \cdot (b - n \cdot d)$

Grenzabscherkraft (Bild 6-45c)

$$F_{v\text{ Rd}} = \frac{\pi}{4} \cdot d^2 \cdot R_m / \gamma_{M2} \quad (6.25e)$$

d, R_m, γ_{M2} wie zu Gln. (6.25a und b)

Für die Punktschweißverbindung und das Bauteil ist nachzuweisen

$$\frac{F_d/n_w}{\min [F_{b\text{ Rd}}; F_{v\text{ Rd}}; F_{e\text{ Rd}}]} \leq 1 \quad (6.26a)$$

$$\frac{F_d}{F_{n\text{ Rd}}} \leq 1 \quad (6.26b)$$

$F_{b\text{ Rd}}, F_{v\text{ Rd}}, F_{e\text{ Rd}}$ und $F_{n\text{ Rd}}$ wie zu Gln. (6.25)

F_d Bemessungswert der von der Verbindung zu übertragenden Kraft

n_w Anzahl von Punktschweißungen in einer Verbindung

6

Zur Konstruktion und Bemessung von Punktschweißverbindungen sind weiterhin folgende Normen und DVS-Regeln zu beachten: DIN EN ISO 14373: Verfahren zum Punktschweißen von niedrig legierten Stählen; DVS 2902-1 bis -4: Widerstandspunktschweißen von Stählen bis 3 mm Einzeldicke; DVS 2935-1 und -2: Widerstandspunktschweißen von Feinblechen aus unlegierten Stählen.

6.3.2 Berechnung der Schweißverbindungen im Maschinenbau

Die Berechnung dynamisch beanspruchter Schweißverbindungen erfolgt im Prinzip wie im Stahlbau, und zwar meist als *Nachprüfung gefährdeter Nähte* sowie der durch die Anwesenheit einer auch unbelasteten Schweißnaht in der Dauerfestigkeit beeinträchtigten *Bauteilquerschnitte*. Dabei muss nachgewiesen werden, dass die größte in der Naht oder dem Bauteil auftretende Normal-, Schub- oder Vergleichsspannung gleich oder kleiner ist als die zulässige Spannung nach 6.3.2-4. Nicht genauer erfassbare dynamische Lasten (Stöße) werden durch den Anwendungsfaktor K_A erfasst (s. **TB 3-5c**).

Bei Kehlnähten ist die ausgeführte *Nahtlänge L* sicherheitshalber um die *Endkrater* zu vermindern. Das sind die nicht vollwertigen Stellen geringerer Güte am Anfang und Ende der Naht, deren Längen gleich der Nahtdicke a gesetzt werden (**Bild 6-47a**). Als wirksame Kehlnahtlänge ist $l_{eff} = L - 2a$ anzusetzen.

Der Endkraterabzug entfällt bei umlaufenden, geschlossenen Nähten (**Bild 6-47b** und **d**) oder, wenn eine endkraterfreie Ausführung gewährleistet ist, z. B. durch Auslaufbleche (s. **Bild 6-40a**).

An den Enden von Bauteilen sollten Kehlnähte durchgehend mit voller Abmessung und einer Mindestlänge gleich der doppelten Schenkellänge der Naht um die Ecken der Bauteile herumgeführt werden.

Kehlnähte sollen mit einer Mindestdicke von 2 mm ausgeführt werden. Sonst gelten allgemein die gleichen Gesichtspunkte wie im Stahlbau (s. unter 6.3.1-2).

1. Ermittlung der Belastung

Für die Berechnung der in den jeweiligen Nähten maßgebenden Spannungen sind die auf die Naht wirkenden dynamischen und statischen Kräfte erforderlich. In Kapitel 3.5.2-2 wird beschrieben wie bei Wellen nach DIN 743 und FKM-Richtlinie unter Berücksichtigung des Anwendungsfaktor K_A die Lastschwankungen für charakteristische Belastungsfälle bei Überlastung beschrieben werden können. Da die Richtlinie DVS 1612 nicht festlegt, wie die maßgebenden Spannungen zu berechnen sind, wird im Folgenden der Überlastungsfall 1 aus Kapitel 3 der Spannungsermittlung zugrunde gelegt. Bei Überlastungsfall 1 ($\sigma_m = \text{konstant}$) ergibt sich bei einer Zugkraft F

$$F_{\min} = F_m - F_a \cdot K_A$$

$$F_{\max} = F_m + F_a \cdot K_A \quad (6.27)$$

Zeile Nr.	Belastungsbild	Nahtbild (Wurzellinie)	Querschnittswerte	Beanspruchungsart	Nennspannungen
T-Stoß mit 2 Kehlnähten (Ecken umschweißt)					
1			$A_w = 2 \cdot a \cdot h$ $I_x = \frac{1}{6} \cdot a \cdot h^3$ $I_y = \frac{1}{2} \cdot a \cdot h \cdot b^2$ $W_x = \frac{1}{3} \cdot a \cdot h^2$ $W_y = a \cdot h \cdot b$	Zug/Druck	$\sigma_{\perp} = \frac{F_Z}{2 \cdot a \cdot h}$
2			$A_w = 2 \cdot a \cdot h$	Biegung	$\sigma_{\perp} = \frac{M_x}{\frac{1}{6} \cdot a \cdot h^3} \cdot y$
3					$\sigma_{\perp} = \frac{M_y}{\frac{1}{2} \cdot a \cdot h \cdot b^2} \cdot x$
4			$A_w = 2 \cdot a \cdot h$	Schub (Mittelwert)	$\tau_{\parallel} = \frac{F_y}{2 \cdot a \cdot h}$
5					$\tau_{\perp} = \frac{F_x}{2 \cdot a \cdot h}$
Biegesteifer Anschluss eines umschweißten Rechteckprofils					
6			$A_w = 2 \cdot a \cdot (b + h)$ $I_x = 2 \cdot a \cdot h^2 \cdot \left(\frac{h}{12} + \frac{b}{4} \right)$ $I_y = 2 \cdot a \cdot b^2 \cdot \left(\frac{b}{12} + \frac{h}{4} \right)$ $A_{wy} = 2 \cdot a \cdot h$ $A_{wx} = 2 \cdot a \cdot b$ $W_t \approx 2 \cdot A_m \cdot a = 2 \cdot b \cdot h \cdot a$	Zug/Druck	$\sigma_{\perp} = \frac{F_Z}{A_w}$
7			$A_w = 2 \cdot a \cdot (b + h)$	Biegung	$\sigma_{\perp} = \frac{M_x}{2 \cdot a \cdot h^2 \cdot (h/12 + b/4)} \cdot y$
8					$\sigma_{\perp} = \frac{M_y}{2 \cdot a \cdot b^2 \cdot (b/12 + h/4)} \cdot x$
9			$A_w = 2 \cdot a \cdot (b + h)$	Schub (Mittelwert)	$\tau_{\parallel y} = \frac{F_y}{2 \cdot a \cdot h}$
10					$\tau_{\parallel x} = \frac{F_x}{2 \cdot a \cdot b}$
11				Torsion	$\tau_{lt} = \frac{T}{2 \cdot b \cdot h \cdot a}$
Biegesteifer Anschluss eines zylindrischen Bauteils (Rohr, Zapfen)					
12			$A_w = a \cdot \pi \cdot d$ $I_w = a \cdot \pi \cdot r^3$ $W_w = a \cdot \pi \cdot r^2$ $W_{wt} = 2 \cdot A_m \cdot a = 2 \cdot a \cdot \pi \cdot r^2$ $A_s = a \cdot \pi \cdot r$	Zug/Druck	$\sigma_{\perp} = \frac{F_Z}{a \cdot \pi \cdot d}$
13			$A_w = a \cdot \pi \cdot d$	Biegung	$\sigma_{\perp} = \frac{M}{a \cdot \pi \cdot r^2}$
14				Schub	$\tau_m \approx \frac{F_y}{a \cdot \pi \cdot d}$
15			$A_w = a \cdot \pi \cdot d$		$\tau_{lisi} = \frac{F_y}{a \cdot \pi \cdot r} \cdot \frac{x_i}{r}$
16					$\tau_{lis2} = \tau_{max} = \frac{2 \cdot F_y}{a \cdot \pi \cdot d}$
17				Torsion	$\tau_{lt} = \frac{T}{2 \cdot a \cdot \pi \cdot r^2}$
Überlappter Anschluss mit Moment in der Blechebene					
18			Schub in der Stirnkehlnaht (1)	infolge F_x	$\tau_{\parallel} = \frac{F_x}{2 \cdot a \cdot b}$
19				infolge Drehmoment	$\tau_{\parallel} = \frac{F_x \cdot (l_1 + 0,5 \cdot l_2)}{2 \cdot a \cdot b \cdot l_2}$
20			Schub in der Flankenkehlnaht (2)	infolge F_y	$\tau_{\parallel} = \frac{F_y}{2 \cdot a \cdot l_2}$
21				infolge Drehmoment	$\tau_{\parallel} = \frac{F_x \cdot (l_1 + 0,5 \cdot l_2)}{2 \cdot a \cdot b \cdot l_2}$

Bild 6-46 Kehlnahrtanschlüsse

Beispiele zur Berechnung der Kehlnahrt-Nennspannungen bezogen auf die Anschlussebene.

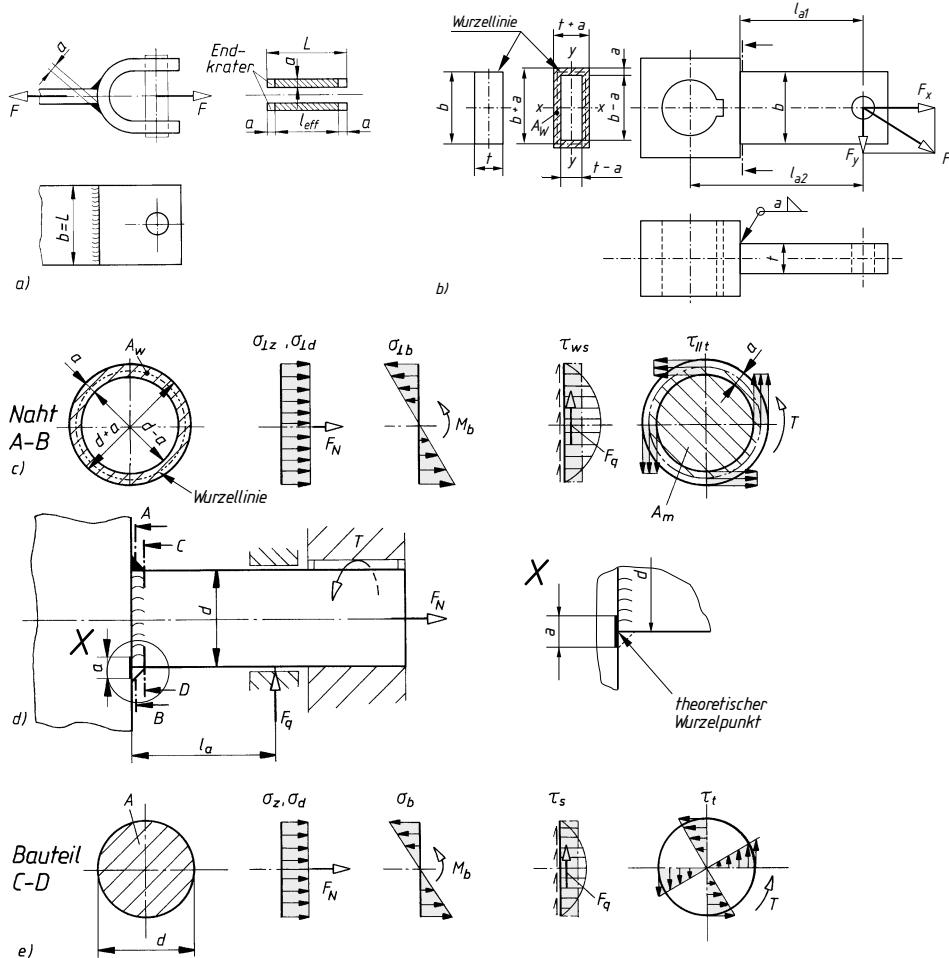


Bild 6-47 Schweißverbindungen mit Kehlnähten im Maschinenbau.

- Geschweißte Gabel mit zugbeanspruchten, endlichen Nähten,
- geschweißter Hebel mit biege-, zug- und schubbeanspruchter umlaufender Naht; Querschnittswerte für Kehlnahtanschluss (Hohlrechteck): Nahtlänge = Länge der Wurzellinie: $l = 2(b + t)$, Nahtfläche: $A_w = 2a(b + t)$, $W_{wx} = [(t + a)(b + a)^3 - (t - a)(b - a)^3]/[6(b + a)]$, $W_{wt} = 2A_m a = 2abt$; als Linienquerschnitt $W_{wb} = a \cdot b \cdot (b + 3t)/3$,
- geschweißter Wellenzapfen mit allgemein zusammengesetzter Beanspruchung,
- und e) Spannungsverlauf bei d) in der Kehlnaht und im Anschlussquerschnitt des Bauteiles: Zug oder Druck, Biegung, Schub und Torsion mit $W_{wb} = \pi[(d + a)^4 - (d - a)^4]/[32(d + a)]$ und $W_{wt} = 2 \cdot W_{wb}$; als Linienquerschnitt $W_{wb} = a \cdot \pi \cdot d^3/12$.

Dieser Fall trifft zu, wenn die statische Mittelkraft bei Überlastung annähernd konstant bleibt und sich nur die sie überlagernde wechselnde Kraft vergrößert.

Die in der Naht oder im Bauteil auftretende Spannung schwankt zwischen der Unterspannung σ_u , die mit F_{\min} berechnet und der Oberspannung σ_o , die mit F_{\max} berechnet wird. Das Spannungsverhältnis ergibt sich zu

$$\kappa = \frac{\sigma_u}{\sigma_o} = \frac{F_{\min}}{F_{\max}} .$$

Sinngemäß wie bei der Zugkraft kann bei den anderen Belastungsarten vorgegangen werden.

2. Beanspruchung der Schweißnähte

Die maßgebenden Nennspannungen σ_{\perp} und τ_{\parallel} ergeben sich aus den Schnittgrößen (Normal- und Querkräfte, Biege- und Torsionsmomente) bezogen auf den Verbindungsquerschnitt der an der höchst beanspruchten Stelle bzw. am Anrißort vorliegt. Wenn die höchste Spannung am Nahtübergang auftritt, ist die Nennspannung im Bauteilquerschnitt maßgebend. Bei nicht voll angeschlossenen Verbindungen (z. B. Y-Naht mit zu erwartendem Anriß an der Nahtwurzel) ist der Nachweis bezogen auf den Nahtquerschnitt zu führen. Im nicht durch das Schweißen beeinflussten Konstruktionsquerschnitt (Grundwerkstoff) gelten die Kerbfalllinien A, AB und G+. Beispiele zur Berechnung von häufig ausgeführten Kehlnahtanschlüssen sind in **Bild 6-46** zusammengestellt. Die Nahtspannungen sind dabei auf die Anschlussebene bezogen. Siehe auch vereinfachtes Verfahren im Stahlbau unter 6.3.1-2.

3. Zusammengesetzte Beanspruchung

Wird ein Querschnitt *gleichzeitig auf Biegung und Längskraft* beansprucht, so können die auftretenden Normalspannungen unmittelbar addiert werden (**Bild 6-47c** und **e**). Nach Gl. (6.13) erreicht die resultierende Spannung in der Randfaser ihren Größt- bzw. Kleinstwert. Für die Schweißnähte und die Bauteile gelten dabei die zulässigen Spannungen nach **TB 6-12**.

In den Naht- und Bauteilquerschnitten von Trägern, Hebeln, Wellen und dgl. treten *Normal- und Schubspannungen* stets gemeinsam auf (ebener Spannungszustand, vgl. **Bild 6-47c** und **e**). Da ihre Richtungen senkrecht aufeinander stehen, dürfen die Spannungen nicht arithmetisch addiert, sondern es muss eine *Vergleichsspannung* gebildet werden. Da σ_b am Rande den Größtwert erreicht, dort aber τ_s Null ist, muss die Vergleichsspannung in verschiedenen Höhen ermittelt werden, wie es z. B. bei der Berechnung der Halsnähte von Biegeträgern, also am Übergang vom Flansch zum Steg, geboten ist, vgl. Gl. (6.14).

Häufig wird auch näherungsweise mit einer mittleren Schubspannung $\tau_m = F_q/A$ gerechnet oder bei stark überwiegenderem Biegeanteil, z. B. bei langen Trägern, ihre Wirkung vernachlässigt.

Bei gleichzeitiger Wirkung von Biegenormalspannungen $\sigma_{\perp b}$ und Torsionsschubspannungen $\tau_{\parallel t}$ treten die Größtwerte gemeinsam in der Randfaser auf (vgl. **Bild 6-47c** und **e**). Häufig tritt noch eine Schubspannung $\tau_{\parallel s}$ aus der Querkraft hinzu, welche in der Schwerlinie zu der resultierenden Schubspannung $\tau_{\parallel res} = \tau_{\parallel s} + \tau_{\parallel t}$ führt.

Bei *allgemein-zusammengesetzter Beanspruchung*, wie z. B. beim Wellenzapfen nach **Bild 6-47d**, muss für die auf die gleiche Querschnittsstelle (z. B. Randfaser) bezogenen Spannungen σ und τ nachgewiesen werden

- für die Schweißnahtquerschnitte mit der Normalspannungshypothese die *Vergleichsspannung*

$$\sigma_{wv} = 0,5(\sigma_{\perp} + \sqrt{\sigma_{\perp}^2 + 4 \cdot \tau_{\parallel}^2}) \leq \sigma_{wzul} \quad (6.28a)$$

- für die Bauteil- und Übergangsquerschnitte mit der Gestaltänderungsenergiehypothese die *Vergleichsspannung*

$$\sigma_v = \sqrt{\sigma^2 + 3 \cdot \tau^2} \leq \sigma_{zul} \quad (6.28b)$$

σ_{\perp}, σ	Normalspannung oder Summe der Normalspannungen in der Schweißnaht bzw. im Anschlussquerschnitt des Bauteiles
τ_{\parallel}, τ	Schubspannung oder Summe der Schubspannungen in der Schweißnaht bzw. im Anschlussquerschnitt des Bauteiles
$\sigma_{wzul}, \sigma_{zul}$ τ_{wzul}, τ_{zul}	zulässige Spannung (Oberspannung) für die Schweißnaht bzw. das Bauteil, mit Kerbfalllinie nach TB 6-11 aus Diagramm TB 6-12 ; für Bauteildicke > 10 mm Abminderung mit Dickenbeiwert b nach TB 6-13

Am sichersten lässt sich der Festigkeitsnachweis führen, indem man auf die Berechnung einer Vergleichsspannung verzichtet und stattdessen *mit der Überlagerung der Teilbelastungen* rechnet (Interaktionsbeziehung). Dabei muss für gleichzeitig auftretende *Spannungen* in den *Nähten*

und Bauteilen stets folgende Bedingung erfüllt sein (s. Berechnungsbeispiel 6.3):

$$\left(\frac{\sigma_{\perp}}{\sigma_{w,zul}} \right)^2 + \left(\frac{\tau_{\parallel}}{\tau_{w,zul}} \right)^2 \leq 1 \quad \text{bzw.} \quad \left(\frac{\sigma}{\sigma_{zul}} \right)^2 + \left(\frac{\tau}{\tau_{zul}} \right)^2 \leq 1 \quad (6.29)$$

Für die maßgebenden Bauteil- und Schweißnahtquerschnitte ist stets nachzuweisen, dass die größten auftretenden Oberspannungen σ_{max} und $\sigma_{w,max}$, τ_{max} und $\tau_{w,max}$, σ_v und σ_{wv} je für sich kleiner sind als die nach **TB 6-12** für den vorliegenden Kerfall geltenden zulässigen Normal- und Schubspannungen, ermittelt mit dem ungünstigsten Spannungsverhältnis.

4. Zulässige Dauerfestigkeitswerte für dynamisch beanspruchte Schweißverbindungen

Da es für die dauerfeste Auslegung von Schweißverbindungen im Maschinenbau keine allgemeine Berechnungsvorschrift gibt, sollen die zulässigen Spannungen nach der Richtlinie DVS 1612 „Gestaltung und Dauerfestigkeitsbewertung von Schweißverbindungen mit Stählen im Schienenfahrzeugbau“ bestimmt werden. Sie enthält die Dauerfestigkeitswerte der bisher geltenden Vorschrift DS 952 und sichert eine bewährte Auslegung von dynamisch beanspruchten Schweißverbindungen. Die mittelspannungsabhängigen Festigkeitswerte sind zulässige Oberspannungen, dargestellt in Dauerfestigkeitsschaubildern nach Moore-Kommers-Jasper (MKJ) und beziehen sich auf die Prüfung von geschweißten Kleinproben mit geringen Eigenspannungen. Sie enthalten einen Sicherheitsfaktor von $S_D = 1,5$ und gelten ab $2 \cdot 10^6$ Lastwechsel.

Die Festlegung der zulässigen Dauerfestigkeitswerte ist getrennt für Normal- und Schubspannungen vorzunehmen. Aus dem vorliegenden Belastungsfall muss zuerst das Verhältnis der minimalen zur maximalen Spannung $\kappa = \sigma_{min}/\sigma_{max}$ bzw. τ_{min}/τ_{max} festgelegt werden. Dieses Spannungsverhältnis κ kennzeichnet die Beanspruchungsbereiche im MKJ-Diagramm: reine Wechselfestigkeit ($\kappa = -1$), Wechselbereich ($-1 < \kappa < 0$), reine Schwellfestigkeit ($\kappa = 0$), Schwellbereich ($0 < \kappa < +1$) und statische Festigkeit ($\kappa = +1$), s. **Bild 3-7** und **3-19c**.

Für **Normalspannungen** und die Werkstoffe S235 und S355 enthält das MKJ-Diagramm TB 6-12a und b die Kerfalllinien A und AB für den Grundwerkstoff und – mit zunehmender Kerbschärfe – für Schweißverbindungen die Kerfalllinien B (geringe Kerbwirkung) bis F2 (große Kerbwirkung). Die mit dem Vorzeichen „+“ oder „-“ gekennzeichneten Linien liegen um den Faktor 1,04 höher bzw. niedriger und sind im MKJ-Diagramm nicht dargestellt. Im Druckschwell- und Druckwechselbereich ist die zulässige Spannungsamplitude konstant und entspricht dem Wert bei $\kappa = -1$.

Für **Schubspannungen** und die Werkstoffe S235 und S355 enthält das MKJ-Diagramm TB 6-12a und b die Kerfalllinien G+ für den Grundwerkstoff und die Linien G bis H– für Stumpfstöß- und T-Stoßverbindungen.

Sind Spannungsverhältnis κ und Kerfalllinie bekannt, so kann für S235 und S355, σ_{zul} und τ_{zul} aus dem entsprechenden MKJ-Diagramm TB 6-12a und b abgelesen oder nach **TB 6-12c** berechnet werden.

Für Bauteildicken $10 \text{ mm} < t \leq 90 \text{ mm}$ sind die Diagrammwerte $\sigma_{zul, MKJ}$ mit dem Dickenbeiwert $b = (10 \text{ mm}/t)^{0,1}$ nach **TB 6-13** abzumindern. Für Bauteildicken unter 10 mm ist $b = 1$.

Allgemein gilt: $\sigma_{\perp,zul,t} = \sigma_{zul,MKJ} \cdot b = \sigma_{zul,MKJ} \cdot (10 \text{ mm}/t)^{0,1}$. Dies gilt entsprechend für τ_{zul} . Für Stähle, deren Streckgrenze zwischen den Werten der Stahlsorten S235 und S355 liegt, sind die Dauerfestigkeitswerte für die Kerfalllinien A bis D entsprechend dem Verhältnis der Streckgrenzen zu diesen beiden Stählen umzurechnen.

6.3.3 Berechnung geschweißter Druckbehälter nach AD 2000-Regelwerk

Tragende Bauteile im Bauwesen und im Maschinenbau sind meist stabartige eindimensionale „Linienträger“, deren Abmessungen in zwei Richtungen klein sind (Stabquerschnitt) gegenüber der 3. Richtung, der Stablänge (z. B. Träger und Stäbe im Stahlbau). Dem gegenüber bestehen Mäntel und Böden dünnwandiger Behälter aus zweidimensionalen „Flächentragwerken“, bei denen die Abmessungen in einer Richtung, nämlich senkrecht zur Fläche, klein sind gegenüber

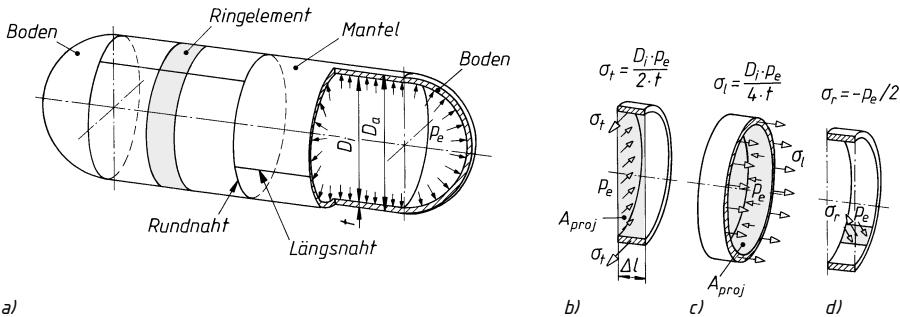


Bild 6-48 Beanspruchung des Behältermantels durch inneren Überdruck p_e .

- Druckbehälter als geschlossener Hohlzylinder, am Ringelement:
- Tangentialspannung σ_t ,
- Längsspannung σ_l ,
- Radialspannung σ_r

der Ausdehnung der Fläche. Durch ihre Krümmung können diese Schalen die durch den Betriebsdruck hervorgerufene gleichmäßige Flächenbelastung wie Membranen (vgl. Seifenblase, Luftballon) durch in der Schalenfläche liegende Normalspannungen σ_t und σ_l abtragen (**Bild 6-48**). Am Übergang vom Mantel zum Boden sind zusätzliche Biegemomente zu berücksichtigen (vgl. unter 6.3.3-2). Die nachstehenden Berechnungsregeln gelten für überwiegend ruhende Beanspruchung unter *innerem* Überdruck.

1. Zylindrische Mäntel und Kugeln

Durch Betrachtung des Gleichgewichts der inneren und äußeren Kräfte an einem Ringelement lassen sich für jede Stelle des dünnwandigen Behältermantels die im **Bild 6-48** einzeln dargestellten Spannungen σ_t , σ_l und σ_r nachweisen.

Da die Druckkraft auf eine gewölbte Fläche gleich dem Produkt aus dem Druck p_e und der Projektionsfläche A_{proj} ist, ergibt sich mit dem jeweils tragenden Mantelquerschnitt aus den Gleichgewichtsbedingungen

$$2 \cdot \sigma_t \cdot \Delta l \cdot t = p_e \cdot D_i \cdot \Delta l \quad (\text{Bild 6-48b}) \text{ und}$$

$$\sigma_l \cdot \pi \cdot D_i \cdot t \approx p_e \cdot \frac{D_i^2 \cdot \pi}{4} \quad (\text{Bild 6-48c})$$

die Tangential-(Zug-)Spannung

$$\sigma_t = \frac{D_i \cdot p_e}{2 \cdot t} \quad (\text{Kesselformel}) \text{ und}$$

die Längs-(Zug-)Spannung

$$\sigma_l \approx \frac{D_i \cdot p_e}{4 \cdot t}$$

Bei gleicher Nahtdicke ist also die Tangentialspannung σ_t in der Längsnaht doppelt so groß wie die Längsspannung σ_l in der Rundnaht (**Bild 6-48**). Zylindrische Behältermäntel reißen unter dem Berstdruck deshalb in Längsrichtung auf!

Beanspruchungsmäßig am günstigsten ist der in jeder Richtung nur durch σ_l beanspruchte Kugelbehälter.

Der innere Überdruck p_e erzeugt auf der Mantelinnenfläche außerdem eine radial gerichtete Druckspannung p_e , welche bis zur Mantelaußenseite auf Null abnimmt. Berechnet wird mit der mittleren Radialspannung $\sigma_r = -p_e/2$ (**Bild 6-48d**).

Durch den zweiachsigen Zugspannungszustand in der Behälterwand (überlagert durch Schweißeigenspannungen) kann das Verformungsvermögen des Werkstoffes erheblich herabgesetzt werden (Sprödbruchneigung), was im Grenzfall zu verformungslosen Trennbrüchen führen kann. Nach der Schubspannungshypothese wird mit der Differenz der größten und der kleinsten

Hauptspannung die Vergleichsspannung

$$\sigma_v = \sigma_{\max} - \sigma_{\min} = \sigma_t - \sigma_r = \frac{D_i \cdot p_e}{2 \cdot t} + \frac{p_e}{2} \leq \sigma_{zul}$$

Wird hierin $\sigma_{zul} = K/S$ und $D_i = D_a - 2t$ gesetzt, dann ergibt sich unter Berücksichtigung der Wertigkeit der Schweißnaht und mit Zuschlügen – nach entsprechender Umformung – die im AD 2000-Merkblatt B1 für *zylindrische Druckbehälter-Mäntel* (mit $D_a/D_i \leq 1,2$) genannte Formel für die *erforderliche Wanddicke*

$$t = \frac{D_a \cdot p_e}{2 \frac{K}{S} v + p_e} + c_1 + c_2$$

(6.30a)

6

Für die günstiger beanspruchte *Kugel* gilt entsprechend für die *erforderliche Wanddicke*

$$t = \frac{D_a \cdot p_e}{4 \frac{K}{S} v + p_e} + c_1 + c_2$$

(6.30b)

D_a äußerer Mantel- bzw. Kugeldurchmesser

p_e Berechnungsdruck (\geq maximal zulässiger Druck (PS)) ($1 \text{ N/mm}^2 = 1 \text{ bar} = 1 \text{ MPa}$)

K Festigkeitskennwert nach **TB 6-14** entsprechend der Berechnungstemperatur: min ($R_{p0,2/\theta}$; $R_{m/10^5/\theta}$) oder min ($R_{p1,0/\theta}$; $R_{m/10^5/\theta}$).

Bei Werkstoffen ohne gewährleistete Streck- oder Dehngrenze ist die Mindestzugfestigkeit R_m bei der Berechnungstemperatur einzusetzen, s. **TB 6-14b**.

S Sicherheitsbeiwert nach **TB 6-16**

v Faktor zur Berücksichtigung der Ausnutzung der zulässigen Berechnungsspannung in den Schweiß-(Löt)-Nähten nach AD 2000-Merkblätter B0 und HP0: üblich $v = 1,0$, bei verringerterem Prüfaufwand $v = 0,85$; für nahtlose Bauteile $v = 1,0$ und für gelötete Verbindungen $v = 0,8$

c_1 Zuschlag zur Berücksichtigung von Wanddickenunterschreitungen. Bei Halbzeugen aus ferritischen Stählen Minustoleranz nach den Maßnormen (für Flacherzeugnisse nach **TB 1-7**). Für austenitische Stähle und NE-Metalle $c_1 = 0$.

c_2 Abnutzungszuschlag; bei ferritischen Stählen $c_2 = 1 \text{ mm}$ bzw. $c_2 = 0$ bei $t_e \geq 30 \text{ mm}$, NE-Metallen und austenitischen Stählen; bei starker Korrosion $c_2 > 1 \text{ mm}$, bei korrosionsgeschützten Stählen (Verbleitung, Gummierung) ist $c_2 = 0$

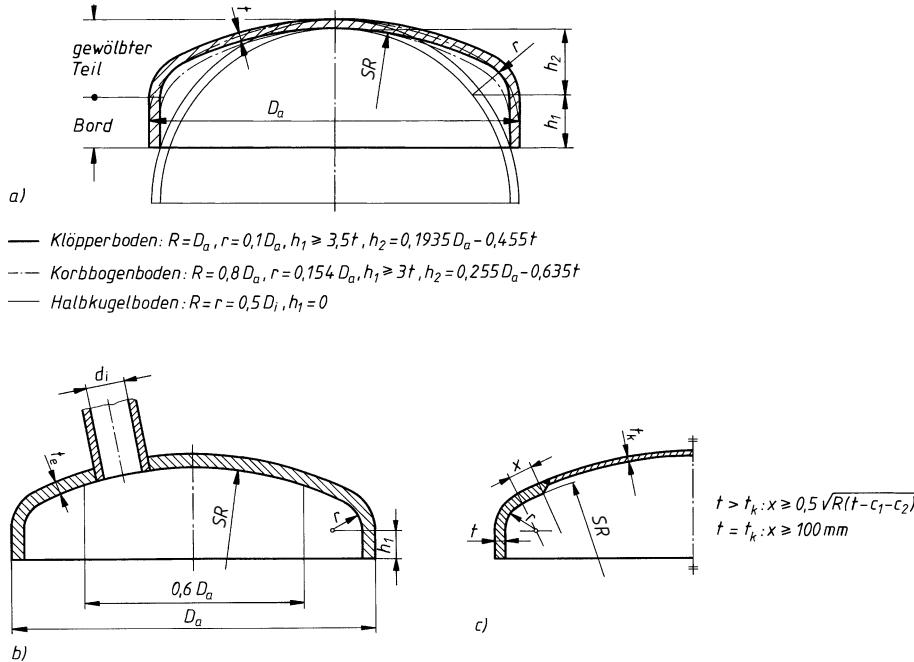
Durch eine hydrostatische Druckprüfung ist stets nachzuweisen, dass beim Prüfdruck $p'(PT)$ der Sicherheitsbeiwert S' nicht überschritten wird, s. **TB 6-16**.

2. Gewölbte Böden

Die beste Werkstoffausnutzung erhält man bei *Halbkugelböden*, die die Druckbelastung gleichmäßig und biegungsfrei durch Membrankräfte abtragen, die schlechteste bei biegebeanspruchten ebenen Böden (vgl. **Bild 6-27**). Unter gleichen Voraussetzungen ist die Wanddicke eines zylindrischen Mantels doppelt so groß wie die des zugehörigen Kugelbodens.

In Form und Beanspruchung zwischen diesen Grenzfällen liegen die aus einer *Kugelkalotte* (Kugel R) und einer *Krempe* (Radius r) mit *zylindrischem Bord* (Höhe h_1) zusammengesetzten *Klöpper-* und *Korbogenböden* (**Bild 6-49a**, s. DIN 28011 und DIN 28013). Wegen ihrer geringeren Bauhöhe und besseren Zugänglichkeit werden sie allgemein dem Halbkugelboden vorgezogen.

Bei diesen Böden wechselt wegen der ungleichmäßigen Krümmung die Spannung, z. B. in der Außenfaser, von Zug im Kalottenteil auf Biegendruck in der Krempe, wodurch es bei kleiner Wanddicke in diesem Bereich zur Faltenbildung kommen kann (Spannungsverlauf σ_t im Boden, **Bild 6-27**). Der Größtwert der Spannung liegt in der Krempe und wird umso größer, je kleiner r/D_a und je größer R/D_a wird. Daher ist der Korbogenboden günstiger beansprucht als der Klöpperboden. Für beide sind Mindestwerte für r/D_a und die Bordhöhe h_1 vorgeschrieben (**Bild 6-49a**).

**Bild 6-49** Gewölbte Böden.

a) Übliche Bodenformen mit Abmessungen, b) Boden mit Ausschnitt (Stutzen), c) geschweißter Boden mit Mindestabständen x zwischen Naht und Krempe

Der Kalottenteil des Bodens kann als Teil einer Kugel mit dem Außendurchmesser $D_a = 2(R + t)$ nach Gl. (6.30b) berechnet werden. Wird ein gewölbter Boden aus einem Krempen- und einem Kalottenteil zusammengeschweißt, so muss die Verbindungsnaht einen ausreichenden Abstand x von der Krempe haben (**Bild 6-49c**).

Für Vollböden und für Böden mit ausreichend verstärkten Ausschnitten im Scheitelbereich $0,6D_a$ ¹⁾ (**Bild 6-49b**) gilt für die erforderliche Wanddicke der Krempe

$$t = \frac{D_a \cdot p_e \cdot \beta}{4 \frac{K}{S} v} + c_1 + c_2 \quad (6.31)$$

β Berechnungsbeiwert

Für Halbkugelböden gilt im Bereich $x = 0,5 \sqrt{R(t - c_1 - c_2)}$ neben der Anschlussnaht: $\beta = 1,1$
Für Klöpper- und Korbogenböden gilt mit $y = (t_e - c_1 - c_2)/D_a$ in den Grenzen $0,001 \leq y \leq 0,1$ bei der

- Klöpperform: $\beta = 1,9 + \frac{0,0325}{y^{0,7}}$
- Korbogenform: $\beta = 1,55 + \frac{0,0255}{y^{0,625}}$

v Faktor zur Berücksichtigung der Ausnutzung der zulässigen Berechnungsspannung in der Schweißnaht. Bei einteiligen und geschweißten Böden in üblicher Ausführung kann $v = 1,0$ gesetzt werden.

t_e ausgeführte Wanddicke des gewölbten Bodens
 D_a , p_e , K , S , c_1 und c_2 wie zu Gl. (6.30)

¹⁾ Unverstärkte Ausschnitte und Ausschnitte außerhalb $0,6D_a$ werden durch einen höheren Berechnungsbeiwert berücksichtigt, s. AD 2000-Merkblatt B3.

Die Wanddicke kann nur iterativ (wiederholend) ermittelt werden, weil der Berechnungsbeiwert β bereits von t_e abhängig ist!

Ausschnitte im Scheitelbereich $0,6D_a$ von Klöpper- und Korbogenböden und im gesamten Bereich von Halbkugelböden sind nach 6.3.3-4 auf ausreichende Verstärkung zu überprüfen.

3. Ebene Platten und Böden

Ebene Platten und Böden, die einseitig durch gleichmäßigen Druck belastet werden, erfahren eine *Biegebeanspruchung*, die im Wesentlichen von der Art der Verbindung mit dem Behältermantel abhängt (**Bilder 6-27** und **6-50**). Sie sind durch die ungünstige Spannungsverteilung werkstoffmäßig schlecht ausgenutzt und sollen nur verwendet werden, wenn *ebene Trenn- oder Abschlussflächen* gefordert werden, z. B. bei Rohrböden und Deckeln.

Für runde ebene Platten und Böden nach **Bild 6-50** beträgt die *erforderliche Wanddicke*

$$t = C \cdot D \sqrt{\frac{p_e \cdot S}{K}} + c_1 + c_2 \quad (6.32)$$

CBerechnungsbeiwert (Einspannfaktor) nach **TB 6-17**. Allgemein: $C = 0,3 \dots 0,5$, je nach Art der Auflage bzw. Einspannung am Außenrand**D**Berechnungsdurchmesser nach **Bild 6-50** p_e, S, K, c_1, c_2

wie zu Gl. (6.30)

4. Ausschnitte in der Behälterwand

Funktionsbedingt müssen die Behälterwände vielfach durchbrochen werden für vorgeschriebene Öffnungen (Mannlöcher, Besichtigungsöffnungen), für Zu- und Abfuhr des Beschickungsmittels und für Meßeinrichtungen. Diese Verschwächung der Wand durch meist runde Ausschnitte kann oft nur durch entsprechende Verstärkungen ausgeglichen werden und ist festigkeitsmäßig nachzuprüfen.

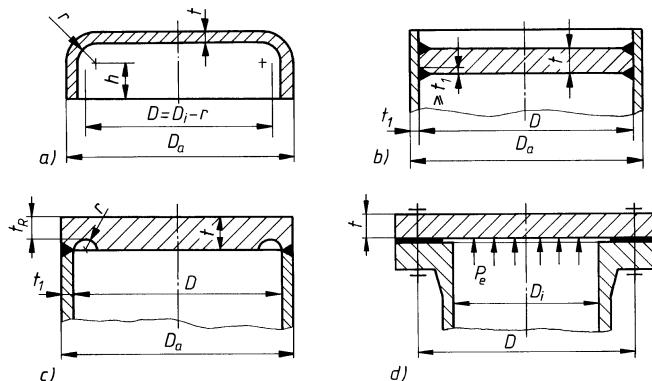


Bild 6-50

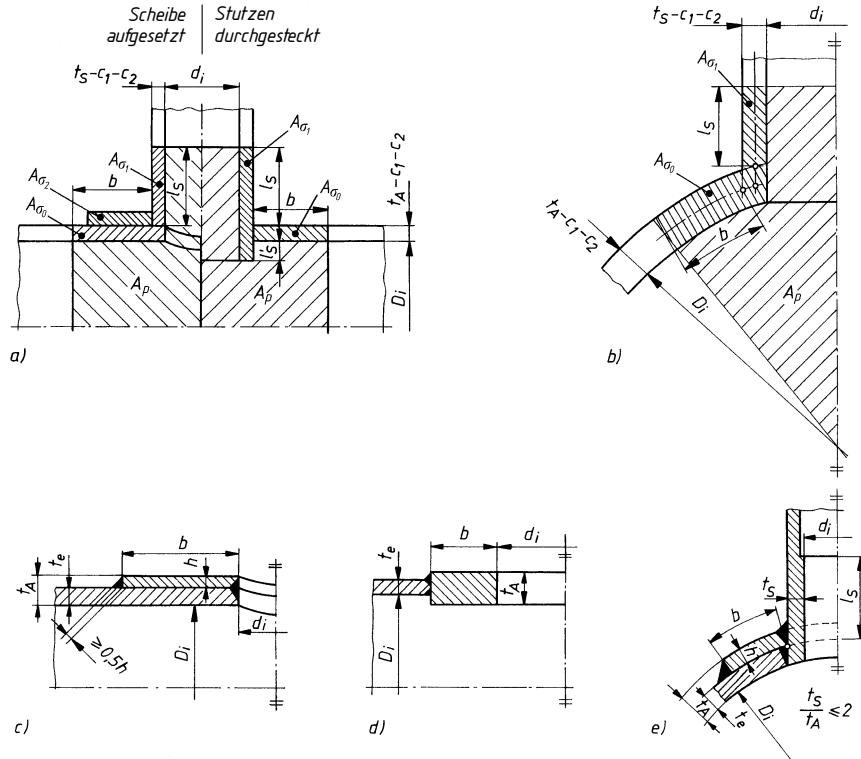
Runde ebene Platten und Böden (Beispiele).

- a) Gekremppter ebener Boden,
- b) beidseitig eingeschweißte Platte,
- c) ebene Platte mit Entlastungsnut,
- d) ebene Platte an einer Flanschverbindung mit durchgehender Dichtung

Geht man davon aus, dass nach **Bild 6-51a** und **b** der durch den Innendruck *einwirkenden Kraft* $p_e \cdot A_p$ (A_p = weit schraffierte projizierte Fläche) durch die in der Wand erzeugte *innere Kraft* $\sigma \cdot A_\sigma$ (A_σ = eng schraffierte Querschnittsfläche) das *Gleichgewicht* gehalten wird, so gilt die Bedingung

$$p_e \cdot A_p = \sigma \cdot A_\sigma$$

Als *mittragende Längen* dürfen dabei für den Grundkörper die Länge b und für den Stutzen die Länge l_s angenommen werden, s. zu Gl. (6.33) und **Bild 6-51**. Bei einem nach innen über-

**Bild 6-51** Ausschnitte in Behältern.

a) und b) Berechnungsschema für zylindrische und kugelige Grundkörper, c) aufgesetzte Verstärkung, d) eingesetzte Verstärkung bzw. Blockflansch, e) rohr- und scheibenförmige Verstärkung

stehenden Stutzenteil kann nur der Anteil $l'_s \leq 0,5 \cdot l_s$ als tragend gerechnet werden (**Bild 6-51a**, rechte Bildhälfte).

Falls die ausgeführte Wanddicke t_e des Mantels geringer ist als die erforderliche Wanddicke am Ausschnitt t_A , so kann entweder die gesamte Wanddicke des Grundkörpers auf t_A vergrößert, eine Scheibe auf- oder eingesetzt (**Bild 6-51c** und **d**) oder ein Rohr angeschweißt werden. Scheiben- und rohrförmige Verstärkungen dürfen auch gemeinsam zur Ausschnittsverstärkung herangezogen werden (**Bild 6-51e**). Bei scheibenförmigen Verstärkungen soll eine Mindestbreite $b \geq 3 \cdot t_A$ eingehalten werden, die Dicke t_A darf mit höchstens $2 \cdot t_e$ in die Rechnung eingesetzt werden. Führt man wie bei der Wanddickenberechnung als Vergleichsspannung die Schubspannungshypothese $\sigma_v = \sigma_{\max} - \sigma_{\min}$ ein, so erhält man mit

$$\sigma_{\max} = p_e \cdot \frac{A_p}{A_\sigma} \quad \text{und} \quad \sigma_{\min} = -\frac{p_e}{2}$$

die allgemeine Festigkeitsbedingung

$$\boxed{\sigma_v = p_e \left(\frac{A_p}{A_\sigma} + \frac{1}{2} \right) \leq \frac{K}{S}} \quad (6.33a)$$

Ist der Festigkeitswert für die Verstärkung K_1 bzw. K_2 kleiner als der entsprechende Wert für die zu verstärkende Wand K_0 , so ist die Bemessung z. B. entsprechend **Bild 6-51a** nach folgen-

der Festigkeitsbedingung durchzuführen

$$\left(\frac{K_0}{S} - \frac{p_e}{2}\right) A_{\sigma_0} + \left(\frac{K_1}{S} - \frac{p_e}{2}\right) A_{\sigma_1} + \left(\frac{K_2}{S} - \frac{p_e}{2}\right) A_{\sigma_2} \geq p_e \cdot A_p \quad (6.33b)$$

- A_p druckbelastete projizierte Fläche für zylindrische und kugelige Grundkörper nach **Bild 6-51a und b**
- A_σ tragende Querschnittsfläche als Summe der mit den tragenden Längen
 $b = \sqrt{(D_i + t_A - c_1 - c_2) \cdot (t_A - c_1 - c_2)}$ und
 $l_S = 1,25 \sqrt{(d_i + t_S - c_1 - c_2) \cdot (t_S - c_1 - c_2)}$
berechneten Einzelflächen: $A_\sigma = A_{\sigma_1} + A_{\sigma_2} + A_{\sigma_3} + \dots$ nach **Bild 6-51a und b**
- p_e, K, S wie zu Gl. (6.30)

Die Dicke t_A der durch Ausschnitte geschwächten Behälterwand kann mit Gl. (6.33) nicht unmittelbar, sondern nur durch evtl. mehrfaches Nachrechnen mit angenommenen Querschnittswerten, also iterativ (wiederholend) bestimmt werden. Die hiernach ermittelte Wanddicke darf aber nie kleiner gewählt werden, als für die Behälter ohne Ausschnitte erforderlich ist.

6.4 Berechnungsbeispiele

■ **Beispiel 6.1:** Für einen geschweißten I-Träger (**Bild 6-52**) aus S235 JR ist der Nachweis ausreichender Bauteildicke bei reiner Biegebeanspruchung durch M_x zu führen.

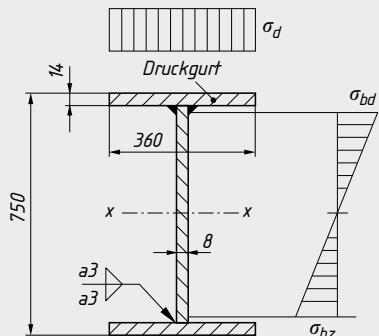


Bild 6-52
Geschweißter I-Biegeträger. Querschnitt, Maße und Spannungsverlauf

► **Lösung:** Um bis zum Erreichen der elastischen Grenztragfähigkeit sicherzustellen, dass alle Querschnittsteile ausreichend beulsicher sind, ist nach 6.3.1.1 nachzuweisen, dass die Grenzwerte $(c/t)_{\max}$ eingehalten sind.

Druckgurt: $c = 0,5(360 \text{ mm} - 8 \text{ mm} - 2 \cdot \sqrt{2} \cdot 3 \text{ mm}) = 171,8 \text{ mm}$

$$t = 14 \text{ mm}$$

$$(c/t)_{\text{vorh}} = 171,8 \text{ mm} / 14 \text{ mm} = 12,3$$

$(c/t)_{\max} = 14$, nach **TB 6-8** (einseitig gelagerter Plattenstreifen, gleichmäßige Druckspannung, Baustahl S235)

Nachweis: $(c/t)_{\text{vorh}} = 12,3 < (c/t)_{\max} = 14$ d. h. Druckgurt beulsicher

Stegblech: $c = 750 \text{ mm} - 2 \cdot 14 \text{ mm} - 2 \cdot \sqrt{2} \cdot 3 \text{ mm} = 713,5 \text{ mm}$

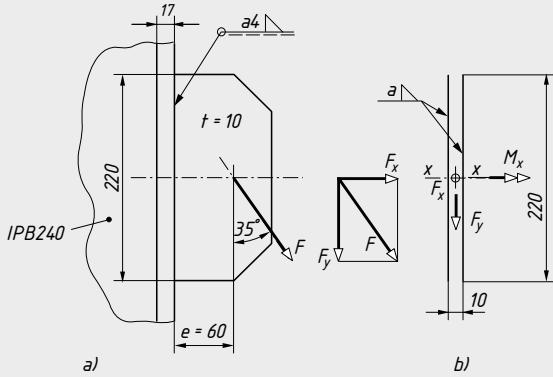
$$t = 8 \text{ mm}$$

$$(c/t)_{\text{vorh}} = 713,5 \text{ mm} / 8 \text{ mm} = 89$$

$(c/t)_{\max} = 124$ nach **TB 6-8** (zweiseitig gelagerter Plattenstreifen, σ_d und σ_z betragsmäßig gleich groß, Baustahl S235)

Nachweis: $(c/t)_{\text{vorh}} = 89 < (c/t)_{\text{grenz}} = 124$ d. h. Stegblech beulsicher

■ Beispiel 6.2:

**Bild 6-53**

Kehlnahtanschluss eines Konsolbleches mit schräger Zugkraft

a) Hauptabmessungen

b) Nahtbild als Linienquerschnitt (Naht konzentriert in der Wurzellinie)

Das Knotenblech für eine Abspannung im Stahlbau wird durch eine schräg angreifende veränderliche Einwirkung $F = Q_{Ed}$ beansprucht. Dabei wird das 10 mm dicke Knotenblech mit einer ringsum laufenden Kehlnaht an eine Stütze IPB240 (Flanschdicke 17 mm) angeschlossen. Als Werkstoff wird S235JR eingesetzt.

Für den exzentrisch beanspruchten Schweißanschluss sind mit $Q_K = 125 \text{ kN}$ und $\gamma_Q = 1,5$ die beiden möglichen Nachweise zu führen

- mit dem vereinfachten Verfahren,
- mit dem richtungsbezogenen Verfahren.

► Lösung:

minimale und maximale Nahtdicke

$$a_{\min} = \sqrt{t_{\max}} - 0,5 = \sqrt{17} - 0,5 = 3,6 \text{ mm} < a_{\text{vorh}} = 4 \text{ mm} \quad (6.17a)$$

$$a_{\max} = 0,7 \cdot t_{\min} = 0,7 \cdot 10 \text{ mm} = 7 \text{ mm} > a_{\text{vorh}} = 4 \text{ mm} \quad (6.17b)$$

minimale und maximale Nahtlänge

$$l_{\min} = 6a = 6 \cdot 4 \text{ mm} = 24 \text{ mm} < l_{\text{vorh}} = 220 \text{ mm} > 30 \text{ mm}$$

$$l_{\max} = 150a = 150 \cdot 4 \text{ mm} = 600 \text{ mm} > l_{\text{vorh}} = 220 \text{ mm}$$

wirksame Nahtlänge und Nahtfläche

$$\Sigma l_{\text{eff}} = 2 \cdot 220 \text{ mm} = 440 \text{ mm}, \quad A_w = \Sigma a \cdot l_{\text{eff}} = 4 \text{ mm} \cdot 440 \text{ mm} = 1760 \text{ mm}^2$$

(An den Enden der Bauteile sollen Kehlnähte mit einer Mindestlänge von $2a$ um die Ecken geführt werden. Endkraterabzug (2a) kann hier entfallen. Hier auch keine rahmenförmige Naht, da $t = l_w = 10 \text{ mm} = 2,5a < 6a$ bzw. 30 mm)

wirksames Flächenmoment 2. Grades

$$I_w = 2 \cdot a \cdot l^3 / 12 = 2 \cdot 4 \text{ mm} \cdot 220^3 \text{ mm}^3 / 12 = 7,099 \cdot 10^6 \text{ mm}^4 \quad (\text{TB 1-14})$$

- Nachweis mit dem vereinfachten Verfahren mit Schweißnahtspannungen

Schnittgrößen

$$N_{Ed} = F_x = \gamma_Q \cdot Q_K \cdot \sin 35^\circ = 1,5 \cdot 125 \text{ kN} \cdot \sin 35^\circ = 107,55 \text{ kN}$$

$$V_{Ed} = F_y = \gamma_Q \cdot Q_K \cdot \cos 35^\circ = 1,5 \cdot 125 \text{ kN} \cdot \cos 35^\circ = 153,59 \text{ kN}$$

$$M_{Ed} = M_x = V_{Ed} \cdot e = 153,59 \text{ kN} \cdot 60 \text{ mm} = 9,215 \cdot 10^6 \text{ Nmm}$$

vorhandene Spannungen (auf die Anschlussebene bezogen)

$$\sigma_w = \sigma_{\perp} = \frac{N_{Ed}}{A_w} + \frac{M_{Ed}}{I_w} y = \frac{107,550 \text{ N}}{1760 \text{ mm}^2} + \frac{9,215 \cdot 10^6 \text{ Nmm}}{7,099 \cdot 10^6 \text{ mm}^4} 110 \text{ mm} \quad (6.13)$$

$$61 \text{ N/mm}^2 + 143 \text{ N/mm}^2 = 204 \text{ N/mm}^2$$

$$\tau_{yw} = \tau_{\parallel} = \frac{V_{Ed}}{A_w} = \frac{153\,590 \text{ N}}{1760 \text{ mm}^2} = 87 \text{ N/mm}^2 \quad (6.24)$$

$$\sigma_{wv} = \sqrt{\sigma_w^2 + \tau_{xw}^2 + \tau_{yw}^2} \leq \frac{R_m}{\sqrt{3} \cdot \beta_w \cdot \gamma_{M2}} \quad (6.21)$$

Mit $R_m = 360 \text{ N/mm}^2$ nach **TB 6-5**, $\beta_w = 0,8$ nach **TB 6-7** und $\gamma_{M2} = 1,25$

$$\sigma_{wv} = \sqrt{(204 \text{ N/mm}^2)^2 + (87 \text{ N/mm}^2)^2} > \frac{360 \text{ N/mm}^2}{\sqrt{3} \cdot 0,8 \cdot 1,25}$$

$\sigma_{wv} = 222 \text{ N/mm}^2 > 208 \text{ N/mm}^2$, Beanspruchung größer als Beanspruchbarkeit
Nachweis nicht erfüllt!

b) Nachweis mit richtungsbezogenem Verfahren

Schnittgrößen wie unter a

1. Zusammengesetzter Nachweis

$$\sqrt{\sigma_{\perp}^2 + 3\tau_{\perp}^2 + 3\tau_{\parallel}^2} \leq \frac{R_m}{\beta_w \cdot \gamma_{M2}} \quad (6.19)$$

Berechnung von $\sigma_{\perp} = \tau_{\perp}$

$$\sigma_{\perp} = \left[\frac{N_{Ed}}{A_w} + \frac{M_{Ed}}{I_w} \cdot y \right] / \sqrt{2} = \frac{204 \text{ N/mm}^2}{\sqrt{2}} = 144 \text{ N/mm}^2, \text{ da } \sigma_{\perp} = \tau_{\perp} = \sigma_w / \sqrt{2}, \text{ mit } \sigma_w \text{ aus a,}$$

oder

$$\sigma_{\perp} = \tau_{\perp} = \frac{\sqrt{2}}{2} \cdot \frac{1}{\Sigma a \cdot l_{eff}} \left(F_{xEd} + \frac{6}{l_{eff}} \cdot M_{yEd} \right) \quad (6.22)$$

$$\sigma_{\perp} = \tau_{\perp} = \frac{\sqrt{2}}{2} \cdot \frac{1}{2 \cdot 4 \text{ mm} \cdot 220 \text{ mm}} \left(107\,550 \text{ N} + \frac{6}{220 \text{ mm}} \cdot 9,215 \cdot 10^6 \text{ N/mm}^2 \right) = 144 \text{ N/mm}^2$$

$\tau_{\parallel} = 87 \text{ N/mm}^2$ wie unter a

$$\sqrt{(144 \text{ N/mm}^2)^2 + 3(144 \text{ N/mm}^2)^2 + 3(87 \text{ N/mm}^2)^2} = 325 \text{ N/mm}^2 < \frac{360 \text{ N/mm}^2}{0,8 \cdot 1,25} = 360 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Nachweis erfüllt!

2. Nachweis der Spannungskomponente σ_{\perp}

$$\sigma_{\perp} \leq 0,9 \cdot R_m / \gamma_{M2} \quad (6.20)$$

$$\sigma_{\perp} = 144 \text{ N/mm}^2 < 0,9 \cdot 360 \text{ N/mm}^2 / 1,25 = 259 \text{ N/mm}^2$$

Nachweis erfüllt!

■ **Beispiel 6.3:** Eine hohle Hebelwelle soll zwischen $F = +12,5 \text{ kN}$ und $F = -8 \text{ kN}$ wechselnde Stangenkräfte über gleich lange Hebel von der waagerechten in die senkrechte Ebene umlenken (**Bild 6-54**). Sie führt dabei nur geringe Schwenkbewegungen aus. Bei der hin- und hergehenden Bewegung treten mittelstarke Stöße auf. Die Hohlwelle soll aus warmgefertigtem Hohlprofil EN 10 210–S235JRH–108×8 und die mit einer Doppelkehlnaht ringsum geschweißten Hebel aus Blech EN 10029–S235JR–8A gefertigt werden.

a) Die Hohlwelle ist auf Dauerfestigkeit nachzuprüfen.

b) Die Hebel und Hebelwelle verbindenden Rundnähte sind dauerfest zu bemessen.

► **Lösung a):** Zunächst sollen Art und Größe der Beanspruchung ermittelt werden. Durch die wechselnden, in zwei Ebenen wirkenden Stangenkräfte F wird die Welle auf Wechselbiegung und zwischen den Hebelarmen (1) und (2) außerdem auf wechselnde Verdrehung beansprucht (**Bild 6-54**). Die Lagerkräfte bei A und B lassen sich aus den statischen Gleichgewichtsbedingungen errechnen. Für die größte Kraft $F = 12,5 \text{ kN}$ in der waagerechten Ebene folgt aus $\Sigma M_{(A)} = 0$:

$$F_{Bx} = 12,5 \text{ kN} \cdot \frac{160 \text{ mm}}{720 \text{ mm}} = 2,778 \text{ kN}$$

und aus der Bedingung

$$\Sigma F_x = 0: \quad F_{Ax} = 12,5 \text{ kN} - 2,778 \text{ kN} = 9,722 \text{ kN}.$$

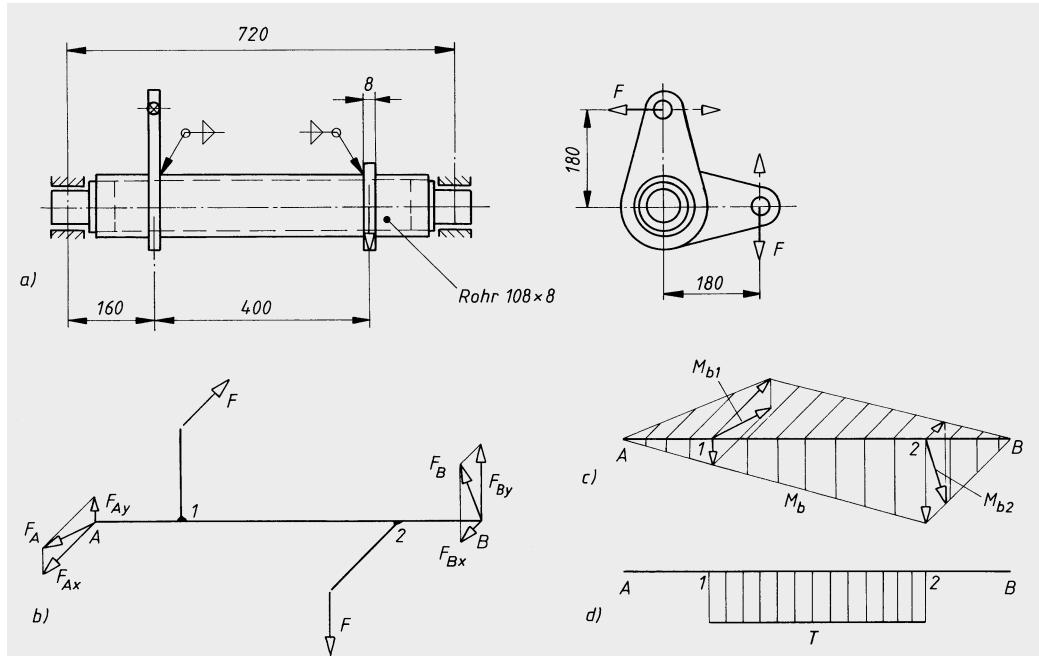


Bild 6-54 Geschweißte Hebelwelle.

a) Maßskizze, b) Kräfte, c) M_b -Verlauf, d) T-Verlauf

Die Auflagerkräfte in der senkrechten Ebene können aus Symmetriegründen unmittelbar angegeben werden:

$$F_{Ay} = 2,778 \text{ kN} \quad \text{und} \quad F_{By} = 9,722 \text{ kN}.$$

Damit gilt für die resultierende Auflagerkraft bei A:

$$F_A = \sqrt{F_{Ax}^2 + F_{Ay}^2} = \sqrt{(9,722 \text{ kN})^2 + (2,778 \text{ kN})^2} = 10,11 \text{ kN}.$$

Die resultierende Auflagerkraft bei B ist betragsmäßig gleich groß, also $F_B = 10,11 \text{ kN}$. Nun können die resultierenden Biegemomente in den Krafteinleitungspunkten (1) und (2) bestimmt werden:

$$M_{b1} = M_{b2} = 10,11 \text{ kN} \cdot 160 \text{ mm} = 1,618 \cdot 10^6 \text{ Nmm}.$$

Mit den Hebelarmen $l = 180 \text{ mm}$ ergibt sich das größte Torsionsmoment zwischen den Krafteinleitungspunkten (1) und (2):

$$T = 12,5 \text{ kN} \cdot 180 \text{ mm} = 2,25 \cdot 10^6 \text{ Nmm}.$$

Nun können die an den Krafteinleitungspunkten (1) und (2) auftretenden größten Spannungen ermittelt werden. Die bei der Hin- und Herbewegung auftretenden mittelstarken Stöße werden durch den Anwendungsfaktor berücksichtigt. Nach **TB 3-5c** wird gewählt: $K_A = 1,5$.

Für die vorhandene größte Biegespannung gilt

$$\sigma_b = \frac{K_A \cdot M_b}{W_b}.$$

Mit dem axialen Widerstandsmoment gegen Biegung für den Kreisringquerschnitt (s. **TB 11-3**)

$$W_b = \frac{\pi}{32} \cdot \frac{d_a^4 - d_i^4}{d_a}$$

ergibt sich mit $d_a = 108 \text{ mm}$ und $d_i = 92 \text{ mm}$:

$$W_b = \frac{\pi}{32} \cdot \frac{108^4 \text{ mm}^4 - 92^4 \text{ mm}^4}{108 \text{ mm}} = 58\,550 \text{ mm}^3$$

und damit die vorhandene größte Biegespannung bei (1) und (2)

$$\sigma_b = \frac{1,5 \cdot 1,618 \cdot 10^6 \text{ Nmm}}{58550 \text{ mm}^3} = 41 \text{ N/mm}^2.$$

Mit dem polaren Widerstandsmoment gegen Verdrehung

$$W_p = 2 \cdot W_b = 2 \cdot 58550 \text{ mm}^3 = 117100 \text{ mm}^3$$

ergibt sich die vorhandene größte Verdrehspannung:

$$\tau_t = \frac{K_A \cdot T}{W_p}, \quad \tau_t = \frac{1,5 \cdot 2,25 \cdot 10^6 \text{ Nmm}}{117100 \text{ mm}^3} = 29 \text{ N/mm}^2.$$

Da die zulässigen Spannungen nach 6.3.2-4 vom Grenzspannungsverhältnis $\kappa = \sigma_{\min}/\sigma_{\max}$ abhängig sind, müsste mit der Kraft $F = 8 \text{ kN}$ noch die Spannung σ_{\min} ermittelt werden. Im vorliegenden einfachen Beanspruchungsfall kann jedoch gesetzt werden:

$$\kappa = \frac{\sigma_{\min}}{\sigma_{\max}} = \frac{F_{\min}}{F_{\max}}, \quad \kappa = \frac{-8 \text{ kN}}{+12,5 \text{ kN}} = -0,64 \text{ (Wechselbereich).}$$

Die auf das durchlaufende Bauteil (Rohr) mit nicht durchgeschweißten Ringnähten aufgesetzten Laschen, bilden bei nicht bearbeiteten und nur auf Sicht geprüften Nähten einen Kerbfall entsprechend der Linie E5 (Nr. 35) nach dem Bauformenkatalog **TB 6-11**.

Für Bauteile aus S235, das Spannungsverhältnis $\kappa = -0,64$ und Kerbfalllinie E5 kann für das Rohr die zulässige Normalspannung

- abgelesen werden aus **TB 6-12a**: $\sigma_{\text{zul}} \approx 72 \text{ N/mm}^2$
- berechnet werden nach **TB 6-12c**:

$$\begin{aligned} \sigma_{\text{zul}} &= 150 \text{ N/mm}^2 \cdot 1,04^{-\kappa} \cdot \frac{2 \cdot (1 - 0,3 \cdot \kappa)}{1,3 \cdot (1 - \kappa)} = 150 \text{ N/mm}^2 \cdot 1,04^{-21} \cdot \frac{2 \cdot [1 - 0,3 \cdot (-0,64)]}{1,3 \cdot [1 - (-0,64)]} \\ &= 73 \text{ N/mm}^2 \end{aligned}$$

Für die Schubspannung (Torsion) im Rohr gilt nach **TB 6-11** bei beidseitig nicht durchgeschweißter T-Stoßverbindung (Doppelkehlnaht) nach **TB 6-11** die Kerbfalllinie H (Nr. 92).

Entsprechend gilt für S235, $\kappa = -0,64$ und Linie H für die zulässige Schubspannung an den Stellen (1) und (2) durch

- ablesen aus **TB 6-12a**: $\tau_{\text{zul}} \approx 67 \text{ N/mm}^2$,
 - berechnen nach **TB 6-12c**: $\tau_{\text{zul}} = \frac{2 \cdot (1 - 0,17 \cdot \kappa)}{1,17 \cdot (1 - \kappa)} \cdot \tau_{\text{zul}, \kappa} = -1$
- $$\tau_{\text{zul}} = \frac{2 \cdot [1 - 0,17 \cdot (-0,64)]}{1,17 \cdot [1 - (-0,64)]} \cdot 59 \text{ N/mm}^2 = 68 \text{ N/mm}^2$$

Da die Bauteildicken der zu verschweißenden Bauteile $t < 10 \text{ mm}$ sind, muss der Dickenbeiwert nach **TB 6-13** nicht berücksichtigt werden.

Für die zusammengesetzte Beanspruchung gilt nach der Interaktionsgleichung (6.29)

$$\left(\frac{\sigma_b}{\sigma_{\text{zul}}} \right)^2 + \left(\frac{\tau_t}{\tau_{\text{zul}}} \right)^2 = \left(\frac{41 \text{ N/mm}^2}{73 \text{ N/mm}^2} \right)^2 + \left(\frac{29 \text{ N/mm}^2}{68 \text{ N/mm}^2} \right)^2 = 0,48 < 1$$

Ergebnis: Die geschweißte Hohlwelle ist dauerfest.

- **Lösung b):** Es wird nach Gl. (6-17b) eine Doppelkehlnaht mit der Dicke $a \geq \sqrt{8} - 0,5 = 2,3 \text{ mm}$, also $a = 3 \text{ mm}$ gewählt. Dadurch sind die Hebel über rechteckige Nahtflächen der Breite $2a = 6 \text{ mm}$ und der Länge $l = d \cdot \pi = 108 \text{ mm} \cdot \pi = 339 \text{ mm}$ angeschlossen. Rechnet man das Drehmoment in eine am Hebelarm $d/2$ wirkende Umfangskraft

$$F_u = \frac{T}{0,5d} = \frac{1,5 \cdot 2,25 \cdot 10^6 \text{ Nmm}}{0,5 \cdot 108 \text{ mm}} = 62,5 \text{ kN}$$

um, so kann damit die mittlere Schubspannung in der Naht errechnet werden:

$$\tau_{\parallel} = \frac{F_u}{A_w}, \quad \tau_{\parallel} = \frac{62\,500 \text{ N}}{8 \text{ mm} \cdot 339 \text{ mm}} = 23 \text{ N/mm}^2.$$

Bei alleiniger Schubspannung gilt $\tau_{\parallel} = 23 \text{ N/mm}^2 < \tau_{zul} = 68 \text{ N/mm}^2$.

Ergebnis: Die mit $a = 3 \text{ mm}$ ausgeführte ringsum verlaufende Doppelkehlnaht ist dauerfest.

6

Beispiel 6.4: Es soll ein geschweißter Druckbehälter für 3000 l Inhalt bei 12 bar Betriebsüberdruck ausgelegt werden. Die höchste Betriebstemperatur beträgt 50 °C. Die Behälterwand ist unbeheizt. Den Aufbau des Druckbehälters und die Hauptmaße zeigt Bild 6-55. Für alle druckbeanspruchten Teile ist der Werkstoff S235JR + N vorgesehen.

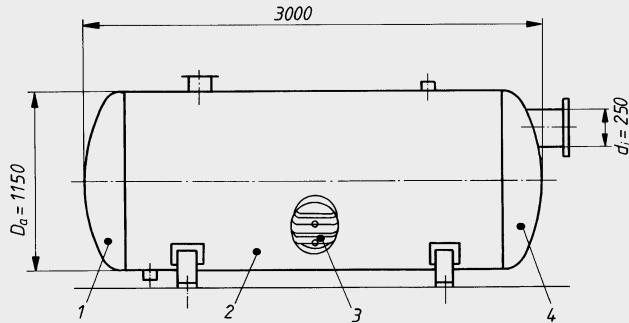


Bild 6-55 Geschweißter Druckbehälter (12 bar, 3000 l).

- 1 Klöpperboden
- 2 Mantel
- 3 Mannloch 300 × 400 mm
- 4 Klöpperboden mit Stutzen

Zu berechnen bzw. zu prüfen sind:

- die Werkstoffwahl,
- die erforderliche Wanddicke des Behältermantels (2) bei verringertem Prüfaufwand für die Schweißnähte,
- die erforderliche Wanddicke des gewölbten Vollbodens in Klöpperform (1),
- die erforderliche Wanddicke des gewölbten Bodens in Klöpperform mit Stutzenausschnitt $d_i = 250 \text{ mm}$ im Krempenbereich, also außerhalb $0,6D_a$ (dafür gilt $\beta = 1,9 + 0,933 \cdot z / \sqrt{y}$, mit $z = d_i / D_a$),
- die Verstärkung des Mannloch-Ausschnitts $300 \times 400 \text{ mm}$ (3) durch einen eingeschweißten Hochkantring $90 \times 15 \text{ mm}$.
- die Sicherheit des Mantels und der Böden bei der Wasserdruckprüfung.

► **Lösung a):** Nach TB 6-14b sind die unlegierten Baustähle nur bis zu einem Produkt aus innerem Durchmesser des Behälters in mm und maximal zulässigem Druck in bar $D_i \cdot p_e \leq 20\,000$ zugelassen. Außerdem ist die Güteeigenschaft durch ein Abnahmeprüfzeugnis 3.1 zu erbringen. Mit $D_i \approx 1130 \text{ mm}$ (vorläufig angenommen) und $p_e = 12 \text{ bar}$ wird $D_i \cdot p_e = 1130 \cdot 12 = 13\,560 < 20\,000$, der Werkstoff S235JR + N ist also zulässig.

Ergebnis: Der vorgesehene Baustahl S235JR + N mit Abnahmeprüfzeugnis 3.1 darf als Behälterwerkstoff verwendet werden.

► **Lösung b):** Für den geschweißten zylindrischen Behältermantel wird die erforderliche Wanddicke nach Gl. (6.30a) bestimmt:

$$t = \frac{D_a \cdot p_e}{K} + c_1 + c_2 .$$

$$2 \frac{S}{v + p_e}$$

Da die Behälterwandung unbeheizt ist, gilt als Berechnungstemperatur die höchste Betriebstemperatur, also 50 °C (s. TB 6-15). Für diese Temperatur wird nach TB 6-14b der Festigkeitskennwert für den gewählten Baustahl S235JR bestimmt: $K = 235 \text{ N/mm}^2$ (Beachte: Die für 20 °C angegebenen Werte gelten bis 50 °C). Der Sicherheitsbeiwert ist nach TB 6-16 mit $S = 1,5$ zu wählen (für

Walz- und Schmiedestähle). Wegen des verringerten Prüfaufwandes für die Schweißnähte darf die zulässige Berechnungsspannung in den Nähten nur zu 85 % ausgenutzt werden, somit $v = 0,85$. Der Zuschlag zur Berücksichtigung der Wanddickenunterschreitung beträgt nach **TB 1-7** für den zu erwartenden Dickenbereich (z. B. warm gewalztes Stahlblech der Klasse A nach EN 10029): $c_1 = 0,4 \text{ mm}$. Der Abnutzungszuschlag kann mit $c_2 = 1,0 \text{ mm}$ eingesetzt werden. Mit dem äußeren Manteldurchmesser $D_a = 1150 \text{ mm}$ und dem Berechnungsdruck $p_e = 12 \text{ bar} = 1,2 \text{ N/mm}^2$ erhält man

$$t = \frac{1150 \text{ mm} \cdot 1,2 \text{ N/mm}^2}{2 \cdot \frac{235 \text{ N/mm}^2}{1,5} \cdot 0,85 + 1,2 \text{ N/mm}^2} + 0,4 \text{ mm} + 1,0 \text{ mm} = 5,2 \text{ mm} + 1,4 \text{ mm} = 6,6 \text{ mm}.$$

Damit ergibt sich eine ausgeführte Wanddicke $t_e = 7 \text{ mm}$.

Ergebnis: Die Manteldicke (= Stumpfnahtdicke) wird mit $t_e = 7 \text{ mm}$ ausgeführt.

- **Lösung c):** Der gewölbte Boden (1) soll einteilig (ungeschweißt) in Klöpperform (**Bild 6-49a**) ausgeführt werden. Die erforderliche Wanddicke der Krempe ist nach Gl. (6.31) zu berechnen:

$$t = \frac{D_a \cdot p_e \cdot \beta}{4 \frac{K}{S} v} + c_1 + c_2.$$

Zur Bestimmung des Berechnungsbeiwertes muss die Wanddicke zunächst angenommen werden. Da der Boden im Krempteil ungünstiger beansprucht wird als der Mantel (s. unter 6.3.4-2), wird $t_e = 8 \text{ mm}$ vorgewählt. Damit und mit den Zuschlägen $c_1 = 0,3 \text{ mm}$ (für $t \leq 10 \text{ mm}$ nach DIN 28011) und c_2 wie unter b wird

$$y = \frac{t_e - c_1 - c_2}{D_a}, \quad y = \frac{8 \text{ mm} - 0,3 \text{ mm} - 1,0 \text{ mm}}{1150 \text{ mm}} = 0,00582.$$

Dieser Wert liegt im zulässigen Bereich $0,001 \dots 0,1$. Für Vollböden in Klöpperform gilt für den Berechnungswert

$$\beta = 1,9 + \frac{0,0325}{y^{0,7}}, \quad \beta = 1,9 + \frac{0,0325}{0,00582^{0,7}} = 3,09.$$

Mit dem Faktor $v = 1,0$ für einteilige Böden und den weiteren bereits unter b bestimmten Werten ist somit in der Krempe eine Wanddicke erforderlich von

$$t = \frac{1150 \text{ mm} \cdot 1,2 \text{ N/mm}^2 \cdot 3,09}{4 \cdot \frac{235 \text{ N/mm}^2}{1,5} \cdot 1,0} + 0,3 \text{ mm} + 1,0 \text{ mm} = 6,8 \text{ mm} + 1,3 \text{ mm} = 8,1 \text{ mm}.$$

Der Boden kann vertretbar mit der Wanddicke $t_e = 8,0 \text{ mm}$ ausgeführt werden. Nach **Bild 6-49a** erhält er dann folgende Abmessungen: $R = D_a = 1150 \text{ mm}$, $r = 0,1 \cdot 1150 \text{ mm} = 115 \text{ mm}$, $h_1 \geq 3,5 \cdot 8 \text{ mm} \approx 28 \text{ mm}$, $h_2 = 0,1935 \cdot D_a - 0,455t = 0,1935 \cdot 1150 \text{ mm} - 0,455 \cdot 8 \text{ mm} = 219 \text{ mm}$.

Anmerkung: Im Kalottenteil des Bodens wäre nach 6.3.4-2 und Gl. (6.30b) mit $D_a \approx 2300 \text{ mm}$ nur eine Wanddicke

$$t = \frac{2300 \text{ mm} \cdot 1,2 \text{ N/mm}^2}{4 \cdot \frac{235 \text{ N/mm}^2}{1,5} \cdot 1,0 + 1,2 \text{ N/mm}^2} + 1,3 \text{ mm} \approx 5,7 \text{ mm}$$

erforderlich.

Bei sehr dünnwandigen Böden müsste nach AD 2000-Merkblatt B3 noch geprüft werden, ob der Boden gegen Faltenbildung in der Krempe ausreichend bemessen ist.

Ergebnis: Der Klöpperboden (1) wird einheitlich mit der Wanddicke $t_e = 8 \text{ mm}$ ausgeführt.

- **Lösung d):** Die Wanddickenberechnung des Klöpperbodens mit Stutzen (4) erfolgt grundsätzlich wie unter c). Da der Boden durch den Stutzenausschnitt geschwächt ist und somit höher beansprucht wird als der Boden (1), wird eine Wanddicke von $t_e = 11 \text{ mm}$ vorgewählt.

Nach den Angaben zur Gl. (6.31) und zur Aufgabe wird

$$y = \frac{t_e - c_1 - c_2}{D_a}, \quad y = \frac{11 \text{ mm} - 0,3 \text{ mm} - 1,0 \text{ mm}}{1150 \text{ mm}} = 0,00843$$

und

$$z = \frac{d_i}{D_a}, \quad z = \frac{250 \text{ mm}}{1150 \text{ mm}} = 0,2174.$$

Bei Klöpperböden mit Ausschnitten im Krempenbereich gilt für den Berechnungswert

$$\beta = 1,9 + \frac{0,933 \cdot z}{\sqrt{y}}, \quad \text{somit} \quad \beta = 1,9 + \frac{0,933 \cdot 0,2174}{\sqrt{0,00843}} = 4,11.$$

Mit den übrigen bereits weiter oben festgelegten Werten wird damit nach Gl. (6.31) die erforderliche Wanddicke des Bodens

$$t = \frac{1150 \text{ mm} \cdot 1,2 \text{ N/mm}^2 \cdot 4,11}{4 \cdot \frac{235 \text{ N/mm}^2}{1,5} \cdot 1,0} + 0,3 \text{ mm} + 1,0 \text{ mm} = 9,1 \text{ mm} + 1,3 \text{ mm} = 10,4 \text{ mm}.$$

Die vorgewählte Wanddicke war zutreffend, so dass ausgeführt werden kann: $t_e = 11 \text{ mm}$.

Ergebnis: Der Klöpperboden mit unverstärktem Ausschnitt (4) wird mit der Wanddicke $t_e = 11 \text{ mm}$ ausgeführt.

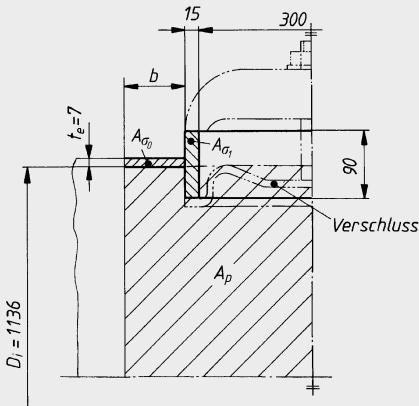


Bild 6-56

Berechnungsschema für die Ausschnittsverstärkung des Mannloches durch einen Hochkantring A_{o1}

► **Lösung e):** Die Verschwächung des Behältermantels durch das ovale Mannloch $300 \times 400 \text{ mm}$ soll durch einen eingeschweißten Hochkantring $\square 90 \times 15 \text{ mm}$ ausgeglichen werden. Die Verschwächung wird mit der allgemeinen Festigkeitsbedingung Gl. (6.33a) berücksichtigt

$$\sigma_v = p_e \left(\frac{A_p}{A_\sigma} + \frac{1}{2} \right) \leq \frac{K}{S}.$$

Die Verhältnisse am Ausschnitt gehen aus Bild 6-56 hervor. Zur Berechnung der tragenden Querschnittsfläche A_σ darf als mittragende Länge des Mantels gesetzt werden:

$$b = \sqrt{(D_i + t_A - c_1 - c_2) \cdot (t_A - c_1 - c_2)},$$

mit dem Innendurchmesser $D_i = 1150 \text{ mm} - 2 \cdot 7 \text{ mm} = 1136 \text{ mm}$, der Wanddicke $t_A = 7 \text{ mm}$, sowie c_1 und c_2 wie unter b wird

$$b = \sqrt{(1136 \text{ mm} + 7 \text{ mm} - 0,4 \text{ mm} - 1,0 \text{ mm}) \cdot (7 \text{ mm} - 0,4 \text{ mm} - 1,0 \text{ mm})} = 80 \text{ mm}.$$

Mit den tragenden Einzelflächen

$$A_{o0} = (t_A - c_1 - c_2) \cdot b = (7 \text{ mm} - 1,4 \text{ mm}) \cdot 80 \text{ mm} = 448 \text{ mm}^2$$

und

$$A_{o1} = 90 \text{ mm} \cdot (15 \text{ mm} - 0,6 - 1,0) = 1206 \text{ mm}^2$$

($c_1 = 0,6 \text{ mm}$ für $t_e = 15 \text{ mm}$, wenn unteres Grenzabmaß entsprechend Klasse A der EN 10029, s. TB 1-7) wird die tragende Querschnittsfläche

$$A_\sigma = A_{o0} + A_{o1} = 448 \text{ mm}^2 + 1206 \text{ mm}^2 = 1654 \text{ mm}^2.$$

Unter der auf der sicheren Seite liegenden Annahme, dass die druckbelastete projizierte Fläche bis zum Innendurchmesser des Mantels reicht (**Bild 6-56**), wird

$$A_p = (80 \text{ mm} + 15 \text{ mm} - 1,6 \text{ mm} + 300 \text{ mm}/2) \cdot \frac{1136 \text{ mm}}{2} = 138\,251 \text{ mm}^2.$$

Damit gilt

$$\sigma_v = 1,2 \text{ N/mm}^2 \left(\frac{138\,251 \text{ mm}^2}{1654 \text{ mm}^2} + \frac{1}{2} \right) < \frac{235 \text{ N/mm}^2}{1,5}, \quad \sigma_v = 101 \text{ N/mm}^2 < 157 \text{ N/mm}^2.$$

Der Mannloch-Ausschnitt ist durch den eingeschweißten Hochkantring weit ausreichend verstärkt.

Ergebnis: Der Mannloch-Ausschnitt ist durch den eingeschweißten Hochkantring weit ausreichend verstärkt, da $\sigma_v = 101 \text{ N/mm}^2 < 157 \text{ N/mm}^2$.

- **Lösung f):** Bei der Druckprüfung mit Wasser oder anderen ungefährlichen Flüssigkeiten wird geprüft, ob Druckbehälter oder Druckbehälterteile unter Prüfdruck gegen das Druckprüfmittel dicht sind und keine sicherheitstechnisch bedenklichen Verformungen auftreten. Die Druckprüfung kann auch zum Ausgleich von Spannungsspitzen dienen (vgl. AD 2000-Merkblatt HP 30). Beim Prüfdruck $p' = \max.(1,43p_e; 1,25p_e \cdot K_{20}/K_\vartheta)$ muss der Druckbehälter eine Sicherheit $S' = 1,05$ gegen Fließen ($R_{p0,2}$) aufweisen (**TB 6-16**). Da die Druckprüfung bei Raumtemperatur durchgeführt wird, gilt der gleiche Festigkeitskennwert wie oben.

Der Nachweis ausreichender Sicherheit gegen Fließen erfolgt zweckmäßigerweise, indem die maßgebenden Gleichungen nach S umgestellt werden, so gilt z. B. für den Behältermantel mit der umgestellten Gl. (6.30a)

$$S' = \frac{\frac{2 \cdot K \cdot v}{D_a \cdot p'} - p'}{t_e - c_1 - c_2}.$$

Mit $p' = \max.(1,43p_e; 1,25p_e \cdot K_{20}/K_\vartheta) = \max.(1,43 \cdot 12 \text{ bar}; 1,25 \cdot 12 \text{ bar} \cdot 235 \text{ N/mm}^2/235 \text{ N/mm}^2) = 17,16 \text{ bar}$, der ausgeführten Wanddicke $t = 7 \text{ mm}$ und ohne Abnutzungszuschlag ($c_2 = 0$) wird die vorhandene Sicherheit beim Prüfdruck

$$S' = \frac{\frac{2 \cdot 235 \text{ N/mm}^2 \cdot 0,85}{1150 \text{ mm} \cdot 1,716 \text{ N/mm}^2} - 1,716 \text{ N/mm}^2}{7 \text{ mm} - 0,4 \text{ mm}} = 1,34$$

Die beim Prüfdruck vorhandene Sicherheit $S' = 1,34$ ist somit größer als die erforderliche Sicherheit $S'_{\text{erf}} = 1,05$. In der gleichen Weise kann der Nachweis für die Klöpperböden erfolgen, worauf aber hier verzichtet werden soll. Sie sind für die Druckprüfung ebenfalls ausreichend bemessen.

Ergebnis: Mantel und Böden des Druckbehälters weisen eine ausreichende Sicherheit bei der hydrostatischen Druckprüfung auf.

Hinweis: Die Längs- und Rundnähte des Behälters sind als Stumpfnähte in den Bewertungsgruppen B bzw. C auszuführen (s. unter 6.2.5-5). Der Hochkantring am Mannloch muss mit einer Schweißnaht, deren tragende Dicke mindestens der Behälterwanddicke entspricht (also 7 mm), angeschlossen werden.

6.5 Literatur

Ahrens, Ch.; Zwätz, R.: Schweißen im bauaufsichtlichen Bereich – Erläuterungen mit Berechnungsbeispielen. 3. Aufl. Düsseldorf: DVS, 2007 (Fachbuchreihe Schweißtechnik, Band 94)

Aichele, G.; Spreitz, W.: Kostenrechnen und Kostensenken in der Schweißtechnik. Handbuch zum Kalkulieren, wirtschaftlich Konstruieren und Fertigen. Düsseldorf: DVS, 2001 (Fachbuchreihe Schweißtechnik, Band 145)

Behnisch (Hrsg.): Kompendium der Schweißtechnik. Bd. 1 bis 4. 2. Aufl. Düsseldorf: DVS, 2002 (Fachbuchreihe Schweißtechnik, Bd. 128)

Bobek, K.; Heiß, A.; Schmidt, F.: Stahlleichtbau von Maschinen. 2. Aufl. Berlin: Springer, 1955 (Konstruktionsbücher, Bd. 1)

- Boese, U.:* Das Verhalten der Stähle beim Schweißen. Teil I: Grundlagen. 4. Aufl. Düsseldorf: DVS, 1995 (Fachbuchreihe Schweißtechnik, Band 44/I)
- Dilthey, U.; Brandenburg, A.:* Schweißtechnische Fertigungsverfahren. Bd. 3: Gestaltung und Festigkeit von Schweißkonstruktionen. 2. Aufl. Berlin: Springer, 2002
- DIN (Hrsg.): Stahlbau 1. Bemessung und Konstruktion. Grundlagen Teil 1. 12. Aufl. Berlin: Beuth, 2012 (DIN-TAB 69/1)
- DIN (Hrsg.): Stahlbau 2. Bemessung und Konstruktion. Grundlagen Teil 2. 12. Aufl. Berlin: Beuth, 2012 (DIN-TAB 69/2)
- DIN CEN/TS 13001-3-1 (2005-03): Krane – Konstruktion allgemein – Teil 3-1: Grenzzustände und Sicherheitsnachweis von Stahltragwerken
- DIN-DVS (Hrsg.): Schweißtechnik 1. Schweißzusätze. 16. Aufl. Berlin/Düsseldorf: Beuth/DVS, 2009 (DIN-DVS-Taschenbuch 8/1)
- DIN-DVS (Hrsg.): Schweißtechnik 3. Begriffe, zeichnerische Darstellung, Normen. 9. Aufl. Berlin/Düsseldorf: Beuth/DVS, 2014 (DIN-DVS-Taschenbuch 145)
- DIN-DVS (Hrsg.): Schweißtechnik 4. Auswahl von Normen für die Ausbildung des schweißtechnischen Personals. 11. Auflage. Berlin/Düsseldorf: Beuth/DVS, 2014 (DIN-DVS-Taschenbuch 191)
- DIN-DVS (Hrsg.): Schweißtechnik 7. Schweißtechnische Fertigung. Schweißverbindungen. 4. Aufl. Berlin/Düsseldorf: Beuth, 2014 (DIN-DVS-Taschenbuch 284)
- DIN-DVS (Hrsg.): Schweißtechnik 8. Schweißtechnisches Personal, Verfahrensprüfung, Qualitätsanforderung etc. 6. Auflage. Berlin/Düsseldorf: Beuth/DVS, 2012 (DIN-DVS-Taschenbuch 290)
- Dutta, D.; Mang, F.; Warenier, J.:* Schwingfestigkeitsverhalten geschweißter Hohlprofilverbindungen. Düsseldorf: Stahl-Informationszentrum, 1981 (CIDECT-Monografie Nr. 7)
- DVS (Hrsg.): Festigkeit gefügter Bauteile. DVS-Berichte Bd. 236. Düsseldorf: DVS, 2005
- DVS (Hrsg.): Festigkeitsverhalten geschweißter Bauteile. Merkblatt DVS 2402. Düsseldorf: DVS, 1987
- DVS (Hrsg.): Fügetechnik Schweißtechnik. 8. Aufl. Düsseldorf: DVS Media, 2012
- DVS (Hrsg.): Gestaltung und Dauerfestigkeitsbewertung von Schweißverbindungen an Stählen im Schienenfahrzeugbau. Richtlinie DVS 1612. Düsseldorf: DVS, 2014
- Engelmann, U.:* Stahlbaufibel. 2. Aufl. Berlin: Beuth, 2014
- Fahrenwaldt, H. J.; Schuler, V.; Twrdy, J.:* Praxiswissen Schweißtechnik. 5. Aufl. Wiesbaden: Springer Vieweg, 2013
- Germanischer Lloyd (Hrsg.): Klassifikations- und Bauvorschriften. I Schiffstechnik. Teil 1 Seeschiffe. Kapitel 1 Schiffskörper. Kapitel 2 Maschinenanlagen. Hamburg: Germanischer Lloyd, 2008
- Hänchen, R.:* Schweißkonstruktionen. Berechnung und Gestaltung. Berlin: Springer, 1953 (Konstruktionsbücher, Band 12)
- Hänsch, H.-J.; Krebs, J.:* Eigenspannungen und Formänderungen in Schweißkonstruktionen. Düsseldorf: DVS, 2006 (Fachbuchreihe Schweißtechnik, Band 138)
- Hobbacher, A.:* Empfehlungen zur Schwingfestigkeit geschweißter Verbindungen und Bauteile. IIW-Dokument XIII-1539-96/XV-845-96. Düsseldorf: DVS, 1997
- Hofmann/Mortell/Sahmel/Veit:* Grundlagen der Gestaltung geschweißter Stahlkonstruktionen. 10. Aufl. Düsseldorf: DVS, 2005 (Fachbuchreihe Schweißtechnik, Band 12)
- Kahlmeyer/Hebestreit/Vogt:* Stahlbau nach EC 3. Bemessung und Konstruktion. Träger, Stützen, Verbindungen. 7. Aufl. Köln: Werner, 2015
- Kaßner, M.:* Auslegung und Ausführung von geschweißten Stahltragwerken – Vergleich von europäischen und bisher national geltendem Regelwerk (Eurocode 3, DIN EN 1090, DIN 18000). DVS-Berichte Band 280. Düsseldorf: DVS Media, 2011
- Kindmann, R.; Krüger, U.:* Stahlbau. Teil 1: Grundlagen. 5. Aufl. Berlin: Ernst & Sohn, 2013
- Kindmann, R.; Kraus, M.; Niebuhr, H.-J.:* Stahlbau kompakt. Bemessungshilfen, Profiltabellen: 2. Aufl. Düsseldorf: Stahleisen, 2008
- Kuhlmann, U. (Hrsg.):* Stahlbau-Kalender 2014. Berlin: Ernst & Sohn, 2014
- Lohse, W.:* Stahlbau 1. 24. Aufl. Wiesbaden: Vieweg+Teubner, 2002
- Lohse, W.:* Stahlbau 2. 20. Aufl. Wiesbaden: Vieweg+Teubner, 2005
- Neumann, A.:* Schweißtechnisches Handbuch für Konstrukteure. Teil 1: Grundlagen, Tragfähigkeit, Gestaltung. 7. Aufl. 1996. Teil 3: Maschinen- und Fahrzeugbau. 5. Aufl. 1998. Teil 4: Geschweißte Aluminium-Konstruktionen, 1993. Düsseldorf: DVS (Fachbuchreihe Schweißtechnik, Bd. 80/1, 80/3 und 80/4)
- Neumann, A.; Neuhoff, R.:* Schweißnahtberechnung im geregelten und ungeregelten Bereich. Grundlagen mit Berechnungsbeispielen. Düsseldorf: DVS, 2003 (Fachbuchreihe Schweißtechnik, Bd. 132)
- Petersen, Ch.:* Stahlbau. 4. Aufl. Wiesbaden: Springer Vieweg, 2013

- Piechatzek, E.; Kaufmann, E.-M.:* Formeln und Tabellen Stahlbau nach DIN 18800 (1990). 3. Aufl. Wiesbaden: Vieweg, 2005
- Radau/Koller/Diltzhey/Buxbaum:* Laserschweißgerechtes Konstruieren. Düsseldorf: DVS, 1994 (Fachbuchreihe Schweißtechnik, Band 116)
- Radaj, D.; Sonsino C. M.:* Ermüdungsfestigkeit von Schweißverbindungen nach lokalen Konzepten. Düsseldorf: DVS, 2000 (Fachbuchreihe Schweißtechnik, Band 142)
- Ruge, J.:* Handbuch der Schweißtechnik, Bd. I: Werkstoffe, Bd. II: Verfahren und Fertigung, Bd. III: Konstruktive Gestaltung der Bauteile, Bd. IV: Berechnung der Verbindungen. Berlin: Springer, 1990, 1980, 1985, 1988
- Scheermann, H.:* Leitfaden für den Schweißkonstrukteur. 2. Aufl. Düsseldorf: DVS, 1997 (Schweißtechnische Praxis, Bd. 17)
- Schwaigerer, S.:* Festigkeitsberechnung von Bauelementen des Dampfkessel-, Behälter- und Rohrleitungsbau. 4. Aufl. Berlin: Springer, 1990
- Strassburg, F. W.; Wehner, H.:* Schweißen nichtrostender Stähle. 3. Aufl. Düsseldorf: DVS, 2000 (Fachbuchreihe Schweißtechnik, Band 67)
- Thum, A.; Erker, A.:* Schweißen im Maschinenbau. Teil I: Festigkeit und Berechnung von Schweißverbindungen. Berlin: VDI, 1943
- Titze, H.; Wilke, H.-P.:* Elemente des Apparatebaues. 3. Aufl. Berlin: Springer, 1992
- Verband der TÜV e.V. (Hrsg.): AD 2000 – Regelwerk. 5. Aufl. Taschenbuch-Ausgabe 2008. Berlin: Beuth, 2008
- Wagenknecht, G.:* Stahlbau–Praxis nach Eurocode 3. Band 1: Tragwerksplanung – Grundlagen, Band 2: Verbindungen und Konstruktionen. 4. Aufl. Berlin: Beuth, 2014
- Warkenthin, W.:* Tragwerke der Fördertechnik 1. Grundlagen der Bemessung. Wiesbaden: Vieweg, 1999

Firmeninformationen: Böhler Schweißtechnik Deutschland GmbH, Hamm (www.t-put.com); Castolin GmbH, Kriftel (www.castolin.de); Carl Cloos Schweißtechnik GmbH, Haiger (www.cloos.de); ESAB GmbH, Solingen (www.esab.de); Kinkele GmbH & Co. KG, Ochsenfurt (www.kinkele.de); Linde AG, Pullach (www.linde-gas.de); Panasonic Industrial Europe GmbH, Ratingen (www.panasonic-industrial.com); Reis GmbH & Co. KG, Lohr (www.reis-robotics.de); UTP Schweißmaterial GmbH, Bad Krozingen (www.utp.de); Zinser Schweißtechnik GmbH, Albershausen (www.zinser.de).

Die Homepage zum Buch finden Sie unter:

<http://roloff-matek.de>

Dort finden Sie:

- Interaktive EXCEL-Arbeitsblätter**
- Kontroll- und Wiederholungsfragen**

7 Nietverbindungen

7.1 Allgemeines

Nieten gehört nach DIN 8593-0 zu den Fertigungsverfahren Fügen, wobei der Formschluss durch Umformen erreicht wird. Die nicht lösbar Verbindung kann nur unter Inkaufnahme einer Beschädigung oder Zerstörung der gefügten Teile wieder gelöst werden. Nach DIN 8593-5 lassen sich folgende Nietverfahren unterscheiden:

Nieten durch Stauchen eines bolzenförmigen Hilfsfügeteils (Niet), s. **Bild 7-1a.**

Hohlnieten durch Umlegen überstehender Teile eines Hohlniets, s. **Bild 7-1b.**

Zapfennieten durch Stauchen des zapfenförmigen Endes an einem der beiden Fügeteile, s. **Bild 7-1c.**

Hohlzapfennieten durch Umlegen überstehender Teile des hohlzapfenförmigen Endes an einem der beiden Fügeteile, s. **Bild 7-1d.**

Zwischenzapfennieten durch Stauchen eines Zwischenzapfens an einem der beiden Fügeteile, s. **Bild 7-1e.**

Hinsichtlich ihrer Verwendung, Berechnung und konstruktiven Ausführung unterteilt man die Nietverbindungen in:

feste Verbindungen (Kraftverbindungen) im Stahl- und Aluminiumbau bei Trägeranschlüssen, Stützen, Knotenpunkten in Stabfachwerken von Dachbindern, bei Vollwandträgern usw., *feste und dichte Verbindungen* im Kessel- und Druckbehälterbau, vorwiegend *dichte Verbindungen* im Behälterbau bei Silos, Einschütttrichtern, Rohrleitungen usw. sowie *Haftverbindungen* (Heftnietung) für Blechverkleidungen im Karosserie-, Waggon- und Flugzeugbau.

Nietverbindungen erfordern einen hohen maschinellen Aufwand bei erheblichen Personalkosten. Wenn technisch möglich, werden sie durch andere unlösbare Verbindungen ersetzt. In fast allen Bereichen sind sie von Schweiß- und Schraubenverbindungen abgelöst worden.

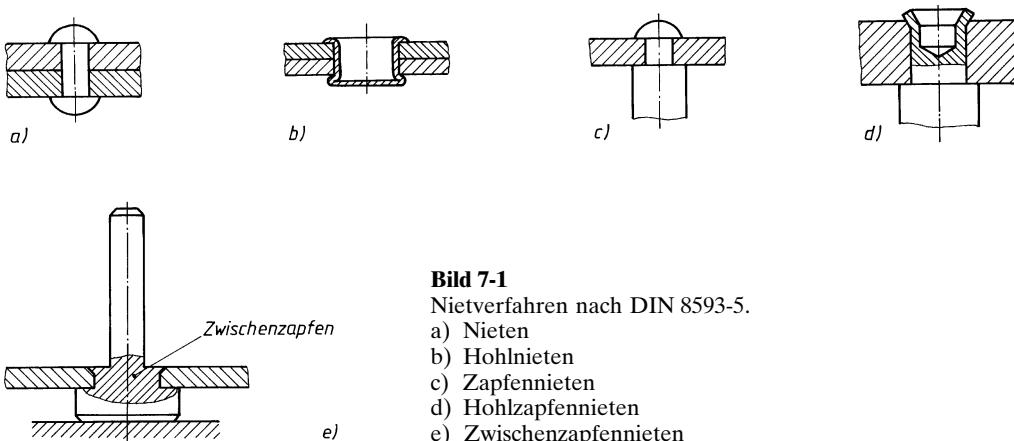


Bild 7-1

Nietverfahren nach DIN 8593-5.

- a) Nieten
- b) Hohlnieten
- c) Zapfennieten
- d) Hohlzapfennieten
- e) Zwischenzapfennieten

Eine Sonderstellung haben Nietverbindungen im Flugzeug- und Leichtbau. Die dort praktizierten hoch automatisierten Nietverfahren finden aber wegen den unterschiedlichen technischen und wirtschaftlichen Voraussetzungen kaum Eingang in andere Bereiche.

Vorteile gegenüber anderen Verbindungsmitteln: Keine ungünstigen Werkstoffbeeinflussungen wie Aufhärtungen oder Gefügeumwandlungen beim Schweißen. Kein Verziehen der Bauteile. Ungleichartige Werkstoffe lassen sich verbinden. Nietverbindungen sind leicht und sicher zu kontrollieren und besonders auf Baustellen einfacher und häufig billiger als andere Verbindungen herzustellen und notfalls durch Abschlagen der Köpfe lösbar. Nietverbindungen versagen bei Überlastung und Stoß nicht schlagartig, da sie hohe Deformationsarbeit durch „Setzen“ aufnehmen können. Durch moderne Blindnietssysteme sind sehr schnell herstellbare, kostengünstige Verbindungen für höchste Ansprüche auch bei nicht zugänglicher Schließkopfseite möglich.

Nachteile: Bauteile werden durch Nietlöcher geschwächt, dadurch größere Querschnitte und allgemein schwere Konstruktionen. Stumpfstöße lassen sich nicht ausführen, Bauteile müssen überlappt oder durch Laschen verbunden werden (keine glatten Wände z. B. bei Behältern, ungünstiger Kraftfluss!). In der Fertigung kostenintensiver als Schweißen.

7.2 Die Niete

7.2.1 Nietformen

Nach der Ausführung des Nietschaftes unterscheidet man Vollniete mit vollem Schaft, Hohl- und Rohrniete mit hohlem Schaft, Halbhohlniete mit angebohrtem Schaft, Nietzapfen und Blindniete, **Bild 7-2**. Vollniete werden nach der Form ihres Setzkopfes benannt, z. B. Halbrundniete, Flachsenkniete u. a.

Blindniete sind geeignet, Bauteile fest zu verbinden, obwohl der Zugang zum Einbau oder zum Vernieten nur von einer Seite aus möglich ist, **Bild 7-3c**. Sie bestehen im Wesentlichen aus einer Niethülse, die einen Niedorn enthält, der beim Einbau das Schaftende des Blindnietes verformt und meist auch aufweitet, **Bild 7-3a**. Mit einem Greif- und Zugmechanismus ausgestattete Werkzeuge erlauben das Einführen und Verarbeiten der Blindniete. Die Krafterzeugung kann von Hand, pneumatisch oder hydraulisch erfolgen.

Über Blindniete mit Sollbruchdorn liegen 14 Normblätter vor. Kennzeichnende Merkmale sind die Kopfform (Flach- und Senkkopf), die Dornarten (Zug-, Durchzugs-, Schaftbruch-, Kopfbruch- und Planbruchzugnietdorn), die Blindnietschäfte (offen, geschlossen, gespreizt und geschlitzt), die Blindniethülsenbohrungen (ausgefüllt, teilweise ausgefüllt und nicht ausgefüllt) und die verwendeten Werkstoffe, s. Übersicht **TB 7-3**. Grundsätzlich sollte der Werkstoff der Blindniete edler als der Werkstoff der Bauteile und der Niedorn aus einem härteren Werkstoff als die Niethülse sein. Für Niethülsen und -dorne werden vorwiegend verwendet Aluminium, Aluminiumlegierungen, Kupfer, Kupfer-Zinn-Legierungen, Nickel-Kupfer-Legierungen, Bau- stahl und nichtrostender austenitischer Stahl, s. Übersicht **TB 7-3**. Niethülsen aus Stahl werden geschützt durch einen Zink-Chromatüberzug ($\text{Fe/Zn}5\text{c}2\text{C}$), Nietdorne aus Stahl erhalten einen Überzug aus Öl, Phosphat und Öl oder Zink.

Einheitlich für alle Ausführungen der internationalen Blindnietnorm werden die Hauptabmessungen auf den Schaftnennndurchmesser d_N (2,4 3 3,2 4 4,8 5 6 6,4 mm) bezogen, so dass sich folgender Gestaltaufbau ergibt (s. **Bild 7-3b** und **c**):

- Schaftdurchmesser $d_{\max} = d_N + 0,08 \text{ mm}$, $d_{\min} = d_N - 0,15 \text{ mm}$
- Kopfdurchmesser $d_{k\max} = 2,1 \cdot d_N$ (Toleranz h16 bzw. h17)
- Kopfhöhe $k_{\max} = 0,415 \cdot d_N$ (für Flach- und Senkkopf 120 °C)
- Nietlochdurchmesser $d_{h\max} = d_N + 0,2 \text{ mm}$, $d_{h\min} = d_N + 0,1 \text{ mm}$

Bei bekannter Klemmlänge Σt gilt für die erforderliche Schaftlänge die Faustregel $l \approx \Sigma t + 1,5 \cdot d_N$ und die zu beachtende Einbaulänge beträgt $b \approx l + d_N$, vgl. **Bild 7-3c**.

Für die Gestaltung der Blindnietverbindungen gilt grundsätzlich 7.5.4. Einzuhalten sind Nietabstände von ca. 4 d , Mindestrandabstände $e \geq 2 d$ und $d/t_{\text{ges}} = 1$ bis 3.

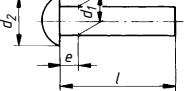
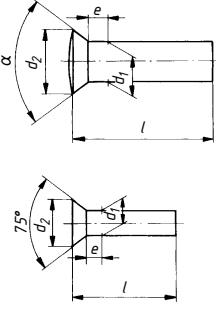
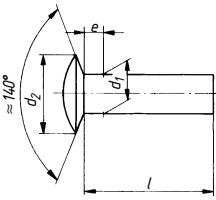
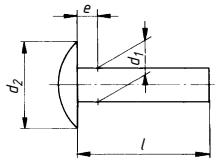
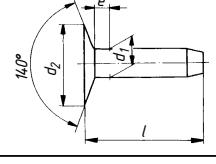
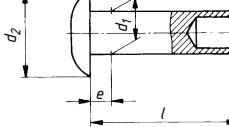
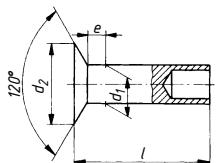
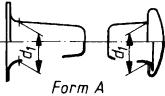
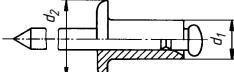
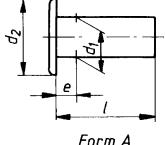
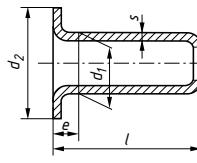
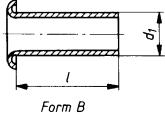
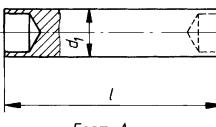
Bild ¹⁾	Bezeichnung	DIN	Abmessungen ²⁾ mm	Werkstoffe	Verwendungs- beispiele
	Halbrundniete	124 660	$d_1 = 10 \dots 36$ $d_2 \approx 1,6 d_1$		Stahlbau
			$d_1 = 1 \dots 8$ $d_2 \approx 1,75 d_1$		Metallbau Fahrzeugbau
	Senkniete	302 661	$d_1 = 10 \dots 36$ $\alpha = 75^\circ, 60^\circ, 45^\circ$		Stahlbau
			$d_1 = 1 \dots 8$ $d_2 \approx 1,75 d_1$		Metallbau Fahrzeugbau
	Linsenniete	662	$d_1 = 1,6 \dots 6$ $d_2 \approx 2 d_1$	<p>für Leisten, Beschläge, Trittfächen, Laufgänge; griffige Oberfläche, gefälliges Aussehen</p> <p>St (C4C, C10C) CuZn (CuZn 37) Cu (Cu-DHP) Al (Al 99,5)</p> <p>X3CrNiCu 18-9-4</p>	
	Flachrundniete	674	$d_1 = 1,4 \dots 6$ $d_2 \approx 2,25 d_1$		Hautniet im Karosserie- und Flugzeugbau; für Beschläge, Feinbleche, Kunststoffe, Pappe
	Flachsenkniete (Riemen-niete)	675	$d_1 = 3 \dots 5$ $d_2 \approx 2,75 d_1$		für Leder-, Gewebe- und Kunststoffriemen, Gurte
	Halbhohlniete mit Flachrundkopf	6791	$d_1 = 1,6 \dots 10$ $d_2 \approx 2 d_1$		zum Verbinden empfindlicher Werkstoffe, wirtschaftlich verarbeitbar durch den Einsatz von Nietmaschinen
	Halbhohlniete mit Senkkopf	6792	$d_1 = 1,6 \dots 10$ $d_2 \approx 2 d_1$		zum Verbinden empfindlicher Werkstoffe, wirtschaftlich verarbeitbar durch den Einsatz von Nietmaschinen

Bild 7-2 Gebräuchliche genormte Nietformen

Bild ¹⁾	Bezeichnung	DIN	Abmessungen ²⁾ mm	Werkstoffe	Verwendungs- beispiele
	Hohlniete zweiteilig Form A: offen Form B: geschlossen	7331	$d_1 = 2 \dots 6$	St (DC01 bis DC04) CuZn (CuZn 37R290)	zum Verbinden von Metallen mit Leder, Kunststoff, Hartpapier usw. und zum Verbinden empfindlicher Metallteile
	Blindniete mit Sollbruchdorn	EN ISO 15975 bis 15984 16582 bis 16585	$d_1 = 2,4 \dots 6,4$ $d_2 \approx 2,1 d_1$	übliche Kombinationen Niethülse/ Niederdorn: Al/AlA, AlA/AlA AlA/St, Cu/St, Cu/Br, Cu/SSt, NiCu/St, NiCu/SSt, A2/A2, A2/SSt, St/St	zum Vernieten von Einzelementen, bei denen die Schließkopfseite im allgemeinen nicht zugänglich ist; schnelle, auch automatische Verarbeitung; hohle Bauteile, Blechbau, Fahrzeugbau, Metallbau, Aluminiumkonstruktionen
	Niete für Brems- und Kupplungsbeläge Form A: Vollniete Form B: Halbhohlniete Form C: Hohlniete (C1 aus Draht und C2 aus Band gefertigt)	7338	$d_1 = 3 \dots 10$ $d_2 \approx 1,9 d_1$	St (C4, C10C) Cu (Cu-DHP) CuZn (CuZn 37) Al (Al199,5) nur Form A und B: X3CrNiCu 18-9-4 nur Form C2: St (DC01 bis DC04)	für Kupplungs- und Bremsbeläge
	Hohlniete einteilig, aus Band gezogen	7339	$d_1 = 1,5 \dots 6$	St (DC03, DC04) CuZn (CuZn 37) Cu (Cu-DHP) Al (Al199,5)	zum Verbinden von Metallen mit empfindlichen Werkstoffen (Leder, Gummi, Keramik u.a.) da nur geringe Schließkräfte erforderlich; E-Technik, Blechbau, hohle Bauteile
	Rohrniete aus Rohr gefertigt Form A: mit Flachkopf Form B: mit angerolltem Rundkopf	7340	$d_1 = 1 \dots 10$	E235, E215 X5CrNi 18-10 Al (ENAW-99,5) CuZn (CuZn 37, CuZn 36) Cu (Cu-DHP)	
	Nietstifte Form A: angebohrt Form B: angesenkkt	7341	$d_1 = 2,5 \dots 20$ (h9, h11)	St (115 MnPb 30+C)	bei großen Klemmlängen, zum Verbinden zusammensteckbarer Teile, als Gelenkstifte und Achsen

¹⁾ Zwischen der Messebene für den Nenndurchmesser d_1 (Maß $e = 0,5d_1$) und dem Beginn der Rundung unter dem Nietkopf darf der Schaftdurchmesser bis zum Nietloch-Nenndurchmesser ansteigen bzw. gegen das Schaftende d_3 bis zum Mindestmaß des zugehörigen Nietdrahtdurchmessers abfallen.

²⁾ Genormte Nietdurchmesser d_1 und zugehörige Nietlochdurchmesser d_0 in () nach DIN 101: 1 (1,05) 1,2 (1,25) 1,4 (1,45) 1,6 (1,65) 1,7 (1,75) 2 (2,1) 2,5 (2,6) 2,6 (2,7) 3 (3,1) 3,5 (3,6) 4 (4,2) 5 (5,2) 6 (6,3) 7 (7,3) 8 (8,4) 10 (10,5) 12 (13) 14 (15) 16 (17) 18 (19) 20 (21) 22 (23) 24 (25) 27 (28) 30 (31) 33 (34) 36 (37)

Bild 7-2 (Fortsetzung)

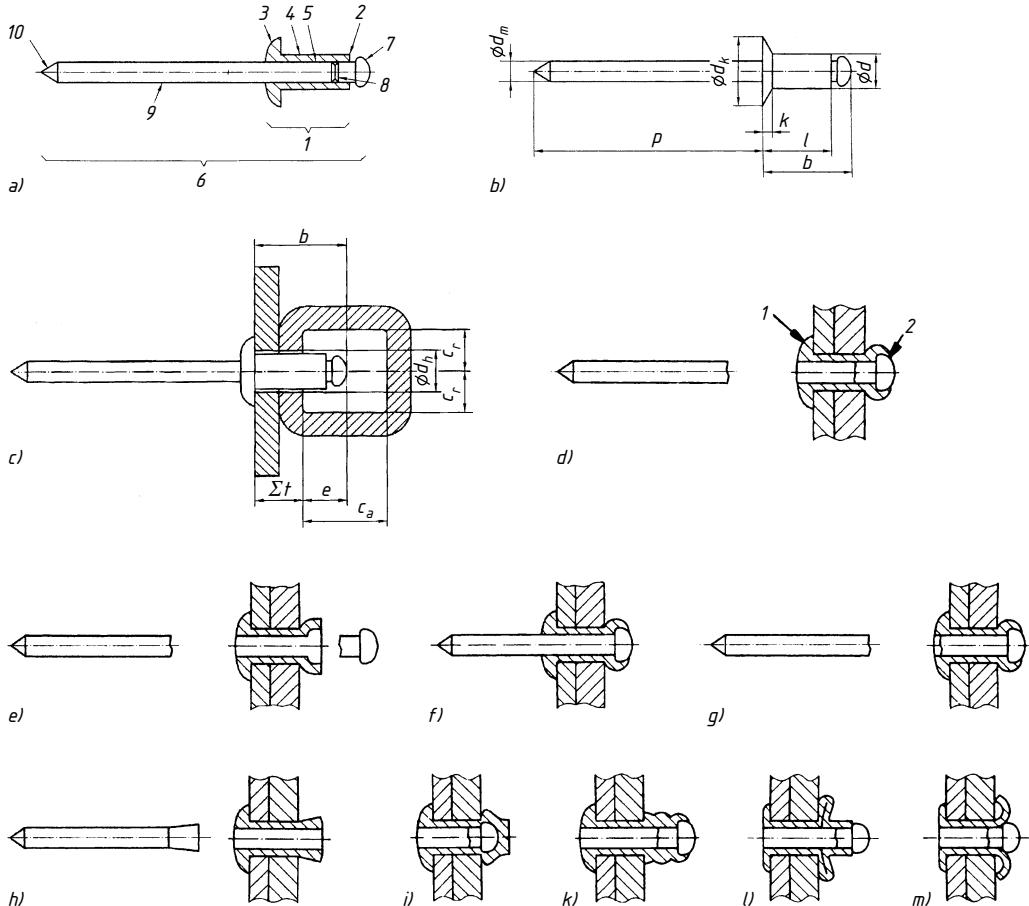


Bild 7-3 Blindniete. Begriffe und Definitionen nach DIN EN ISO 14588.

a) Blindnietelemente (1 Blindniethülse, 2 Schaftende, 3 Blindniethülsenbohrung, 4 Blindnietschaft, 5 Blindniethülsenbohrung, 6 Nietdorn, 7 Nietdornkopf, 8 Sollbruchstelle, 9 Nietdornschaft, 10 Nietdornende), b) Blindnietmaße (b Einbaulänge, d Nietdurchmesser, d_k Kopfdurchmesser, d_m Nietdorndurchmesser, k Kopfhöhe, l Schaftlänge, p Nietdornüberstand), c) Einbaumaße (b Einbaulänge, c_a axialer Bauteilfreiraum, c_r radialer Bauteilfreiraum, d_h Nietlochdurchmesser, e schließseitiger Blindnietüberstand, Σt Klemmlänge), d) Schaftbruchnietdorn (1 Blindniethülse, 2 Schließkopf), e) Kopfbruchnietdorn, f) Nietdorn ohne Sollbruchstelle, g) Planbruchzugnietdorn (vergrößert Scherquerschnitt), h) Durchzugsnietdorn, i) geschlossener Nietschaft (für dichte Verbindungen), k) offener Nietschaft für Mehrbereichsblindniet, l) Presslaschenblindniet mit geschlitztem Schaft, m) Spreizblindniet.

Im Scher- und Zugversuch nach DIN EN ISO 14589 gewonnene statische Mindestscherkräfte und -zugkräfte sind für genormte Blindnieten in **TB 7-8** zusammengestellt. Für die Auslegung der Nietverbindungen bei ruhender Beanspruchung können diese „Rechenwerte“ unter Berücksichtigung entsprechender Sicherheits- und Betriebsfaktoren (s. **TB 3-14** und **TB 3-5c**) benutzt werden. Für Blindnietverbindungen aus dünnen Blechen ist die Lochleibungstragfähigkeit und nicht die in den Tabellen angegebene Schertragfähigkeit maßgebend. Es sollte daher stets der Lochleibungsdruck mit Gl. (7.7) bzw. (7.11) kontrolliert werden. Im Stahlbau (DIN EN 1993-1-3: Ergänzende Regeln für kaltgeformte dünnwandige Bauteile und Bleche) sind Blindnietverbindungen für die Übertragung von Scher- und Lochleibungskräften und auf Versagen des gelochten Bleches zu bemessen. Die Grenzabscherkraft der Niete ist durch Versuche zu ermitteln oder einem bauaufsichtlichen Verwendbarkeitsnachweis der Hersteller zu entnehmen.

Schließringbolzen (SRB, Bild 7-4a) sind im Prinzip zweiteilige Niete, bei denen der Bolzen wie ein Vollniet von der Setzkopfseite aus durch die Fügeteile gesteckt wird und der Schließkopf durch einen besonderen Schließring gebildet wird. Die mit Flachrund- oder Senkkopf ausgeführten Bolzen bestehen aus einem glatten Schaftteil (Nennklemmlänge 1), Schließrillen (2), in die der Schließring eingepresst wird, der Sollbruchstelle (3) und einem Zugteil (4) mit Zugrillen für das Setzwerkzeug. Der Schließring (5) mit glatt durchgehender Bohrung weist einen kegeligen Ansatz auf, der die Verformung des Ringes erleichtert. Dieser wird mit einem Setzgerät automatisch aufgezogen, indem ein Greifmechanismus über den Zugteil des Bolzens einen großen Anpressdruck erzeugt, durch den sich der Zugkopf des Setzgerätes über den Schließring zieht, bis dieser am Werkstück anliegt. Dabei wird der Schließring plastisch verformt und in die Schließrillen gequetscht. Bei weiterer Erhöhung der Zugkraft reißt der Bolzen an der Sollbruchstelle ab (Bild 7-4b und c). Die Verbindung kann mit einem Schließringschneider gelöst werden. Verbindungen mit Schließringbolzen gleichen in ihrer Wirkungsweise den Verbindungen mit planmäßig vorgespannten hochfesten Schrauben bzw. warm geschlagenen Nieten. Da Schließringbolzen nicht angezogen werden, erhält der Bolzen im Gegensatz zu den hochfesten Schrauben keine Verdrehbeanspruchung und kann deshalb höher vorgespannt werden. Die SRB-Verbindungen können als gleitfest vorgespannte Verbindungen (GV) oder – bei nicht vorbehandelten Bauteilflächen – als Scher-Lochleibungsverbindungen (SL) ausgelegt werden. Schließringbolzensysteme werden aus Stahl (8.8), rostfreiem Stahl, Titan- oder Aluminiumwerkstoffen gefertigt. Hinweise für Einsatz, Gestaltung und Bemessung enthalten die Merkblätter DVS/EB 3435-1 und DVS/EB 3470-1. Für ihren Einsatz im Stahlbau gilt eine entsprechende Zulassungsregelung. Schließringbolzensysteme lösen in vielen Einsatzgebieten (z. B. Containerbau, Waggonbau, Transportgeräte) Verbindungen mit Vollnieten und Schrauben ab.

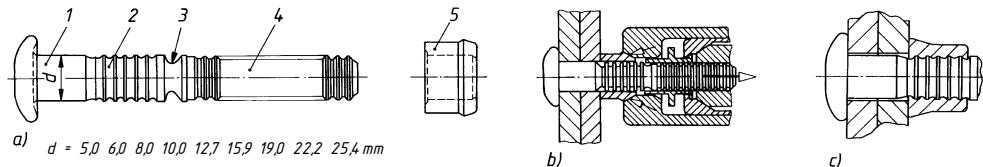


Bild 7-4 Schließringbolzen.

a) Bolzen mit Schließring, b) Setzvorgang mit Setzwerkzeug, c) fertig gesetzter Schließringbolzen

Für viele Befestigungsaufgaben stellt die Fügetechnik mit Blindnieten und Schließringbolzen die wirtschaftlichste Lösung dar. Gegenüber herkömmlichen Nietverbindungen ergeben sich viele Vorteile:

Zeitersparnis durch Einmannarbeit und hohe Setzgeschwindigkeit (bis 1500 Nietungen/Stunde), keine Fachkräfte erforderlich, geräuscharmes Setzen, keine Blechverletzungen durch Hammerschläge und keine versetzten Schließköpfe.

7.2.2 Nietwerkstoffe

Grundsätzlich sollte der Niet aus dem gleichen, oder wenigstens aus einem gleichartigen Werkstoff wie die Bauteile bestehen, um eine Zerstörung durch elektrochemische Korrosion und eine Lockerung durch ungleiche Wärmedehnung zu vermeiden. Der Nietwerkstoff muss zur Bildung des Schließkopfes gut verformbar sein und ist meist weicher als der Bauteilwerkstoff. Für genormte Niete sind die Werkstoffe in den jeweiligen Maßnormen festgelegt (s. Bild 7-2). Üblich sind außer Stahl auch Kupfer, Kupfer-Zink-Legierungen, Reinaluminium und Aluminiumlegierungen.

Die Werkstoffe für Niete im Stahlbau und für Aluminiumkonstruktionen sind in den entsprechenden Produktnormen vorgeschrieben (s. Bild 7-2 und TB 7-5).

Bei Blindnieten werden überwiegend Hülsen aus Aluminiumlegierungen verarbeitet, üblich sind auch Aluminium, Kupfer, Baustahl, nichtrostender Stahl, Kupferlegierungen und Polyamid.

Der im gesetzten Niet verbleibende Dorn ist meist aus Stahl oder aus dem gleichen Werkstoff wie die Hülse.

Bei Bedarf werden die Niete mit Oberflächenschutz geliefert.

7.2.3 Bezeichnung der Niete

Die Bezeichnung der Niete in Stücklisten, bei Bestellungen usw. ist in den jeweiligen Maßnormen festgelegt. Der Vollniet-Nenndurchmesser d_1 wird dabei im Abstand $e = d_1/2$ vom Nietkopf gemessen (**Bild 7-2**).

Bezeichnungsbeispiele:

Halbrundniet nach DIN 124 mit Nenndurchmesser $d_1 = 16$ mm und Länge $l = 36$ mm, aus Stahl (St):

Halbrundniet DIN 124–16 × 36–St

Halbhohlniet mit Flachrundkopf nach DIN 6791 mit Nenndurchmesser $d_1 = 6$ mm und Länge $l = 20$ mm, aus CuZn:

Halbhohlniet DIN 6791–6 × 20–CuZn

Nietstift nach DIN 7341, Form A, mit Nenndurchmesser $d_1 = 10$ mm in Toleranzklasse h9 und Länge $l = 40$ mm aus Automatenstahl (St):

Nietstift DIN 7341–A10h9 × 40–St

Geschlossener Blindniet mit Sollbruchdorn und Flachkopf nach DIN EN ISO 16585, mit Nenndurchmesser $d = 4,8$ mm und Länge $l = 16$ mm, mit Niethülse aus austenitischem nichtrostendem Stahl (A2) und Nietdorn aus nichtrostendem Stahl (SSt):

Blindniet ISO 16585 – 4,8 × 16 – A2/SSt

Die Bezeichnung der Sonderiete erfolgt nach der Werknorm der Hersteller.

7

7.3 Herstellung der Nietverbindungen

7.3.1 Allgemeine Hinweise

Nietlöcher sind grundsätzlich zu bohren und zu entgraten. Die Nietlochränder am Setz- und Schließkopf sind zu brechen (Abrundung oder Versenk mit $d/20$), um die Kerbwirkung im geschlagenen Niet zu vermindern und ein gutes Nachfließen des Schaftwerkstoffes in die Bohrung zu ermöglichen. Im Stahlbau sollen Niet- und Schraubenlöcher in Bauteilen, die einzeln gebohrt werden, zunächst mit kleinerem Durchmesser hergestellt und nach dem Heften auf den vorgeschriebenen Lochdurchmesser aufgebohrt oder aufgerieben werden. Bei Stahlbauten mit vorwiegend ruhender Beanspruchung dürfen die Niet- und Schraubenlöcher auch gestanzt oder maschinell gebrannt werden. In zugbeanspruchten Bauteilen über 16 mm Dicke und bei nicht vorwiegend ruhender Beanspruchung sind gestanzte Löcher (Haarrissbildung) vor dem Zusammenbau im Durchmesser um mindestens 2 mm aufzureiben. Die Einzelteile sollen möglichst zwangsfrei zusammengebaut werden. Der Schließkopf ist voll auszuschlagen und der geschlage-

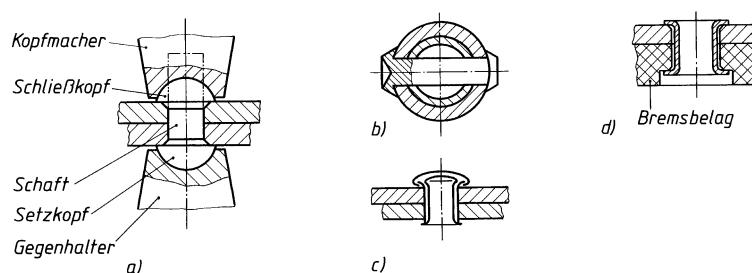


Bild 7-5 Nietverbindungen.

a) Halbrundniet, b) Nietstiftverbindung, c) Hohlnietverbindung (zweiteilig, offen), d) Hohlnietverbindung (einteilig, Vernietung eines Bremsbelages)

ne Niet auf festen Sitz zu prüfen. Beim Auswechseln fehlerhafter Niete sind aufgeweitete Lochwandungen auf den nächstgrößeren Nietlochdurchmesser aufzureiben und Beschädigungen am Bauteil auszubessern.

Die Schließkopfbildung kann bei Vollnieten durch *Schlagen* mit dem Niethammer (von Hand, elektrisch, pneumatisch), durch langsames *Pressen* in einem Zug auf der Nietpresse, durch *Rollen* mit einem schnellumlaufenden Rollenpaar und durch *Taumeln* mit einem aus der senkrechten Lage ausgelenkten Nietwerkzeug erfolgen. Das Taumelnieten weist gegenüber den anderen Nietverfahren viele Vorteile auf: Der Nietwerkstoff hat Zeit zum Fließen, wodurch die Nietzone keinerlei Anrisse, Strukturveränderungen oder Aufhärtung zeigt, galvanische Überzüge bleiben beim Nietvorgang erhalten, Niete und Bauteile brauchen nicht gespannt zu werden, es erfordert nur einfache Nietwerkzeuge und ermöglicht schnelles Arbeiten. Das Verfahren hat für kalt zu formende Voll- und Hohlniete bis 35 mm Durchmesser weite Verbreitung im Maschinen- und Gerätebau gefunden.

7

Für das Herstellen der Löcher und den Einbau der Niete ist im Stahlbau DIN EN 1090-2, 6.6 und 8.7, zu beachten.

Hohl-, Halbhohl- und Rohrniete werden meist gepresst oder gerollt. Die Verarbeitung der Blindniete erfolgt mit Nietzange, Druckschere, pneumatischen bzw. hydraulischen Geräten oder auch automatisch. Die Formen des Setz- und Schließkopfes werden dem Verwendungszweck entsprechend gewählt, s. Verwendungsbeispiele im **Bild 7-2** sowie **Bild 7-1**.

Beim Verbinden von *Formteilen aus Thermoplasten* (PC, POM, ABS) erfolgt das Schließen des Nietkopfes durch Kalt- oder Warmstauchen oder durch Ultraschall. Der Nietschaft ist in der Regel Teil der zu verbindenden Werkstücke (**Bild 7-6a**). Die beste Verbindung wird durch Spritzgießen der Niete erreicht (**Bild 7-6b**). Da hierzu ein weiteres Spritzgießwerkzeug benötigt wird, ist dieses Verfahren erst bei großen Stückzahlen lohnend.

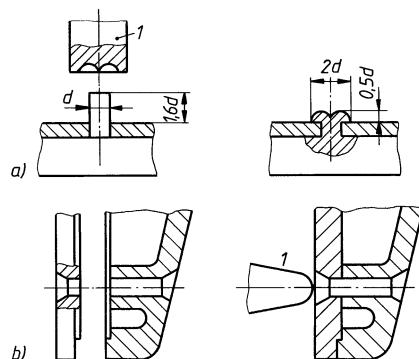


Bild 7-6

Kunststoff-Nietverbindungen.

- Ultraschallnietung eines Ringwulstkopfes
(1 Sonotrode = Schallüberträger),
- spritzgegossener Niet (1 Anguss)

7.3.2 Warmnietung

Stahlniete ab 10 mm Durchmesser werden in hellrotwarmem Zustand geschlagen oder gepresst. Beim Erkalten des Niets schrumpft der Schaft. Die kalten Bauteile behindern die Schrumpfung, so dass sich im Nietschaft eine Schrumpfkraft (Zugkraft) aufbaut, die über Schließ- und Setzkopf die Bauteile zusammenpresst. Bei Belastung quer zur Nietachse (**Bild 7-7**) verhindern die in den Berührungsflächen der Bauteile auftretenden Reibungskräfte ein Verschieben der Bauteile (Gleitwiderstand). Warm geschlagene Niete werden auch bei dynamischer Belastung der Verbindung nur ruhend auf Zug beansprucht! Sie gleichen in ihrer Wirkungsweise den hochfesten, vorgespannten Schrauben und den Schließringbolzen, was aber bei der Berechnung nicht berücksichtigt wird, weil eine sichere Kraftübertragung durch Reibung nicht gewährleistet werden kann (vgl. unter 7.5.3-3).

Infolge der Durchmesserschrumpfung beim Abkühlen und der Verringerung des Schaftdurchmessers durch die Zugspannungen liegt der Nietschaft nicht an der Lochwandung an. Wird nun

die Verbindung über den Reibungswiderstand hinaus belastet, so gleiten die Bauteile gegeneinander, bis der Nietschaft an der Lochwandung anliegt. Dieses Nachgeben der Verbindung nennt man Setzen oder Schlupf. Durch die hohe Arbeitsaufnahme beim Setzen haben Nietverbindungen bei Überlastung oder Stoßlasten große Tragreserven.

7.3.3 Kaltnietung

Stahlniete bis 8 mm Durchmesser sowie Niete aus Kupfer, Aluminium und deren Legierungen werden kalt genietet. Durch das Stauchen des Nietschaftes in Achsrichtung füllt dieser das Nietloch vollständig aus und wird dabei radial gegen die Lochwandung gepresst. Es entsteht nur geringer Reibschluss. Bei Belastung legt sich der Nietschaft gegen die Lochwandung und erzeugt dort eine Pressung (Lochleibungsdruck σ_l), während der Nietschaft in der Schnittebene auf Abscheren beansprucht wird (**Bild 7-7** und **7-12**). Der kalt geschlagene Niet wirkt also wie ein fest sitzender Zylinderstift. Kalt geschlagene Niete setzen sich weniger als warm geschlagene und erfordern wegen der fehlenden Schrumpfkraft kleinere Kopfdurchmesser und dadurch geringere Schließkräfte.

7.4 Verbindungsarten, Schnittigkeit

Je nach der Art, wie die zu vernietenden Bauteile zusammengefügt sind, unterscheidet man *Überlappungs-* und *Laschennietungen* (**Bild 7-7**). Für die Berechnung ist es wichtig, die Anzahl der *kraftübertragenden Nietreihen* richtig zu erkennen. Als Nietreihen sind stets die senkrecht zur Kraftrichtung stehenden zu zählen. Sicher und einfach lässt sich dieses erkennen, wenn man den *Kraftflussverlauf* verfolgt. Beispielsweise ist die Laschennietung in **Bild 7-7d** zweireihig, da die äußere Kraft F von zwei Nietreihen, und nicht von vier aufgenommen wird: Die Kraftflusslinie teilt sich, tritt durch zwei Nietreihen vom Blech auf die Lasche über und ebenso von der Lasche wieder auf das andere Blech. Angenommen jede Nietreihe hat 5 Nieten, dann wird die Kraft F von $2 \cdot 5 = 10$ Nieten (und nicht von 20 Nieten) aufgenommen.

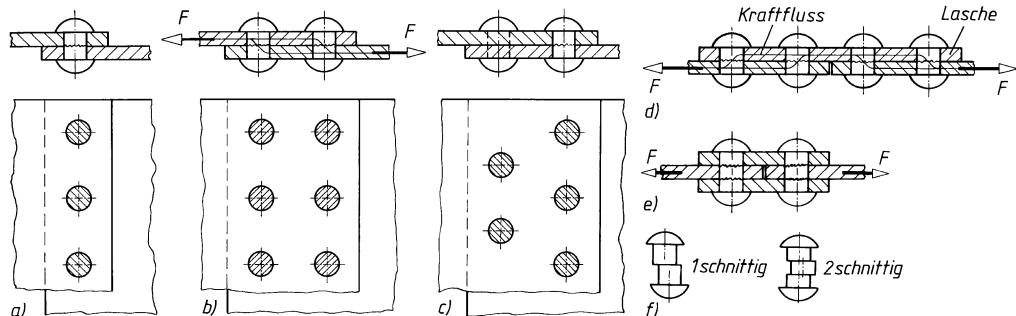


Bild 7-7 Nietverbindungsarten und Schnittigkeit. a) Überlappungsnietung, einreihig, einschnittig, b) Überlappung, zweireihig-parallel, einschnittig, c) Überlappung, zweireihig-zickzack, einschnittig, d) Laschennietung, zweireihig, einschnittig, e) Doppellaschen, einreihig, zweischnittig, f) Schnittigkeit

Unter *Schnittigkeit* versteht man die Anzahl der beanspruchten bzw. tragenden Querschnitte eines Nieten. Man unterscheidet danach einschnittige, zweischnittige usw. Verbindungen. Das Erkennen der Schnittigkeit ist ebenso wichtig wie das der beanspruchten Nietreihen. Die im **Bild 7-7e** dargestellte Doppellaschen-nietung ist einreihig und zweischnittig. Bei 5 Nieten je Reihe wird also die Kraft F von 5 Nieten aufgenommen. Jeder Niet trägt mit 2 Querschnitten, damit wird F von insgesamt $2 \cdot 5 = 10$ Nietquerschnitten aufgenommen.

In einschnittigen Verbindungen (z. B. Überlappungs- und einseitige Laschennietung) führt die exzentrische Kraftübertragung zu zusätzlichen Biegespannungen in den Bauteilen und Nieten

sowie zu einer sehr ungleichmäßigen Verteilung des Lochleibungsdruckes (vgl. Bild 7-12 und 7.5.3-5). Die Dauerfestigkeit solcher Verbindungen ist sehr gering. Deshalb sollte stets eine weitgehend *biegungsfreie symmetrische Verbindung*, also z. B. die zweischnittige Doppellaschen-nietung nach Bild 7-7e, angestrebt werden.

7.5 Nietverbindungen im Stahlbau

7.5.1 Allgemeine Richtlinien

Für die Berechnung und Konstruktion von Stahlbauten gilt DIN EN 1993-1-1 (Eurocode 3) und für die Ausführung DIN EN 1090-2. Die Berechnung und Bemessung wird mit Grenzzu-ständen in Verbindung mit Einwirkungen und Teilsicherheitsbeiwerten durchgeführt, s. 3.7.4.

7

7.5.2 Berechnung der Bauteile

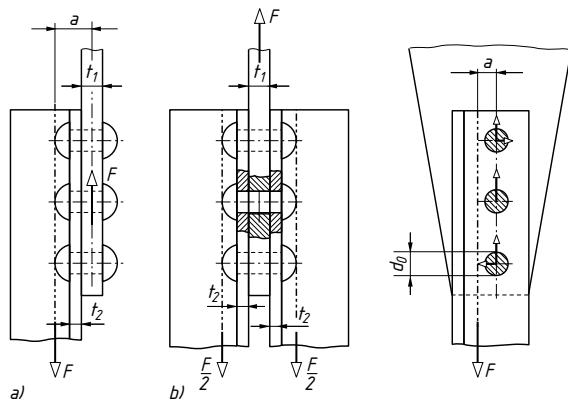


Bild 7-8

Stabanschlüsse

- einschnittige Nietverbindung
 - zweischnittige Nietverbindung
- a* Außermittigkeit, Exzentrizität

Hierfür gelten allgemein die gleichen Regeln nach Eurocode 3 und Eurocode 9 wie für geschweißte und geschraubte Bauteile. Die Verbindungsmittel eines Anschlusses werden nur gleichmäßig beansprucht, wenn ihr Schwerpunkt auf der Wirkungslinie der anzuschließenden Kraft F , also auf der Stabschwerachse liegt. Trifft dies nicht zu, so werden Anschluss und Stab durch ein Moment $M = F \cdot a$ belastet (Bild 7-8a). Dies muss bei der Auslegung der Zugstäbe berücksichtigt werden, s. unter 6.3.1-3.

Einseitig angeschlossene Winkel

Einseitig mit einer Nietreihe angeschlossene Winkel (Bild 7-8a und Bild 7-9) unter Zugbelas-tung dürfen aber wie zentrisch belastete Winkel bemessen werden, wenn die Tragfähigkeit mit einem effektiven Nettoquerschnitt bestimmt wird:

- mit einem Niet

$$N_{u,Rd} = \frac{2,0(e_2 - 0,5d_0) \cdot t \cdot R_m}{\gamma_{M2}} \quad (7.1a)$$

- mit zwei Nieten

$$N_{u,Rd} = \frac{\beta_2 \cdot A_{net} \cdot R_m}{\gamma_{M2}} \quad (7.1b)$$

- mit drei oder mehr Nieten

$$N_{u,Rd} = \frac{\beta_3 \cdot A_{net} \cdot R_m}{\gamma_{M2}} \quad (7.1c)$$

$N_{u,Rd}$	Bemessungswert der Zugtragfähigkeit des Nettoquerschnitts (längs der kritischen Risslinie durch die Löcher), s. Bild 7-10
R_m	Zugfestigkeit des Stabes nach TB 6-5
t	Bauteildicke
d_0	Nietlochdurchmesser
A_{net}	Nettoquerschnittsfläche des Winkels: $A_{net} = A - d_0 \cdot t$
γ_{M2}	Teilsicherheitsbeiwert: $\gamma_{M2} = 1,25$
e_2	Randabstand quer zur Krafrichtung, s. Bild 7-9
p_1	Lochabstand in Krafrichtung, s. Bild 7-9
β_2, β_3	Abminderungsbeiwerte

p_1	$\leq 2,5 \cdot d_0$	$\geq 5,0 \cdot d_0$
β_2	0,4	0,7
β_3	0,5	0,7

Für Zwischenwerte von p_1 darf der Wert β interpoliert werden.

Ungleichschenklige Winkel müssen am längeren Schenkel angeschlossen werden.

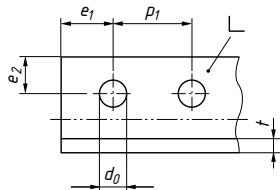


Bild 7-9
Einseitig angeschlossener Winkel

Querschnittswerte der Bauteile

Die Bruttoquerschnittswerte sind in der Regel mit den Nennwerten der Abmessungen zu ermitteln. Löcher für Verbindungsmittel brauchen nicht abgezogen werden.

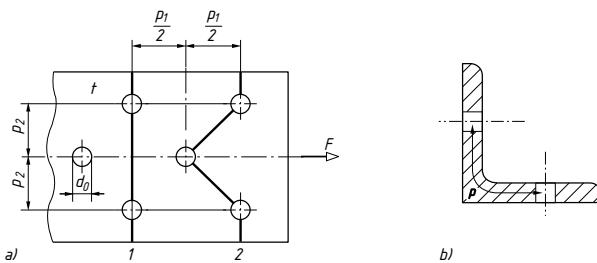


Bild 7-10

- a) Versetzte Löcher und kritische Risslinien 1 und 2,
- b) Winkel mit Löchern in beiden Schenkeln

Bei der Berechnung der Nettofläche $A_{net} = A - \Delta A$ ist die Risslinie zu ermitteln, die den kleinsten Wert ergibt, s. **Bild 7-10**. Die Nettofläche ist aus der Bruttofläche A durch Abzug aller Löcher (und anderer Öffnungen) zu bestimmen. Sind die Löcher versetzt angeordnet, ist als Lochabzug ΔA der größere der folgenden Werte anzunehmen

- a) der Lochabzug wie für Risslinie 1 bei nicht versetzten Löchern, z. B. nach **Bild 7-10a**:

$$\Delta A = 2 \cdot d_0 \cdot t,$$

$$\text{b) } \Delta A = t \cdot \left(n \cdot d_0 - \sum \frac{(p_1/2)^2}{4 \cdot p_2} \right),$$

$p_1/2$ versetzter Lochabstand in Richtung der Bauteilachse

p_2 Lochabstand senkrecht zur Bauteilachse (vgl. **Bild 7-10**)

t Blechdicke

n Anzahl der Löcher längs einer Diagonale oder Zickzacklinie (kritische Risslinie)

d_0 Lochdurchmesser

Bei Winkeln oder anderen Bauteilen mit Löchern in mehreren Ebenen ist der Lochabstand p in der Regel entlang der Profilmittellinie zu messen, **Bild 7-10b**.

In druckbeanspruchten Bauteilen brauchen Löcher mit Verbindungsmitteln nicht abgezogen werden, wenn sie mit den Verbindungsmitteln gefüllt sind.

Zugbeanspruchte gelochte Bauteile

An jedem Querschnitt ist der Nachweis zu führen, dass die einwirkende Zugkraft N_{Ed} kleiner ist als der Bemessungswert der Zugbeanspruchbarkeit N_{tRd} . Als Bemessungswert der Zugbeanspruchbarkeit N_{tRd} eines Querschnitts mit Löchern ist der kleinere der folgenden Werte anzusetzen:

- der Bemessungswert der plastischen Beanspruchbarkeit des Bruttoquerschnitts

$$N_{plRd} = \frac{A \cdot R_e}{\gamma_{M0}} \geq N_{Ed} \quad (7.2)$$

- der Bemessungswert der Zugbeanspruchbarkeit des Nettoquerschnitts längs der kritischen Risslinie durch die Löcher

$$N_{uRd} = \frac{0,9 \cdot A_{net} \cdot R_m}{\gamma_{M2}} \geq N_{Ed} \quad (7.3)$$

R_e Streckgrenze des Bauteilwerkstoffs nach **TB 6-5**

R_m Zugfestigkeit des Bauteilwerkstoffs nach **TB 6-5**

A Bruttoquerschnittsfläche des Bauteils

A_{net} Nettoquerschnittsfläche des Bauteils

γ_{M0} Teilsicherheitsbeiwert für Querschnittsnachweise: $\gamma_{M0} = 1,0$

γ_{M2} Teilsicherheitsbeiwert bei Bruchversagen infolge Zugbeanspruchung: $\gamma_{M2} = 1,25$

N_{Ed} einwirkende Normalkraft

7.5.3 Berechnung der Niete und Nietverbindungen

1. Niet- und Nietlochdurchmesser

Es sind möglichst nur Halbrundniete nach DIN 124 zu verwenden. Da die wirkliche Beanspruchung des Nietschaftes kompliziert und kaum erfassbar ist, wird der Nietdurchmesser in der Praxis nicht berechnet, sondern in Abhängigkeit der Bauteildicke nach Erfahrungswerten gewählt.

Bei Profilstählen (L, U, I) richtet sich der Nenndurchmesser d_1 nach den Schenkel- und Flanschbreiten, teilweise auch nach den Dicken, um ausreichend Platz für den Nietkopf und die Nietwerkzeuge zu haben.

Für diese Profile sind die größten ausführbaren Nietlochdurchmesser d_0 und damit auch die Nenndurchmesser d_1 in DIN 997 bis 999 festgelegt, s. Profil-Tabellen **TB 1-8** bis **TB 1-12**. Die Normen enthalten auch die erforderlichen Abstandmaße (Anreißmaße und Lochabstände).

Für den Entwurf wird der Nenndurchmesser d_1 in Abhängigkeit von der kleinsten zu verbindenden Blechdicke t_{min} nach folgender Gebrauchsformel gewählt:

$$\boxed{d_1 \approx \sqrt{50t_{min}} - 2} \quad \frac{d_1}{\text{mm}} \mid \frac{t_{min}}{\text{mm}} \quad (7.4)$$

Festgelegt wird dann der nächstliegende genormte Nietdurchmesser d_1 , z. B. nach **TB 7-4**.

2. Nietlänge

Der Nietschaft muss so lang sein, dass genügend Werkstoff zum Ausfüllen des Nietloches ($\Delta d = 1 \text{ mm}$) und zum Bilden des Schließkopfes bleibt. Die Schaflänge ist also von der Klemmlänge Σt , von der Form des Schließkopfes, vom Lochspiel Δd und vom Nenndurchmes-

ser d_1 abhängig. Bei üblichem Lochspiel ergibt sich die Nietlänge (**Bild 7-11**) aus

$$l = \Sigma t + l_{\text{ü}} \quad (7.5)$$

$l_{\text{ü}}$ Überstand

Man wählt bei einem Schließkopf als

- Halbrundkopf (Form A): bei Maschinennietung $l_{\text{ü}} \approx (4/3) d_1$
bei Handnietung $l_{\text{ü}} \approx (7/4) d_1$
- Senkkopf (Form B): $l_{\text{ü}} \approx (0,6 \dots 1,0) d_1$

Σt Klemmlänge

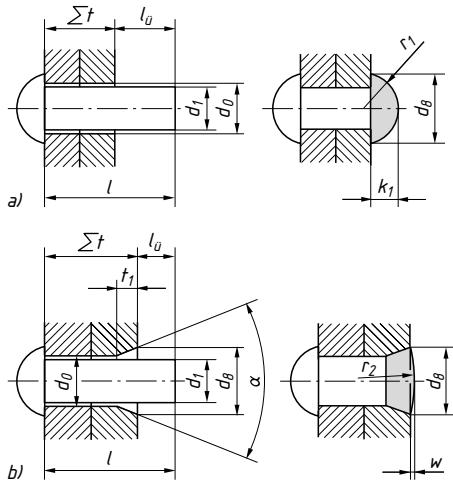


Bild 7-11

Nietverbindungen im Stahlbau mit Halbrundnieten nach DIN 124

a) Halbrundkopf als Schließkopf (Form A)

b) Senkkopf als Schließkopf (Form B)

Niet- und Schließkopfmaße mit Maßbuchstaben nach DIN 101 bzw. DIN 124 s. **TB 7-4**.

Je größer die Klemmlänge, umso größer ist der Überstand $l_{\text{ü}}$ zu wählen und – wenn möglich – das Lochspiel zu verkleinern, um damit das größere Lochvolumen auszufüllen. Je schlanker der Nietschaft ist, desto unvollständiger kann beim Stauchen des Schaftes das Nietloch ausgefüllt werden. Im Allgemeinen sollte die Klemmlänge Σt der Niete beim Schlagen mit dem Niethammer den Wert $4,5 \cdot d_1$ und beim hydraulischen Nieten den Wert $6,5 \cdot d_1$ nicht überschreiten, mit d_1 als Nenndurchmesser des Niets.

Als Nennlänge l des Niets ist die nächstliegende genormte Länge festzulegen, s. **TB 7-4**. Für alle gebräuchlichen Nietformen ermöglichen es die Tabellen in den Normblättern bei bekanntem Nietdurchmesser die größtmögliche Klemmlänge Σt_{\max} für die genormte Schaftlänge l abzulesen, s. **TB 7-4**. Der sicherste Weg zur richtigen Nietlänge sind Probenietungen.

3. Beanspruchbarkeit der Niete

Nietverbindungen sind in der Regel für die Übertragung von Scher- und Lochleibungskräften zu bemessen. Zugbeanspruchung versucht man zu vermeiden. Ungeachtet der wirklichen Spannungsverhältnisse wird für die Berechnung der übertragbaren Kräfte senkrecht zur Nietachse ausschließlich die Beanspruchung auf Abscheren des Nietquerschnitts sowie auf Lochleibung zwischen dem Niet und der Lochwand des Bauteils herangezogen. Vereinfachend geht man bei der Berechnung weiterhin davon aus, dass sich alle Niete gleichmäßig an der Kraftübertragung beteiligen und die Spannungen gleichmäßig verteilt sind, vgl. **Bild 7-12**.

Für Nietverbindungen werden für die Versagenskriterien Abscheren je Scherfuge, Lochleibung und Zug Tragfähigkeitsnachweise gefordert. Es werden weitgehend die Begriffe und Formelzeichen des Eurocodes 3 (DIN EN 1993) benutzt. Diese Nachweise gelten – bei Beachtung der Werkstoffe – auch für den Aluminiumbau (EC9).

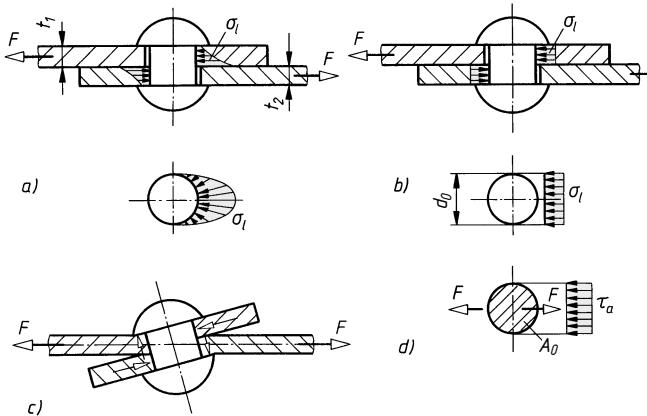


Bild 7-12 Beanspruchung einer einschnittigen Nietverbindung.

a) wirklicher Verlauf des Lochleibungsdruckes σ_l , b) und d) rechnerisch angenommener Verlauf der Lochleibungs- und Abscherspannungen σ_l und τ_a , c) Verformung unter Last (schematisch)

Nachweis der Abschertragfähigkeit

$$F_{vRd} = \frac{0,6 \cdot R_{mNiet} \cdot A_0}{\gamma_{M2}} \geq F_{vEd} \quad (7.6)$$

F_{vRd} Bemessungswert der Abschertragfähigkeit eines Niets je Scherfuge.

Werte für Stahlsorte S235 und Nietdurchmesser 10 bis 36 mm s. **TB 7-4**

F_{vEd} Bemessungswert der einwirkenden Abscherkraft je Scherfuge im Grenzzustand der Tragfähigkeit

R_{mNiet} Zugfestigkeit des Nietwerkstoffes C4C oder C10C nach DIN EN 10263-2.

Für Bauteile aus S235 darf nach dem Schlagen mit $R_{mNiet} = 400 \text{ N/mm}^2$ gerechnet werden.

A_0 Querschnittsfläche des Nietloches, z. B. nach **TB 7-4**, oder mit dem Lochdurchmesser d_0 : $A_0 = (\pi \cdot d_0^2)/4$.

γ_{M2} Teilsicherheitsbeiwert für die Beanspruchbarkeit: $\gamma_{M2} = 1,25$

Lange Anschlüsse. Wenn der Abstand L zwischen erstem und letztem Niet in einem langen Anschluss mehr als $15 d$ beträgt, ist die Abschertragfähigkeit F_{vRd} aller Niete mit dem Abminde rungsbeiwert β ($0,75 \dots 1,0$) abzumindern, s. unter 8.4.3, Gl. (8.39).

Nachweis der Lochleibungstragfähigkeit

$$F_{bRd} = k_1 \cdot \alpha_b \cdot d_0 \cdot t \cdot \frac{R_m}{\gamma_{M2}} \geq F_{bEd} \quad (7.7)$$

F_{bRd} Bemessungswert der Lochleibungstragfähigkeit eines Niets

Bemessungshilfe für Lochleibungskraft bezogen auf $t = 10 \text{ mm}$ Blechdicke und Stahl sorte S235, s. **TB 7-4**.

F_{bEd} Bemessungswert der einwirkenden Abscherkraft auf einen Niet im Grenzzustand der Tragfähigkeit

R_m Zugfestigkeit des Bauteilwerkstoffes nach **TB 6-5**

k_1 Beiwert für quer zur Kraftrichtung liegende Niete, s. **TB 8-17**

α_b Beiwert für in Kraftrichtung liegende Niete, s. **TB 8-17**

d_0 Nietlochdurchmesser

t Bauteildicke

Bei Senkieten wird als t die Dicke des maßgebenden Verbindungsbleches abzüglich der Hälfte der Senkung eingesetzt

γ_M Teilsicherheitsbeiwert für die Beanspruchbarkeit: $\gamma_M = 1,25$

Die Grenzlochleibungskraft hängt also nicht nur von der Blechdicke t , dem Nietlochdurchmesser d_0 und der Stahlsorte ab, sondern von der Lage des Niets im Nietfeld durch die Werte α_b und k_1 . Die volle Grenzlochleibungskraft $F_{b,Rd}$ wird erreicht, wenn die Abstände $p_1 \geq 3,75 \cdot d_0$, $e_1 \geq 3,0 \cdot d_0$, $e_2 \geq 1,5 \cdot d_0$ und $p_2 \geq 3,0 \cdot d_0$ ausgeführt werden.

Die Beanspruchbarkeit von Gruppen von Nieten darf als Summe der Lochleibungstragfähigkeit der einzelnen Niete angenommen werden, sofern die jeweilige Abschertragfähigkeit der einzelnen Niete mindestens so groß ist wie die Lochleibungstragfähigkeit. Andernfalls ist die Beanspruchbarkeit des Nietfeldes in der Regel durch Multiplikation der Anzahl der Niete mit der kleinsten vorhandenen Abschertragfähigkeit bzw. Lochleibungstragfähigkeit zu ermitteln.

Nachweis der Zugtragfähigkeit je Niet

$$F_{t,Rd} = \frac{0,6 \cdot R_{m,Niet} \cdot A_0}{\gamma_{M2}} \geq F_{t,Ed} \quad (7.8)$$

$F_{t,Rd}$ Bemessungswert der Zugtragfähigkeit eines Niets

$F_{t,Ed}$ Bemessungswert der einwirkenden Zugkraft auf einen Niet

$R_{m,Niet}$, A_0 , γ_{M2} wie zu Gl. (7.6)

Eine Beanspruchbarkeit der Niete auf Zug wird nicht empfohlen.

7

4. Entwurfsberechnung

Nach der Wahl der Werkstoffe, der Bauteildicke und des Nietdurchmessers ist es möglich, die erforderliche Nietzahl zu bestimmen und Anschlüsse und Stöße zu gestalten.

Durch Umformen der Gln. (7.6) und (7.7) ist es möglich, für die gegebene Bemessungskraft zu bestimmen

- die erforderliche Nietzahl aufgrund der Abschertragfähigkeit

$$n_a \geq \frac{F_{v,Ed} \cdot \gamma_{M2}}{0,6 \cdot m \cdot R_{m,Niet} \cdot A_0} \quad (7.9a)$$

$F_{v,Ed}$ von der Nietverbindung zu übertragende Bemessungskraft

m Anzahl der Scherfugen, $m = 1$ bei einschnittiger, $m = 2$ bei zweischnittiger Verbindung

γ_{M2} , $R_{m,Niet}$ und A_0 wie zu Gl. (7.6)

- die erforderliche Nietzahl aufgrund der Lochleibungstragfähigkeit

$$n_l \geq \frac{F_{v,Ed} \cdot \gamma_{M2}}{k_1 \cdot \alpha_b \cdot R_m \cdot d_0 \cdot t} \quad (7.9b)$$

γ_{M2} , R_m , d_0 und t wie zu Gl. (7.7);

$F_{v,Ed}$ von der Nietverbindung zu übertragende Bemessungskraft mit $k_1 = 2,5$ und $\alpha_b = 1,0$ bei Annahme von Abstandmaßen für optimale Tragfähigkeit.

Von den nach den Gln. (7.9) errechneten und ganzzahlig aufgerundeten Nietzahlen ist die größere für die Ausführung maßgebend.

5. Stabanschlüsse und Stöße

Die einzelnen Querschnittsteile (z. B. Stege, Flansche) sind im Allgemeinen je für sich nach den anteiligen Kräften anzuschließen oder zu stoßen. Anschlüsse und Stöße sind gedrungen auszubilden. In Stößen ist deshalb unmittelbare Stoßdeckung und doppelt symmetrische Verlaschung anzustreben. Einschnittige Nietverbindungen sind zu umgehen, da durch die außermittige Kraftübertragung die Verbindung infolge des Momentes $M = F \cdot (t_1 + t_2)/2$ zusätzlich auf Biegung beansprucht und dabei eventuell deformiert wird, Bild 7-8a und 7-12c.

Die Verbindungsmittel eines Anschlusses werden nur gleichmäßig beansprucht, wenn ihr Schwerpunkt auf der Wirkungslinie der anzuschließenden Kraft F , also auf der Stabschwerachse liegt. Trifft dies, wie bei den meisten Anschlüssen nicht zu, so werden Anschluss und Stab durch ein Moment belastet. Das durch die Außermittigkeit (Exzentrizität) a verursachte Mo-

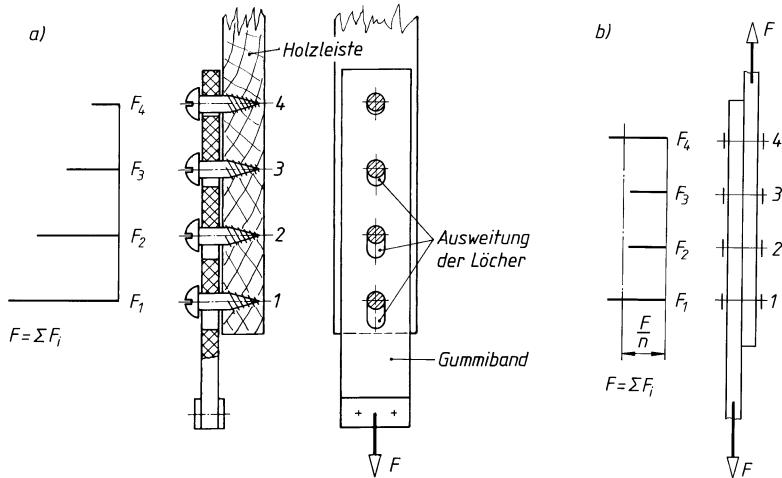


Bild 7-13 Ungleiche Kraftverteilung in Scherverbindungen.

a) Veranschaulichung durch Zugversuch mit Gummiband, b) Verteilung der Nietkräfte in einem Überlappstoß (schematisch)

moment $M = F \cdot a$ (**Bild 7-8a**) muss beim Nachweis des Stabes berücksichtigt werden, s. auch 7.5.2.

Durch ungleiche Dehnung der Bauteile zwischen den in Krafrichtung hintereinander liegenden Nieten ergibt sich eine ungleiche Kraftverteilung für die Niete. Die an den Enden sitzenden äußeren Niete werden stärker beansprucht als die in der Mitte sitzenden, was durch einen „Gummibandversuch“ (**Bild 7-13a**) veranschaulicht werden kann. In einem Überlappstoß verteilen sich die von den einzelnen Nieten zu übertragenden Kräfte ungefähr nach **Bild 7-13b**. Für lange Anschlüsse $L > 15 \cdot d$ wird deshalb die Abschertragfähigkeit abgemindert, s. unter Gl. (7.6). Verbindungen mit nur einem Niet sollen bei einschnittigen Anschlüssen nicht verwendet werden.

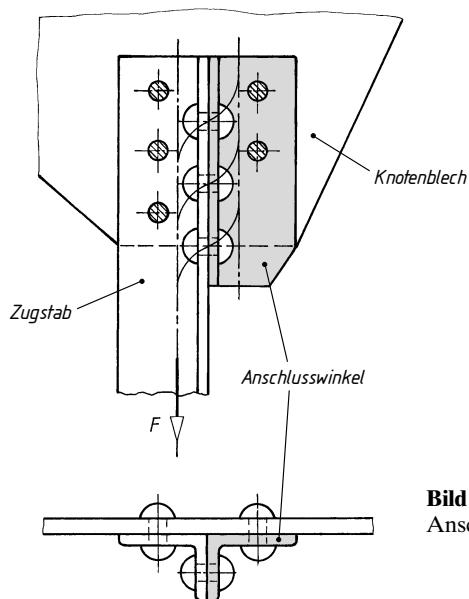


Bild 7-14
Anschlusswinkel für indirekten Anschluss

Um gedrungene Stabanschlüsse zu erzielen, werden zusätzlich kurze Anschlusswinkel (Beiwinkel) benutzt, deren einer Schenkel mit dem Knotenblech und der andere mit dem abstehenden Schenkel des angeschlossenen Winkels verbunden wird, **Bild 7-14**. Sie sind in der Regel für das 1,2fache der Kraft in dem abstehenden Schenkel des angeschlossenen Winkels zu bemessen.

Die Verbindungsmittel (Niet, Schraube) zwischen dem Anschlusswinkel und dem abstehenden Schenkel des angeschlossenen Winkelprofils sind in der Regel für das 1,4fache der Kraft in dem abstehenden Schenkel des angeschlossenen Profils zu bemessen.

Anschlusswinkel zur Verbindung von U-Profilen oder ähnlichen Bauteilen sind in der Regel für das 1,1fache der Kraft in dem abstehenden Flansch des U-Profil zu bemessen.

Die Verbindungsmittel zwischen Anschlusswinkel und U-Profil sind in der Regel für das 1,2fache der Kraft, die in dem angeschlossenen U-Profil-Flansch vorliegt, zu bemessen. Es dürfen nicht weniger als zwei Verbindungsmittel zur Verbindung eines Anschlusswinkels für indirekten Anschluss mit einem Knotenblech verwendet werden.

Die Verbindung des Anschlusswinkels an ein Knotenblech sollte bis an das Ende des angeschlossenen Bauteils durchgeführt werden. Die Verbindung des Anschlusswinkels an das angeschlossene Bauteil sollte vom Ende des Bauteils über das Ende des Knotenblechs hinausgeführt werden, **Bild 7-14**.

6. Momentbelastete Anschlüsse

Die Niete werden hierbei nicht mehr gleichmäßig beansprucht, sondern der am weitesten vom Anschlussmittelpunkt entfernt liegende Niet erhält die größte Kraft. Eine etwaige Berechnung dieser größten Nietkraft erfolgt nach 8.4.4, **Bild 8-26**.

7.5.4 Gestaltung der Nietverbindungen

Nach der Ermittlung des Nietdurchmessers und der erforderlichen Nietzahl wird die Nietanordnung festgelegt. Die Abstände der Löcher untereinander und von den Rändern der Bauteile werden nach **Bild 7-15** bezeichnet. Sie werden in Abhängigkeit vom Lochdurchmesser d_0 und von der Dicke t des dünnsten außenliegenden Teils der Verbindung bestimmt, **TB 7-2**. Rand- und Lochabstände dürfen nicht zu klein sein, damit die zu verbindenden Bauteile nicht ausreißen und genügend Platz zum Schlagen der Niete bzw. Anziehen der Schrauben vorhanden ist. Die Abstände dürfen nicht zu groß sein, damit die Bauteilflächen satt aufeinander liegen und nicht klaffen (Korrosionsgefahr) bzw. in Druckstäben nicht ausknicken. Nach Eurocode 3 und Eurocode 9 gehen die Rand- und Lochabstände in die Berechnung der Lochleibungstragfähigkeit ein. In Stößen und Anschläßen werden die Lochabstände zweckmäßigerweise an der unteren Grenze gewählt, um Knotenbleche und Stoßlaschen klein zu halten.

Für Form- und Stabstähle ist die Lage der Löcher in den Schenkeln bzw. Flanschen durch die Anreißmaße in DIN 997 angegeben, **TB 1-8** bis **TB 1-12**. Bei Winkelstählen müssen die in den Schenkeln gegenüberliegenden Niete meist versetzt angeordnet werden, damit genügend Platz für den Döpper bleibt. Mindestversatzmaß s. DIN 998 und DIN 999. Die Lochteilung in den

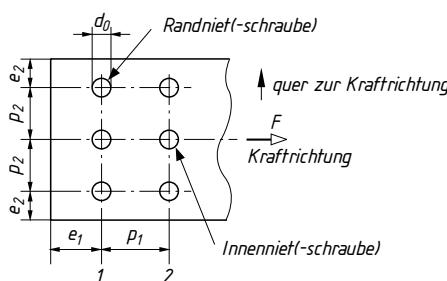


Bild 7-15

Bezeichnung der Rand- und Lochabstände für Niete und Schrauben

Richtwerte s. **TB 7-2**. In Kraftrichtung betrachtet sind für die Bestimmung der Grenzlochleibungskraft die Niete der Reihe 1 Randniete, die der Reihe 2 und folgender Innenniete.

Stegen der U- und I-Stähle ist nicht vorgeschrieben und kann mit Hilfe der Richtwerte nach **TB 7-2** festgelegt werden.

Für Zeichnungen besonders von Metallbau-Konstruktionen (einschließlich Fachwerken, Brücken usw.), Hebe- und Transporteinrichtungen, Behältern usw. gilt für die Darstellung, Bemaßung und Bezeichnung von Löchern, Nieten, Schrauben, Profilen und Blechen DIN ISO 5845-1: Vereinfachte Darstellung von Verbindungselementen für den Zusammenbau mit DIN ISO 5261: Vereinfachte Angabe von Stäben und Profilen, s. **TB 7-1**.

7.6 Nietverbindungen im Aluminiumbau

7

7.6.1 Allgemeines

Leichtmetalle, insbesondere Aluminium und seine hochfesten Legierungen, ermöglichen Leichtbaukonstruktionen für das Verkehrs- und Bauwesen sowie den Maschinenbau (**Bild 7-16a**). Dabei wird Nieten gegenüber Schweißen der Vorzug gegeben, wenn die Festigkeit ausgehärteter

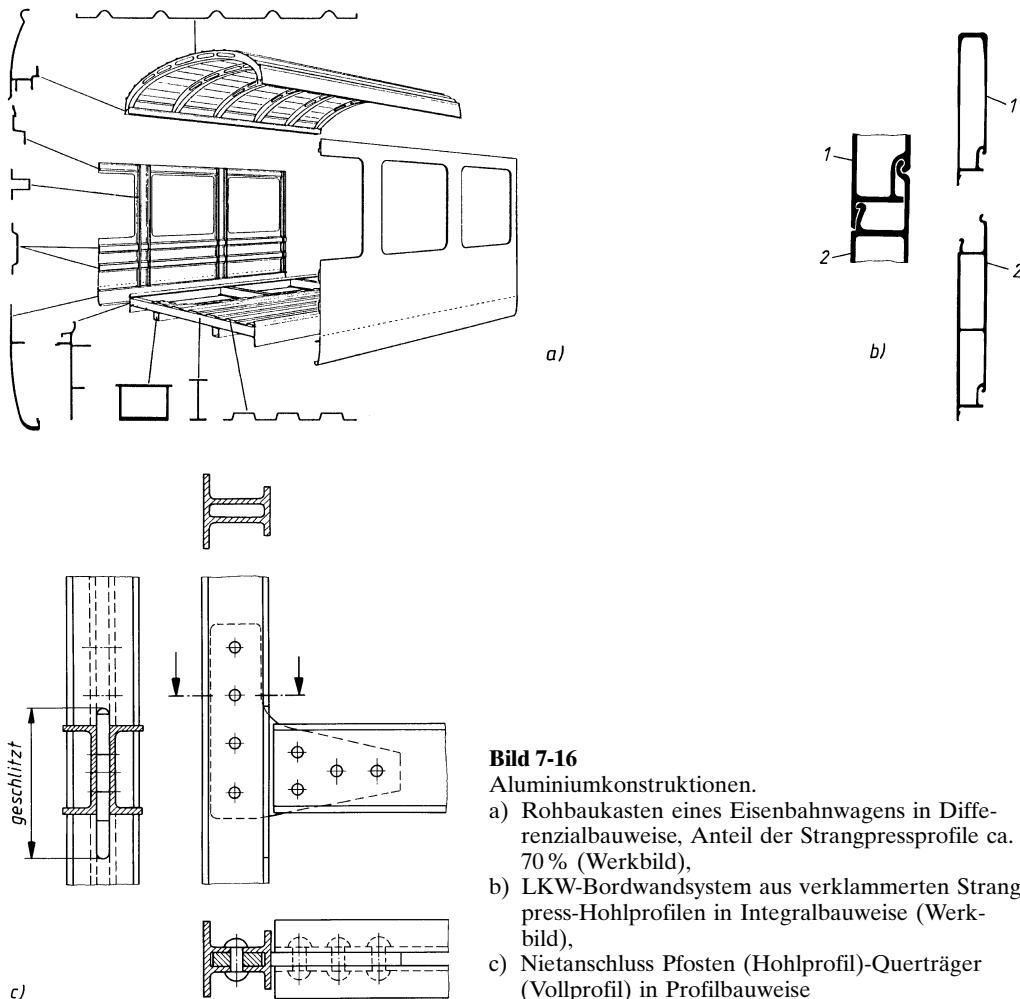


Bild 7-16

Aluminiumkonstruktionen.

- Rohbaukasten eines Eisenbahnwagens in Differenzialbauweise, Anteil der Strangpressprofile ca. 70 % (Werkbild),
- LKW-Bordwandsystem aus verklammerten Strangpress-Hohlprofilen in Integralbauweise (Werkbild),
- Nietanschluss Pfosten (Hohlprofil)-Querträger (Vollprofil) in Profilbauweise

oder kaltverfestigter Aluminiumlegierungen durch die Schweißwärme beeinträchtigt würde, schweißungeeignete AlCuMg- und AlZnMgCu-Legierungen gefügt werden müssen, Schweißverzug nicht tragbar ist oder verschiedenartige Werkstoffe zu verbinden sind.

Vorherrschend sind die reine *Profilbauweise* (z. B. Tragwerk, **Bild 7-16c**), die Kombination aus Profilen und Blechen in Form der *Differenzialbauweise* (z. B. Wagenkasten, **Bild 7-16a**) und die *Integralbauweise*, bei welcher „Außenhaut“ und Versteifungen als Strangpressprofil zu einem großflächigen Bauelement zusammengefasst sind (z. B. Bordwand, **Bild 7-16b**). Strangpressprofile ermöglichen die wirtschaftlichste Ausnutzung des Werkstoffes durch Anpassung der Querschnittsform an den Verwendungszweck und an die Beanspruchung. Sie ermöglichen z. B. die Verbindung von Bauteilen nur durch Verklammerung (**Bild 7-16b**).

7.6.2 Aluminiumniete

Im Leichtmetallbau werden allgemein die auch im Stahl- und Metallbau üblichen, unter 7.2.1 und im **Bild 7-2** aufgeführten Nietformen verwendet. Für den Schließkopf werden jedoch vielfach andere Formen als bei Stahlnieten bevorzugt, z. B. der *Tonnen- oder Flachkopf* (**Bild 7-17a**), dessen Bildung eine geringere Kraft als andere Schließkopfformen benötigt und bei dem das sonst genaue Einhalten einer bestimmten Nietschaftlänge nicht erforderlich ist, oder der *Kegelspitz-(Konus-)Kopf* (**Bild 7-17b**), der gegenüber dem Tonnenkopf den Vorteil hat, dass er besser zentriert und angepresst ist, jedoch einen entsprechend geformten Döpper und eine größere Kraft zum Bilden benötigt. Mangels eigener EN-Normen sollten im geregelten Bereich (Eurocode 9) nur Massivniete mit Herstellerbescheinigung eingesetzt werden. Geometrisch besteht die Anforderung Kopfhöhe $\geq 0,6d$, Kopfdurchmesser $\geq 1,6d$, Radius $\geq 0,75d$.

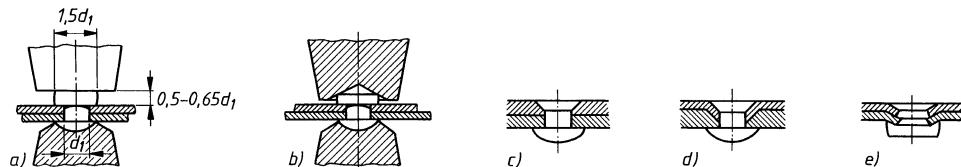


Bild 7-17 Nietungen im Leichtmetallbau.

a) Tonnen- oder Flachkopf, b) Kegelspitz- oder Konuskopf, c) bis e) Glatthautnietungen

Einige *Senk- oder Glatthautnietungen* sind in **Bild 7-17c** bis **e** gezeigt. Im Übrigen werden auch die sonst üblichen Schließkopfformen (Halbrund-, Linsen-, Flachrundkopf usw.) verwendet.

Ist die Schließkopfseite nur schwer oder gar nicht zugänglich, wie z. B. bei Hohlprofilen oder Rohren, werden die bereits in 7.2.1 beschriebenen und in **Bild 7-3** gezeigten Blindniete verwendet. Ihnen wird gegenüber Vollnieten auch bei normalen Nietarbeiten der Vorzug gegeben, da sie sich schnell und sicher verarbeiten lassen.

Aluminiumniete werden nur kalt geschlagen oder gepresst.

7.6.3 Werkstoffe

Für Bauteile aus Aluminium-Halbzeug (Bleche, Voll- und Hohlprofile, Rohre, Gesenkschmiedeteile) und Niete sind vorzugsweise die in **TB 3-4** und **TB 7-5** aufgeführten Aluminium-Knetlegierungen zu verwenden. Niete und Bauteile sollen wegen der möglichen Zerstörung durch elektrochemische Korrosion unbedingt aus gleichen oder mindestens gleichartigen Werkstoffen bestehen. Bei hochbelasteten Verbindungen dürfen unter Beachtung des Korrosionsschutzes auch Verbindungsmittel aus Stahl (Niete, Schließringbolzen, Schrauben) eingesetzt werden.

7.6.4 Berechnung der Bauteile und Niete

1. Allgemeine Richtlinien

Nietverbindungen in Aluminium-Tragwerken unter vorwiegend ruhender Belastung werden grundsätzlich wie im Stahlbau berechnet, s. unter 7.5. Die Regelwerke DIN EN 1999-1-1, Eurocode 9: Bemessung und Konstruktion von Aluminium-Tragwerken – Teil 1-1: Allgemeine Bemessungsregeln und DIN EN 1993-1-8, Eurocode 3: Bemessung und Konstruktion von Stahlbauten – Teil 1-8: Bemessung von Anschlüssen, beruhen auf einem gemeinsamen Teilsicherheitsbeiwertkonzept. Für Bauteile und Verbindungsmitte gelten anstelle von Stahl die Werkstoffkennwerte der Aluminiumlegierungen nach TB 3-4 und TB 7-5.

Da im Aluminiumbau ausschließlich kalt genietet wird, ist zu beachten, dass die äußere Kraft fast nur durch den Scherwiderstand und den Lochleibungsdruck des lochausfüllenden Nietschaftes übertragen wird. Bei großen Klemmlängen ist außerdem ein gleichmäßiges Stauchen des Nietschaftes über die Klemmlänge nicht sicher zu erwarten. Dieser Nachteil wird vermieden durch Verwendung von Schließringbolzen aus Stahl oder Aluminium, die kalt gesetzt werden und mindestens ebenso große Klemmkräfte wie warm geschlagene Stahlniete bewirken (s. unter 7.2.1).

Bedingt durch den kleinen E-Modul der Aluminiumlegierungen (1/3 von Stahl) ist der hohen elastischen Formänderung (z. B. Durchbiegung) und bei Druckstäben der Knickbeanspruchung durch entsprechende Gestaltung der Querschnitte – hohe Flächenmomente 2. Grades durch Verwendung von Hohl- und Abkantprofilen – zu begegnen.

2. Niet- und Nietlochdurchmesser

Der Nenndurchmesser des Nieten d_1 wird in der Praxis in Abhängigkeit von der kleinsten Summe der Bauteildicken t_{\min} mit in gleicher Richtung wirkendem Lochleibungsdruck wie folgt gewählt:

$$d_1 = 2 \cdot t_{\min} + 2 \text{ mm} \quad \text{für einschnittige Verbindungen,}$$

$$d_1 = t_{\min} + 2 \text{ mm} \quad \text{für zweischnittige Verbindungen.}$$

t_{\min} ist bei einschnittigen Verbindungen also die Dicke des dünneren Bleches, bei zweischnittigen Nietverbindungen entweder die Dicke des inneren Bleches oder die Summe der Dicken der äußeren Bleche.

Bei Profilen aus Aluminium (Winkel, T, Doppel-T, U) können die Nietdurchmesser wie bei vergleichbaren Stahlprofilen gewählt werden (vgl. **TB 1-8** bis **TB 1-12**). Ihre Abmessungen stimmen jedoch nicht genau überein.

Bei der üblichen Kaltnietung wird mit Rücksicht auf Staucharbeit und Lochfüllung das Nietspiel mit etwa 2% des Nietdurchmessers wesentlich kleiner gehalten als im Stahlbau.

Der Nietlochdurchmesser d wird – ab $d_1 = 4 \text{ mm}$ abweichend von den genormten Werten nach **Bild 7-2**, Fußnote 2 – bis $d_1 = 10 \text{ mm}$ meist nur mit $d = d_1 + 0,2 \text{ mm}$ ausgeführt.

3. Nietlänge

Die Nietlänge l wird wie bei Stahlnieten nach Gl. (7.5) bestimmt. Für den Überstand l_i wird gesetzt bei einem Schließkopf als Halbrundkopf: $l_i \approx 1,5d_1$, Senkkopf: $l_i \approx d_1$, Flachkopf: $l_i \approx 1,8d_1$. Die endgültigen Schaftlängen sind, wie bei Stahlnieten, nach den betreffenden Normen zu wählen. Die Klemmlängen sollen den Wert $4,5d$ für geschlagene Niete und $6,5d$ für gepresste Niete nicht überschreiten.

7.7 Nietverbindungen im Maschinen- und Gerätebau

7.7.1 Anwendungsbeispiele

Das Nieten ist im Maschinen- und Gerätebau angebracht zur Befestigung und Verbindung von gering belasteten oder schweißungeeigneten Konstruktionselementen, z. B. durch Halbrund-

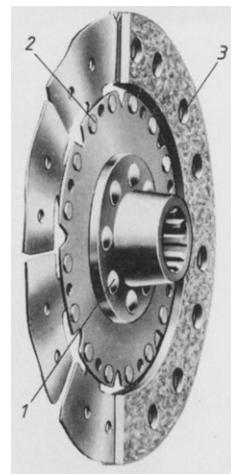


Bild 7-18 Nietverbindungen im Maschinen- und Gerätebau.
Kupplungsscheibe (Werkbild) 1 Halbrundniete, 2 Flachkopfniete, 3 Belagniete

7

oder Senkniete; zur Verbindung nichtmetallischer Werkstoffe untereinander oder mit Metallen, z. B. durch Riemenniete, Hohlniete, Halbhohlniete und Belagniete; zur Verbindung empfindlicher weicher oder spröder Werkstoffe (Gummi, Kunststoffe, Keramik), z. B. durch Hohl- oder Rohrniete mit geringer Schließkraft; zur Befestigung von teuren Schneidstoffen auf Baustahlträgern, z. B. HSS-Zahnsegmente auf Stammblättern durch Senkniete bei Kreissägen; für Ketten u. a. gelenkartige Verbindungen, z. B. durch Nietstifte. Außerdem werden häufig Sonderniete, überwiegend als Blindniete und Schließringbolzen, eingesetzt, wie unter 7.2.1 beschrieben. Einen Überblick über die Verwendung genormter Nietformen gibt **Bild 7-2**. Die vorstehend genannten Nietverbindungen werden meist nach konstruktiven Gesichtspunkten gestaltet und bemessen.

7.7.2 Maßnahmen zur Erhöhung der Dauerfestigkeit

Dynamisch belastete Niet- und Schraubenverbindungen sind stark schwingbruchgefährdet. So gehen im Flugzeugbau 70 % der Ermüdungsschäden vom Bohrungsrand der Nietlöcher aus. Als geeignete Maßnahme zur Lebensdauererhöhung hat sich der Einsatz von mit Übermaß eingepassten Befestigungselementen (Schließringbolzen, im Flugzeugbau als Schraub- oder Passniete bezeichnet) hoher Klemmkraft erwiesen. Mit zunehmender Klemmkraft können größere Kraftanteile zwischen den Blechen durch Reibung übertragen und dadurch die Spannungskonzentration an den Bohrungsrändern verringert werden. Durch den Presssitz wird die ovale Verformung der Bohrungen behindert und an den Lochrändern werden günstig radiale Druckspannungen erzeugt.

Eine weitere Steigerung der Dauerhaltbarkeit ist durch plastisches Aufweiten (Aufdornen) der Bohrungen oder örtliches Kaltverformen der Bleche möglich. Die dadurch erzeugten Druckspannungen überlagern sich den Lastspannungen und reduzieren die Schwingbreite der gefährlichen Zugspannungen.

7.7.3 Festigkeitsnachweise

Vorwiegend ruhend belastete Kraftverbindungen können nach den Richtlinien des Stahl- und Aluminiumbaues bemessen werden (s. unter 7.5). Die im Maschinen- und Fahrzeugbau weit verbreiteten gewichtssparenden Verbindungen (Leichtbau) aus umgeformten Stahlblechen und Profilen sind häufig *dynamisch belastet* und verlangen eine sorgfältige Festigkeitsberechnung bzw. Dauerfestigkeitsversuche (**Bild 7-18**).

Für Entwurfsberechnungen kann der *Betriebsfestigkeitsnachweis* für Krantragwerke (DIN 15 018-1)¹⁾ herangezogen werden. Er gilt bei Kranen für Bauteile ab 2 mm Dicke aus S235 und S355 und für Halbrundniete nach DIN 124 und DIN 660 ab 6 mm Durchmesser.

Mit den von der geforderten Lebensdauer (Gesamtzahl der Spannungsspiele) und der Häufigkeit der Höchstlast abhängigen zulässigen Wechselspannungen nach **TB 7-6** können die gelochten Bauteile aus S235 (Klammerwerte für S355) bemessen werden. Bei schwelender Belastung gelten die 1,6fachen Werte ($\sigma_{\text{Sch zul}} = 1,6 \cdot \sigma_{\text{W zul}}$).

Aus den zulässigen Bauteilspannungen $\sigma_{\text{zul}} = \sigma_{\text{W zul}}$ bzw. $\sigma_{\text{Sch zul}}$ können dann die zulässigen Scher- und Lochleibungsspannungen bestimmt werden. Es gilt bei

- einschnittigen Verbindungen: $\tau_{\text{a zul}} = 0,6 \cdot \sigma_{\text{zul}}$ und $\sigma_{\text{l zul}} = 1,5 \cdot \sigma_{\text{zul}}$
- mehrschnittigen Verbindungen: $\tau_{\text{a zul}} = 0,8 \cdot \sigma_{\text{zul}}$ und $\sigma_{\text{l zul}} = 2,0 \cdot \sigma_{\text{zul}}$

7

Die Berechnung der vorhandenen Spannungen erfolgt dann mit den Gln. (7.10) und (7.11). Zur Berücksichtigung der Betriebsweise sollte bei dynamisch belasteten Verbindungen die von der Verbindung zu übertragende Kraft mit dem Anwendungsfaktor K_A (s. **TB 3-5c**) multipliziert werden, vgl. Berechnungsbeispiel 7.2.

Bei der *Werkstoffwahl* ist zu beachten, dass im Gebiet der Dauerfestigkeit (über $2 \cdot 10^6$ Spannungsspiele) die zulässigen Spannungen – bedingt durch die starke Kerbwirkung – fast unabhängig von der statischen Werkstofffestigkeit sind. Ein Werkstoff höherer Festigkeit lohnt also nur im Bereich der Zeitfestigkeit (vgl. auch unter 6.2.5-4).

Werden *Blindniete* nicht nur zur Befestigung, sondern als kraftübertragende Verbindungselemente eingesetzt, kann in erster Näherung die aus Versuchen stammende Bruchkraft je Niet aus **TB 7-8** entnommen werden. Die zulässigen Scher- und Zugkräfte je Niet erhält man durch Berücksichtigung einer ausreichenden Sicherheit S . Bei dynamischer Belastung ist die zu übertragende Kraft noch mit dem Anwendungsfaktor K_A (s. **TB 3-5c**) zu multiplizieren.

Nietverbindungen aus *thermoplastischen Kunststoffen* (**Bild 7-6**) zeigen ein anderes Tragverhalten wie Metallnietungen. Vor dem Bruch der Verbindung werden diese durch übermäßige Verformung oder Lockern bereits unbrauchbar und müssten eigentlich auf Verformung berechnet werden. Brauchbare Ergebnisse erzielt man in der Praxis, indem die Verbindungen mit den Gln. (7.10) und (7.11) auf Abscheren und Lochleibungsdruck nachgewiesen werden, wobei die zulässigen Spannungen nach **TB 7-7** einzuhalten sind. Diese sind so niedrig angesetzt, dass keine störenden Verformungen zu erwarten sind.

Nietverbindungen müssen für die Übertragung von Abscher- und Lochleibungskräften bemessen werden. Im nicht geregelten Bereich wird der Nachweis meist nach dem Konzept der zulässigen Spannungen geführt. Die zulässigen Abscherspannungen sind von der Festigkeit des Nietwerkstoffes und die Lochleibungsspannungen von der Festigkeit des Bauteilwerkstoffes abhängig.

Nachweis gegen Versagen durch Abscheren

$$\boxed{\tau_a = \frac{F}{m \cdot n \cdot A_0} \leq \tau_{a \text{ zul}}} \quad (7.10)$$

Nachweis gegen Versagen durch Lochleibung

$$\boxed{\sigma_l = \frac{F}{n \cdot d_0 \cdot t_{\min}} \leq \sigma_{l \text{ zul}}} \quad (7.11)$$

F auf die Nietverbindung einwirkende größte Normalkraft (\perp zur Nietachse), bei dynamischer Belastung auch $F_{\text{eq}} = K_A \cdot F$, mit K_A nach **TB 3-5c**.

A_0 Querschnittsfläche des geschlagenen Niets (Lochquerschnittsfläche): $A_0 = \pi \cdot d_0^2 / 4$
 d_0 Durchmesser des geschlagenen Niets

¹⁾ Norm zurückgezogen

t_{\min}	kleinste Summe der Bauteildicken mit in gleicher Richtung wirkendem Lochleibungsdruck, z. B. bei zweischnittiger Verbindung (Bild 7-8b) der kleinere der beiden Werte t_1 oder $2t_2$, bei Senknieten Blechdicke t abzüglich halber Senktiefe
m	Anzahl der Scherfugen, $m = 1$ bei einschnittiger Verbindung (Bild 7-8a), $m = 2$ bei zweischnittiger Verbindung (Bild 7-8b)
n	Anzahl der kraftübertragenden Niete
$\tau_{a\ zul}, \sigma_{I\ zul}$	zulässige Abscherspannung, zulässige Lochleibungsspannung, abhängig vom Werkstoff der Niete und Bauteile und der Beanspruchungsart
<ul style="list-style-type: none"> • allgemein $\tau_{a\ zul} \approx 0,6 \cdot R_m/S$ mit R_m des Nietwerkstoffes und zu wählender Sicherheit S $\sigma_{I\ zul} \approx 1,5 \cdot R_m/S$ mit R_m des Bauteilwerkstoffes und zu wählender Sicherheit S R_m z. B. nach TB 1-1 und TB 6-5 	
<ul style="list-style-type: none"> • für den Betriebsfestigkeitsnachweis dynamisch beanspruchter Bauteile (DIN 15018-1) Bei wechselnder Beanspruchung: <ul style="list-style-type: none"> einschnittige Verbindungen: $\tau_{a\ zul} = 0,6 \cdot \sigma_{W\ zul}$ $\sigma_{I\ zul} = 1,5 \cdot \sigma_{W\ zul}$ mehrschnittige Verbindungen: $\tau_{a\ zul} = 0,8 \cdot \sigma_{W\ zul}$ $\sigma_{I\ zul} = 2,0 \cdot \sigma_{W\ zul}$ Für schwellende Beanspruchung gelten die 1,66fachen Werte. $\sigma_{W\ zul}$ für gelochte Bauteile aus S235 (S355) in Abhängigkeit der Betriebsweise aus TB 7-6. 	
<ul style="list-style-type: none"> • für Kunststoffnietungen nach TB 7-7 	

7.8 Stanzniet- und Clinchverbindungen

7.8.1 Stanznieten

Stanznieten ermöglicht das mittelbare, nichtlösbare Verbinden von Blech- und Profilteilen ohne das bei anderen Nietverfahren notwendige Vorlochen. Das Nietverfahren ist nicht genormt, kann aber nach DIN 8593-5 der Untergruppe „Fügen durch Umformen“ zugeordnet werden. Beim *Stanznieten mit Halbhohlniet* wirkt dieser zunächst als Schneidstempel und bildet anschließend durch plastische Verformung mit dem matrizenseitigen Blech den Schließkopf aus. Durch

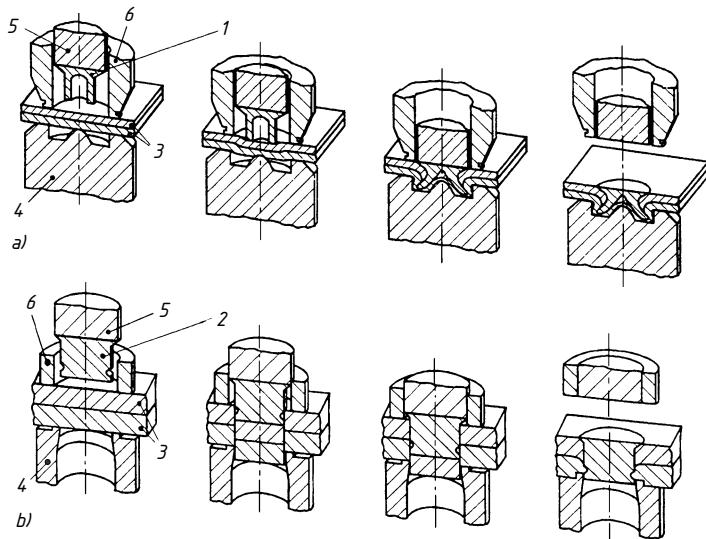


Bild 7-19
Verfahrensablauf beim Stanznieten (schematisch)
a) Stanznieten mit Halbhohlniet, b) Stanznieten mit Vollniet (1 Halbhohlniet, 2 Vollniet mit Ringnut, 3 Fügeteile, 4 Matrize, 5 Nietstempel, 6 Niederhalter)

geeignete Abstimmung der Matrize auf die Nietlänge und die Gesamtbléchdicke entsteht ein matrizenseitig geschlossenes Nietelement, das den Stanzbutzen des oberen Bleches einschließt, **Bild 7-19a**. Da das matrizenseitige Blech nicht durchschnitten wird, entsteht eine gas- und flüssigkeitsdichte Verbindung.

Die Stanzniets mit Senk- oder Flachkopf werden durch Kaltumformen aus Vergütungsstahl, Aluminiumlegierungen oder rostfreiem Stahl hergestellt. Mit Nietdurchmessern zwischen 3 und 6 mm lassen sich Verbindungen bis einer Gesamtdicke von ca. 7 mm (bei Stahl) bzw. ca. 11 mm (bei Al) herstellen. Die Verarbeitung erfolgt meist in hydraulisch betätigten Stanzwerkzeugen bei Fügekräften bis 50 kN. In der Serienfertigung finden zunehmend handlungsfähige Systeme Anwendung.

Beim *Stanznieten mit Vollniet* wirkt dieser als Schneidstempel, **Bild 7-19b**. Durch die Geometrie des Niets (Senkkopf und Ringnut oder konkave Form) und der Matrize fließt der Fügeteilwerkstoff der gestaltet, dass sich eine Hinterschneidung ausbildet und ein beidseitig oberflächenebenes Fügelement entsteht. Der Werkstoff des stempelseitigen Bleches muss nicht plastisch umformbar sein.

Meist werden Vollniete aus vergütetem Stahl, aber auch martensitische nichtrostende Stähle (z. B. X46Cr13) eingesetzt.

Anwendung findet das Stanzniets vor allem im Leichtbau zum Fügen höherfester Stahlbleche bis zu einer Dicke von ca. 2 mm. Unter vorwiegend schwingender Belastung sind stanzengetriebene und geclinchte Verbindungen aus höherfesten Stählen vergleichbaren Punktschweißverbindungen überlegen, **Bild 7-20**.

Für die Gestaltung der Stanznietsverbindungen gelten prinzipiell die gleichen Überlegungen wie für die anderen Nietverbindungen, vgl. unter 7.5.4. Bei den vorherrschend dünnen Blechen sind die Randabstände so zu wählen, dass sich der Blechrand nicht aufwirft oder aufreibt, also die Randabstände nicht zu groß bzw. zu klein sind.

Stanznietsysteme werden eingesetzt, wenn hochfeste visuell prüfbare Verbindungen gefordert werden, die gas- und flüssigkeitsdicht sein müssen, Werkstoffe unterschiedlicher Festigkeit und Dicke zu verbinden sind, veredelte bzw. beschichtete Bauteiloberflächen erhalten bleiben müssen, ein hoher Automatisierungsgrad und ein hohes Energieaufnahmevermögen bis zum Verbindungsversagen gefordert wird.

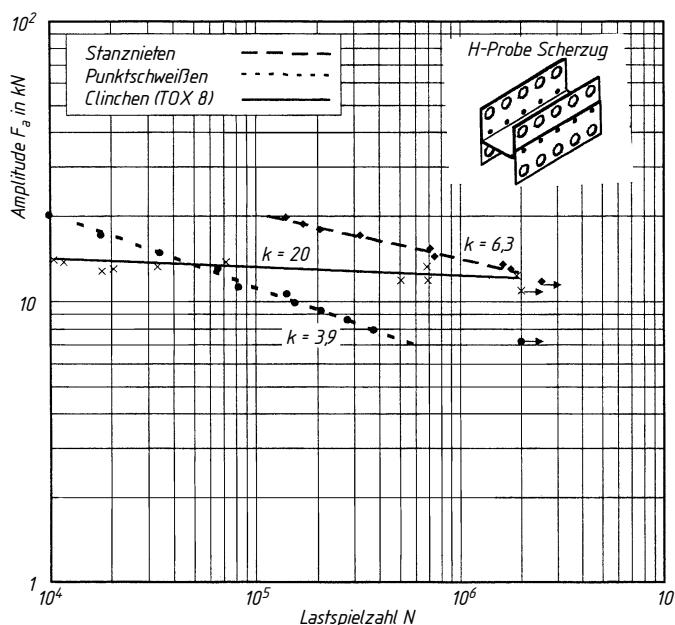


Bild 7-20

Festigkeit von Stanzniets-, Clinch- und Punktschweißverbindungen unter schwingender Scherzugbelastung (nach Forschungsbericht P283 der Studiengesellschaft für Stahlanwendung, Düsseldorf)

Versuchshinweis: Stanzniets mit Halbhohlniet 5,3 × 5 mm, Schweißpunktdurchmesser 5 mm, Rundpunkt durchmesser (Clinchen) 8 mm; Werkstoff ZSTE420, Blechdicke 1 mm, Kraftverhältnis $R = F_u/F_0 = +0,1$; k : Steigungsexponent der Wöhlerlinie

7.8.2 Clinchen

Clinchen oder Durchsetzfügen wird nach DIN 8593-5 dem Fügen durch Umformen zugeordnet. Es ist ein Fügen von meist zwei überlappt angeordneten Blech- oder Profilteilen durch Kaltumformen mit Stempel und Matrize. Dabei werden die Fügeteile gemeinsam durchgesetzt und dann gestaucht, so dass durch Breiten und/oder Querfließpressen eine unlösbare Verbindung entsteht, s. **Bild 7-21a**. Die Verbindung ist form- und kraftschlüssig (Quasiformschluss). Es sind keine Zusatzstoffe oder Hilfselemente erforderlich. Hinsichtlich des Schneidanteils wird zwischen schneidend und nicht schneidend hergestellten Verbindungen, und bezogen auf die Geometrie zwischen runden, balkenförmigen (rechteckigen) Verbindungen und Sonderformen unterschieden. Der Rundpunkt (**Bild 7-22a**) entsteht ausschließlich durch lokale Umformung der Fügeteile und setzt gut umformbare Werkstoffe voraus. Der Balkenpunkt (**Bild 7-22b**) entsteht durch einen kombinierten Schneid-/Umformvorgang und wird überwiegend für härtere Werkstoffe und rostfreien Stahl eingesetzt. Dichtigkeit ist nicht gewährleistet.

Gut clinchgeeignet sind Werkstoffe mit einer Bruchdehnung $A_{80} \geq 12\%$, einem Streckgrenzenverhältnis $R_{p0,2}/R_m \leq 0,7$ und einer Zugfestigkeit $R_m \leq 500 \text{ N/mm}^2$.

Dazu zählen naturharte Aluminium-Knetlegierungen, aushärtbare Aluminiumlegierungen vom Typ AlMgSi (Zustand weich), sowie weiche unlegierte Stähle zum Kaltumformen, höherfeste Streckziehstähle, nichtrostende Stähle, allgemeine Baustähle, phosphorlegierte und mikroleigte hochfeste Stähle.

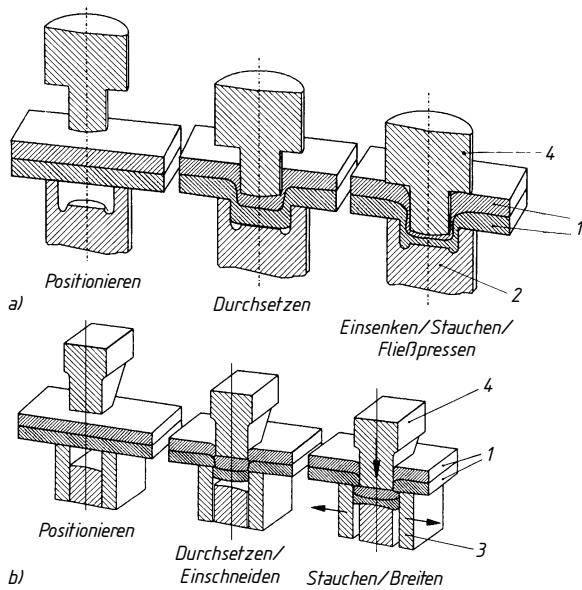


Bild 7-21

Verfahrensablauf beim Clinchen (schematisch)

- einstufiges Clinchen ohne Schneidanteil mit starrer Matrize,
- einstufiges Clinchen mit Schneidanteil (1 Fügeteil, 2 starre Matrize, 3 bewegliche Matrize, 4 Stempel, Niederhalter und Auswerfer nicht dargestellt)

Für die *konstruktive Gestaltung* von Bauteilen aus Stahlblech sind die Mindestabmessungen nach **TB 7-9** zu beachten. Beim Clinchen unterschiedlicher Bauteildicken ist das dickere Bauteil möglichst stempelseitig (t_1) anzurufen, wenn dies nicht möglich ist, sollte $t_1/t_2 \geq 0,5$ eingehalten werden, s. **Bild 7-22a**. Bei unterschiedlichen Grundwerkstoffen sollte der schwerer umformbare auf der Stempelseite angeordnet werden (t_1).

Auf Grund der Fügeteilgeometrie sind Clinchverbindungen geeignet Scherzugbelastungen zu übertragen. Bei Schälzugbelastung werden geringere Festigkeiten erreicht. Die Verbindungsfestigkeit von balkenförmigen Clinchverbindungen ist richtungsabhängig.

Die übertragbaren Kräfte eines Clinchpunktes hängen von der Blechfestigkeit und -dicke und seiner Abmessungen ab. Anhaltswerte für maximal übertragbare Scherzugkräfte von runden

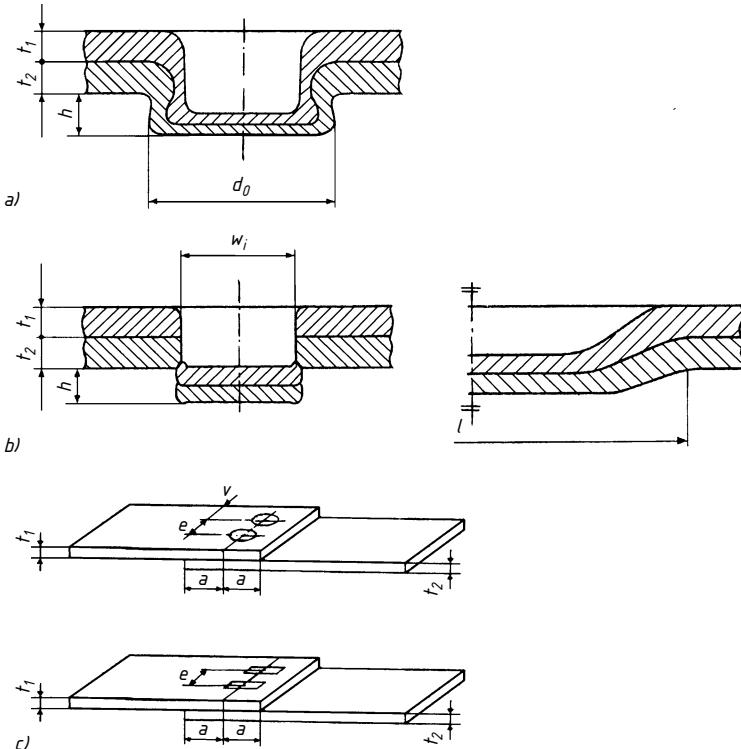


Bild 7-22 Bauteilkenngrößen bei Clinchverbindungen

a), b) Rund- und Balkenpunkt im Schnitt (d_0 Außendurchmesser; w_1 Innenseite; t_1 , t_2 Blechdicke stempel- und matrizenseitig; h Punkthöhe; l Punktlänge), c) einseitiger Überlappstoß, einreihig (a , v Randabstand; e Punktabstand; t_1 , t_2 Blechdicke)

Clinchverbindungen können **TB 7-10** entnommen werden. Die Wöhlerlinien **Bild 7-20** lassen das günstige Verhalten der Clinchverbindungen unter schwingender Belastung (besonders ab $2 \cdot 10^6$ Lastwechsel) erkennen. Bei statischer Belastung werden allerdings nur 40–75% der Festigkeit der Punktschweißverbindung erreicht. Trotz vergleichsweise höherer Fügekräfte werden zunehmend nichtschneidend hergestellte Rundpunkte ausgeführt, da diese höhere Schwingfestigkeit und bessere Korrisionsbeständigkeit aufweisen. Unter Kopfzug-Schälzug-Beanspruchung ist die erreichte Zeitfestigkeit dem Stanznieten und Widerstandspunktschweißen deutlich unterlegen. Im Einsatzfall ist eine Erprobung der Verbindungen unter Betriebsbedingung zu empfehlen, da zuverlässige Berechnungsansätze bisher fehlen.

Das umformtechnische Fügen höherfester Stahlbleche im Leichtbau bietet Vorteile in schwingend belasteten Konstruktionen, da der Festigkeitszuwachs durch zunehmende Verwendung höherfester Bleche weitgehend in erhöhte Verbindungsfestigkeit umgesetzt werden kann, was mit dem Punktschweißen nicht möglich ist. Eine optimierte Werkstoffausnutzung lässt sich durch die Kombination des umformtechnischen Fügens mit dem Kleben erzielen. So kann z. B. fehlende Dichtheit und geringe Steifigkeit durch geeignete Klebstoffwahl behoben werden.

Anwendung findet das Clinchen ähnlich wie das Stanznieten im Fahrzeugbau, in der Haushaltsgeräteindustrie, in der Klima- und Lüftungstechnik, in Bereichen der Elektrogeräteindustrie, also in Branchen in denen blechförmige Bauteile kostengünstig und sicher verbunden werden müssen.

7.9 Berechnungsbeispiele

Beispiel 7.1: Bei dem in **Bild 7-23** auszugsweise wiedergegebenen Aluminium-Fachwerk aus ENAW-6082[AlSi1MgMn]-T6 bestehen Ober- und Untergurt (Stäbe *O* und *U*) aus offenen und die Füllstäbe (Stäbe *V* und *D*) aus hohlen Strangpressprofilen. Die Füllstäbe ermöglichen durch Schlitzten der Stabenden einen knotenblechfreien Nietanschluss. Es werden Aluminium-Vollniete $\varnothing 8 \times 25$ aus ENAW-5019[AlMg5]-H34 eingesetzt.

Die auf den Diagonalstab *D* einwirkende Zugkraft beträgt $N_{Ed} = 16 \text{ kN}$. Seine Querschnittsfläche beträgt $A = 3,24 \text{ cm}^2$.

Festigkeitsmäßig nachzuweisen sind:

- der Zugstab *D*,
- der Nietanschluss des Zugstabes *D*

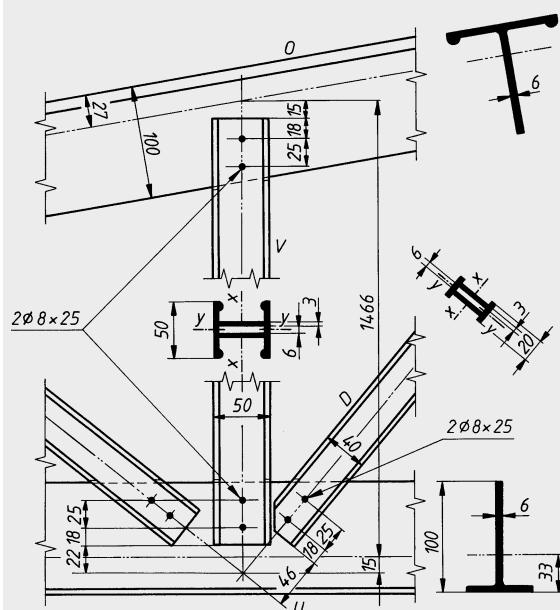


Bild 7-23
Genietetes Aluminium-Fachwerk aus
Strangpressprofilen

► **Lösung a):** Für zugbeanspruchte Querschnitte ist stets die plastische Beanspruchbarkeit des Bruttoquerschnitts und die Zugbeanspruchbarkeit des Nettoquerschnitts nachzuweisen:

Bruttoquerschnitt $A = 324 \text{ mm}^2 - 2 \cdot 3 \text{ mm} \cdot 6 \text{ mm} = 288 \text{ mm}^2$ (mit Abzug durch Schlitzten)

$R_e = 260 \text{ N/mm}^2$ nach **TB 3-4**, $\gamma_{M2} = 1,25$

$$N_{pl\,Rd} = \frac{A \cdot R_e}{\gamma_{M0}} \geq N_{Ed} \quad \text{Gl. (7.2)}$$

$$N_{pl\,Rd} = \frac{288 \text{ mm}^2 \cdot 260 \text{ N/mm}^2}{1,0} = 74,9 \text{ kN} > 16 \text{ kN}$$

Nachweis erfüllt

Nettoquerschnitt $A_{net} = 288 \text{ mm}^2 - 2 \cdot 8,4 \text{ mm} \cdot 3 \text{ mm} = 237 \text{ mm}^2$

$R_m = 310 \text{ N/mm}^2$ nach **TB 3-4**, $d_0 = 8,4 \text{ mm}$, $t = 3 \text{ mm}$

$$N_{u\,Rd} = \frac{0,9 \cdot A_{net} \cdot R_m}{\gamma_{M2}} \geq N_{Ed} \quad \text{Gl. (7.3)}$$

$$N_{u\,Rd} = \frac{0,9 \cdot 237 \text{ mm}^2 \cdot 310 \text{ N/mm}^2}{1,25} = 52,9 \text{ kN} > 16 \text{ kN}$$

Nachweis erfüllt

► **Lösung b):**

Rand- und Lochabstände nach **TB 7-2** ($d_0 = 8,4 \text{ mm}$, $t = 6 \text{ mm}$ oder $2 \cdot 3 \text{ mm}$)

in Kraftrichtung:

$$p_1 = 25 \text{ mm} = 3,0d_0 > 2,2d_0 (2,5d_0) \\ < 42 \text{ mm} = 14 \cdot 3 \text{ mm} < 200 \text{ mm}$$

$$e_1 = 18 \text{ mm} = 2,1d_0 > 1,2d_0 (2,0d_0) \\ < 52 \text{ mm} = 4 \cdot 3 \text{ mm} + 40 \text{ mm}$$

quer zur Kraftrichtung: $e_2 = 20 \text{ mm} = 2,4d_0 > 1,2d_0 (1,5d_0)$
 $< 52 \text{ mm} = 4 \cdot 3 \text{ mm} + 40 \text{ mm}$

Nachweis der Abschertragfähigkeit

$$R_{m,Niet} = 300 \text{ N/mm}^2 \text{ nach TB 7-5}, A_0 = \frac{8,4^2 \text{ mm}^2 \cdot \pi}{4} \approx 55 \text{ mm}^2$$

$$d_0 = 8,4 \text{ mm}, \gamma_{M2} = 1,25, n = 2, m = 2$$

$$F_{v,Rd} = \frac{0,6 \cdot R_{m,Niet} \cdot A_0}{\gamma_{M2}} \geq F_{v,Ed} \quad \text{Gl. (7.6)}$$

$$F_{v,Ed} = \frac{0,6 \cdot 300 \text{ N/mm}^2 \cdot 55 \text{ mm}^2}{1,25} = 7,92 \text{ kN} > \frac{16 \text{ kN}}{2 \cdot 2} = 4 \text{ kN}$$

Nachweis erfüllt!

Nachweis der Lochleibungstragfähigkeit

Beiwerte für Randniet nach **TB 8-17**

in Kraftrichtung: $\alpha_b = 0,71 = \min \begin{cases} 0,71 = \frac{18 \text{ mm}}{3 \cdot 8,4 \text{ mm}} \\ 0,96 = \frac{300 \text{ N/mm}^2}{310 \text{ N/mm}^2} \\ 1,0 \end{cases}$

quer zur Kraftrichtung: $k_1 = 2,47 = \min \begin{cases} 4,97 = \frac{2,8 \cdot 20 \text{ mm}}{8,4 \text{ mm}} - 1,7 \\ 2,47 = \frac{1,4 \cdot 25 \text{ mm}}{8,4 \text{ mm}} - 1,7 \\ 2,5 \end{cases}$

$$k_1 = 2,47, \alpha_b = 0,71, d_0 = 8,4 \text{ mm}, t = 6 \text{ mm}, R_m = 310 \text{ N/mm}^2, \gamma_{M2} = 1,25, n = 2$$

$$F_{b,Rd} = k_1 \cdot \alpha_b \cdot d_0 \cdot t \cdot \frac{R_m}{\gamma_{M2}} \geq F_{v,Ed} \quad \text{Gl. (7.7)}$$

$$F_{b,Rd} = 2,47 \cdot 0,71 \cdot 8,4 \text{ mm} \cdot 6 \text{ mm} \cdot \frac{310 \text{ N/mm}^2}{1,25} = 21,92 \text{ kN} > \frac{16 \text{ kN}}{2} = 8 \text{ kN}$$

Nachweis für Randniet erfüllt!

Auf den Nachweis der Innenniete mit größerer Tragfähigkeit wird verzichtet.

■ **Beispiel 7.2:** Eine Kettenradscheibe aus Stahlblech E295 mit 76 Zähnen, passend für eine Rollenkette mit 19,05 mm Teilung, soll durch 8 am Umfang angeordnete Halbrundniete mit einer Anbaunabe aus E 295 verbunden werden (**Bild 7-24**). Das Kettenrad hat unter ständig wechselnder Drehrichtung eine Leistung $P = 1,8 \text{ kW}$ bei einer Drehzahl $n = 12,5 \text{ min}^{-1}$ zu übertragen. Die Arbeitsweise des Kettentriebs soll durch den Anwendungsfaktor $K_A = 1,5$ berücksichtigt werden.

Die Nietverbindung ist für eine regelmäßige Benutzung bei unterbrochenem Betrieb und mittlerer Häufigkeit der Höchstlast auszulegen.

► **Lösung:** Die Nietverbindung ist dynamisch belastet und soll deshalb nach der Betriebsfestigkeitsrechnung für Krantragwerke ausgelegt werden (s. unter 7.7.3).

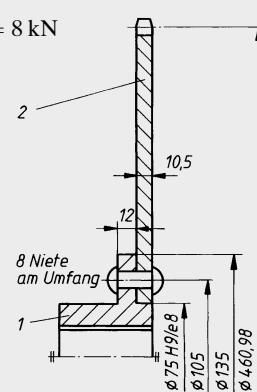


Bild 7-24 Genietetes Kettenrad
1 Anbaunabe,
2 Kettenradscheibe

Die Niete werden durch die am Lochkreis $d_L = 105 \text{ mm}$ wirkende Umfangskraft F_t auf Abscheren und Lochleibungsdruck beansprucht. Diese lässt sich aus dem Nenndrehmoment errechnen. (Die Achskraft soll dabei unberücksichtigt bleiben.)

Mit der Nennleistung $P = 1,8 \text{ kW} = 1800 \text{ Nm/s}$ und der Drehzahl $n = 12,5 \text{ min}^{-1} = 0,208 \text{ s}^{-1}$ erhält man nach Gl. (11.10)

$$T_{\text{nenn}} = \frac{P}{2\pi n} = \frac{1800 \text{ Nm s}^{-1}}{2 \cdot \pi \cdot 0,208 \text{ s}^{-1}} = 1375 \text{ Nm}.$$

Die bei der Leistungsübertragung auftretenden Stöße werden durch den Anwendungsfaktor berücksichtigt. Mit $K_A = 1,5$ gilt entsprechend Gl. (11.11):

$$T = K_A \cdot T_{\text{nenn}}, \quad T = 1,5 \cdot 1375 \text{ Nm} = 2063 \text{ Nm}.$$

Aus der Beziehung $T = F_t \cdot d_L/2$ folgt für die Umfangskraft:

$$F_t = \frac{2 \cdot T}{d_L}, \quad F_t = \frac{2 \cdot 2063 \text{ Nm}}{0,105 \text{ m}} = 39,29 \text{ kN}.$$

Da die Nietverbindung einschnittig ist und die Bauteile (Radscheibe und Nabenzug) dick sind, wird Abscheren die maßgebende Beanspruchungsart sein. Die Nietverbindung muss also nach Gl. (7.10) berechnet werden. Zur Bestimmung des erforderlichen Nietdurchmessers soll diese Gl. (7.10) nach der Nietquerschnittsfläche oder besser nach dem Nietdurchmesser umgeformt werden:

$$A_{\text{erf}} = \frac{F}{\tau_{\text{a zul}} \cdot n \cdot m} \quad \text{oder} \quad d_{\text{erf}} = \sqrt{\frac{4 \cdot F}{\tau_{\text{a zul}} \cdot \pi \cdot n \cdot m}}.$$

Die zulässigen Spannungen können nach 7.7.3 bestimmt werden. Dazu müssen nach **TB 7-6** zunächst die zulässigen Wechselspannungen für die Bauteile ermittelt werden. Geht man davon aus, dass der vorliegende Bauteilwerkstoff E 295 festigkeitsmäßig ungefähr dem Werkstoff S355 entspricht, so gilt bei regelmäßiger Benutzung bei unterbrochenem Betrieb und mittlerer Häufigkeit der Höchstlast für die Bauteile:

$$\sigma_{W \text{zul}} = 129 \text{ N/mm}^2.$$

Für einschnittige Nietverbindungen gilt damit nach 7.7.3 bei Wechselbelast:

$$\begin{aligned} \tau_{\text{a zul}} &= 0,6 \cdot \sigma_{W \text{zul}}, & \tau_{\text{a zul}} &= 0,6 \cdot 129 \text{ N/mm}^2 \approx 75 \text{ N/mm}^2, \\ \sigma_{l \text{zul}} &= 1,5 \cdot \sigma_{W \text{zul}}, & \sigma_{l \text{zul}} &= 1,5 \cdot 129 \text{ N/mm}^2 \approx 195 \text{ N/mm}^2. \end{aligned}$$

Wird angenommen, dass sich die Umfangskraft $F_t = 39,29 \text{ kN}$ gleichmäßig auf $n = 8$ Niete verteilt, so wird mit $m = 1$ der erforderliche Nietdurchmesser

$$d_{\text{erf}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 39290 \text{ N}}{75 \text{ N/mm}^2 \cdot \pi \cdot 8 \cdot 1}} = 9,1 \text{ mm}.$$

Nach der Fußnote zu **Bild 7-2** wird ein Nenndurchmesser $d_1 = 10 \text{ mm}$ gewählt. Der Nietlochdurchmesser beträgt dann $d_0 = 10,5 \text{ mm}$.

Nach Gl. (7.11) soll noch der Lochleibungsdruck kontrolliert werden:

$$\begin{aligned} \sigma_l &= \frac{F}{n \cdot d_0 \cdot t_{\text{min}}} \leq \sigma_{l \text{zul}}, \\ \sigma_l &= \frac{39290 \text{ N}}{8 \cdot 10,5 \text{ mm} \cdot 10,5 \text{ mm}} = 45 \text{ N/mm}^2 < \sigma_{l \text{zul}} = 195 \text{ N/mm}^2. \end{aligned}$$

Die Verbindung ist also auf Lochleibung weit ausreichend bemessen, was wegen der dicken Bauteile auch zu erwarten war.

Da die Nietwerkzeuge beim Pressen der Niete einen bestimmten Platzbedarf erfordern, sind nach 7.5.4 noch die Niet- und Randabstände zu kontrollieren. Für die gleichmäßig auf dem Lochkreisdurchmesser $d_L = 105 \text{ mm}$ verteilte angeordneten Niete beträgt der Lochabstand $p_1 = d_L \cdot \pi/n$, also $p_1 = 105 \text{ mm} \cdot \pi/8 = 41,2 \text{ mm}$.

Damit ist ausgeführt $p_1/d_0 = 41,2 \text{ mm}/10,5 \text{ mm} = 3,9$. Da erfahrungsgemäß $p_1 = 3 \cdot d_0 \dots 6 \cdot d_0$ betragen soll, kann die Verbindung wie vorgesehen ausgeführt werden. Auch der kleinste Randabstand senkrecht zur Kraftrichtung $e_2 = 1,2 \cdot d_0 = 1,2 \cdot 10,5 \text{ mm} \approx 13 \text{ mm}$ ist eingehalten (vgl. **Bild 7-24**).

Die Ermittlung der Nietlänge erfolgt nach Gl. (7.5): $l = \Sigma t + l_{ii}$.

Mit der Klemmlänge $\Sigma t = 12 \text{ mm} + 10,5 \text{ mm} = 22,5 \text{ mm}$ und dem Überstand der Halbrund-Schließköpfe bei Maschinennietung (angenommen) $l_{ii} \approx (4/3) \cdot d_1$, $l_{ii} \approx (4/3) \cdot 10 \text{ mm} \approx 13 \text{ mm}$ ergibt sich die Nennlänge $l = 22,5 \text{ mm} + 13 \text{ mm} \approx 36 \text{ mm}$.

Genauer erhält man nach **TB 7-4** für $d_1 = 10 \text{ mm}$, Form A, $\Sigma t_{\max} = 23 \text{ mm}$ die Schaftlänge $l = 38 \text{ mm}$. Damit lautet die Normbezeichnung der zu verwendenden Halbrundniete nach DIN 124:

Halbrundniet DIN 124–10 × 38–St.

Zuletzt soll noch die zulässige Klemmlänge kontrolliert werden. Nach 7.5.3-2 gilt $\Sigma t = 22,5 \text{ mm} = 2,25 \cdot d_1 < 4,5d_1$.

Ergebnis: Für den Nietanschluss sind 8 Niete mit $d_1 = 10 \text{ mm}$ Nenndurchmesser und $l = 38 \text{ mm}$ Länge erforderlich. Normbezeichnung: Halbrundniet DIN 124–10 × 38–St.

7.10 Literatur und Bildquellenverzeichnis

Aluminium-Zentrale, Düsseldorf (Hrsg.): Aluminium-Merkblätter: Konstruieren mit Aluminium-Profilen (K3); Zusammenbau von Aluminium mit anderen Werkstoffen (K4); Nieten von Aluminium (V5).

Aluminium-Zentrale, Düsseldorf (Hrsg.): Konstruktionstechnik. Düsseldorf: Aluminium-Verlag, 1980
(Der Aluminiumfachmann, Fachkunde Teil 3)

Budde, L.; Pilgrim, R.: Stanznieten und Durchsetzfügen. 3. Aufl. Landsberg/Lech: mi, 1999 (Die Bibliothek der Technik, Band 115)

DIN Deutsches Institut für Normung (Hrsg.): Mechanische Verbindungselemente 2: Normen über Bolzen, Stifte, Niete, Keile, Sicherungsringe. 10. Aufl. Berlin: Beuth, 2012 (DIN-Taschenbuch 43)

DVS/EFB (Hrsg.): Clinchen. Überblick. Düsseldorf: DVS, 2002 (Merkblatt 3420)

Erhard, G.; Strickle, E.: Maschinenelemente aus thermoplastischen Kunststoffen. Bd. 1: Grundlagen und Verbindungselemente. Düsseldorf: VDI, 1974

Grandt, J.: Blindniettechnik. 2. Aufl. Landsberg/Lech: mi, 2002 (Die Bibliothek der Technik; Band 97)

Huth, H.: Zum Einfluss der Nietnachgiebigkeit mehrreihiger Nietverbindungen auf die Lastübertragungs- und Lebensdauervorhersage. Fraunhofer-Institut für Betriebsfestigkeit (LBF), Darmstadt, Bericht Nr. FB-172 (1984)

Kammer, C.: Aluminium Taschenbuch. Bd. 1: Grundlagen und Werkstoffe. 16. Aufl. Düsseldorf: Aluminium-Verlag, 2002

Kammer, C. (Hrsg.): Aluminium Taschenbuch Bd. 3: Weiterverarbeitung und Anwendung. 16. Aufl. Düsseldorf: Aluminium-Verlag, 2003

Kennel, E.: Das Nieten im Stahl- und Leichtmetallbau. München: Hanser, 1951

Matthes, K.-J.; Riedel, F.: Fügetechnik. Leipzig: Fachbuchverlag, 2003

Merkblatt DVS/EFB 3410 Jan. 2005. Stanznieten-Überblick

Merkblatt DVS/EFB 3410-2 Sep. 2007. Stanznieten-Sonderverfahren

Merkblatt DVS/EFB 3420 Aug. 2002. Clinchen-Überblick

Merkblatt DVS/EFB 3420-2 März 2008. Clinchen-Sonderverfahren

Merkblatt DVS/EFB 3430 Juli 2006. Blindnieten

Merkblatt DVS/EFB 3435-1 Nov. 2008. Schließenbolzensysteme

Merkblatt DVS/EFB 3450-1 Mai 2007. Hybridfügen. Clinchkleben-Stanznietkleben. Überblick

Merkblatt DVS/EFB 3470 Okt. 2006. Mechanisches Fügen. Konstruktion und Auslegung. Grundlagen/Überblick

Norm LN 29730: Nietrechnungswerte bei statischer Beanspruchung für Universal-Nietverbindungen (Luft- und Raumfahrt)

Norm LN 29731: Nietrechnungswerte bei statischer Beanspruchung für Senknieterbindungen (Luft- und Raumfahrt)

Norm DIN 29734 und DIN 29735: Nietrechnungswerte bei statischer Beanspruchung für Blindniete (Luft- und Raumfahrt)

Petersen, Ch.: Stahlbau. 4. Aufl. Wiesbaden: Springer Vieweg, 2013

Studiengesellschaft für Stahlanwendung (Hrsg.): Eignung des Durchsetzfügens und des Stanznietens zum Fügen höherfester Stahlbleche. Düsseldorf, 2000 (Forschungsbericht P283)

- Schwarzmann, L.*: Maßnahmen zur Lebensdauererhöhung von Passnietverbindungen. In: Verbindungs-technik 13 (1981), Heft 10, S. 41–45
- Valtinat, G.*: Aluminium im konstruktiven Ingenieurbau. Berlin: Ernst & Sohn, 2002
- Valtinat, G.*: Untersuchungen zur Festlegung zulässiger Spannungen und Kräfte bei Niet-, Bolzen- und HV-Verbindungen aus Aluminiumlegierungen. In: Aluminium 47 (1971), Heft 12, Seite 735–740
- VDI Verein Deutscher Ingenieure (Hrsg.): Spektrum der Verbindungstechnik – Auswählen der besten Verbindungen mit neuen Konstruktionskatalogen. Düsseldorf: VDI, 1983 (VDI-Berichte 493)
- Volkersen, O.*: Die Nietkraftverteilung in zugbeanspruchten Nietverbindungen mit konstantem La-schenquerschnitt. In: Luftfahrtforschung 15 (1938), Heft 1/2

Firmeninformationen: Avdel Verbindungselemente GmbH, Langenhagen (www.avdel.de); Albert Berner Deutschland GmbH, Künzelsau (www.berner.de); Böllhoff Systemtechnik, Bielefeld (www.boellhoff.de); Gesipa Blindniettechnik GmbH, Mörfelden-Walldorf (www.gesipa.com); Gebr. Titgemeyer Befestigungstechnik, Osnabrück (www.titgemeyer.com); Kerb-Konus-Vertriebs-GmbH, Amberg (www.kerbkonus.de); Koenig Verbindungstechnik GmbH, Illerrieden (www.kvt-koe-nig.de); Tecfast Verbindungssysteme GmbH, Denkendorf (www.tecfast.de).

J. & A. Erbslöh, Wuppertal: **Bild 7-16b**

Fichtel & Sachs, Schweinfurt: **Bild 7-18a**

Schweizerische Aluminium AG, Zürich: **Bild 7-16a**

8 Schraubenverbindungen

Die Schraube ist das am häufigsten und vielseitigsten eingesetzte Maschinen- und Verbindungs-element. Sie wird gegenüber allen anderen in den weitaus verschiedenartigsten Formen hergestellt und genormt. **Bild 8-1a** zeigt als Beispiel einen Scherenheber, bei dem durch Drehen der Schrauben-Spindel eine Hubbewegung erzeugt wird, **Bild 8-1b** zeigt Schrauben als lösbare Verbindungselemente an einem Roboter.

8

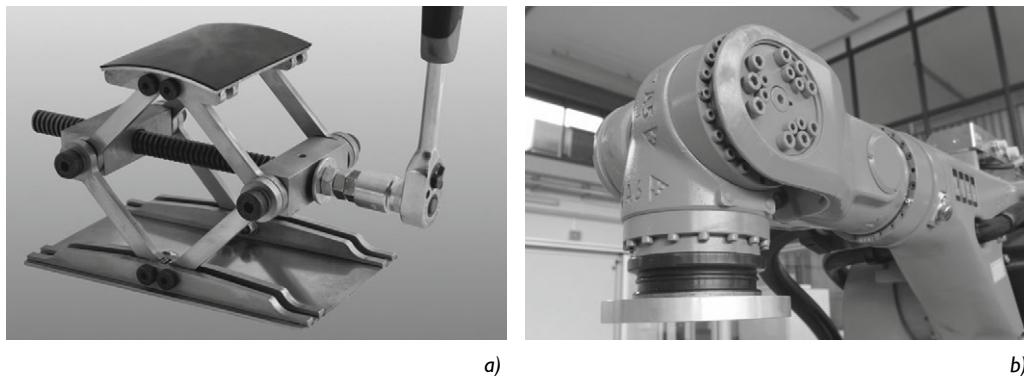


Bild 8-1 Anwendungsbeispiele für Schrauben

a) Schrauben-Spindel an einem Scherenheber zum Anheben von Lasten b) Schrauben an einem Roboter

8.1 Funktion und Wirkung

8.1.1 Aufgaben und Wirkprinzip

Die Schraubenverbindung beruht auf der Paarung von Schraube bzw. Gewindestift mit Außen Gewinde und Bauteil mit Innengewinde (meist Mutter), wobei zwischen beiden Formschluss im Gewinde erzielt wird.

Im Gewinde, das abgewickelt eine schiefe Ebene ergibt (s. **Bild 8-2**), erfolgt bei relativer Verdrehung von Schraube zur Mutter ein Gleiten der Gewindeflanken der Schraube auf den Gewindeflanken der Mutter und damit eine Längsbewegung.

Je nach Nutzung dieser Schraubfunktion unterscheidet man:

Befestigungsschrauben für die Herstellung von Spannverbindungen. Hier führt die Drehbewegung der Schraube zum Verspannen von (meist) zwei Bauteilen, d. h. kinetische Energie wird

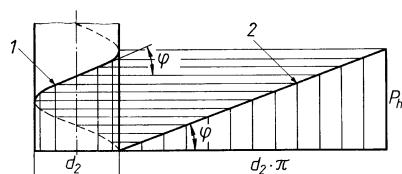


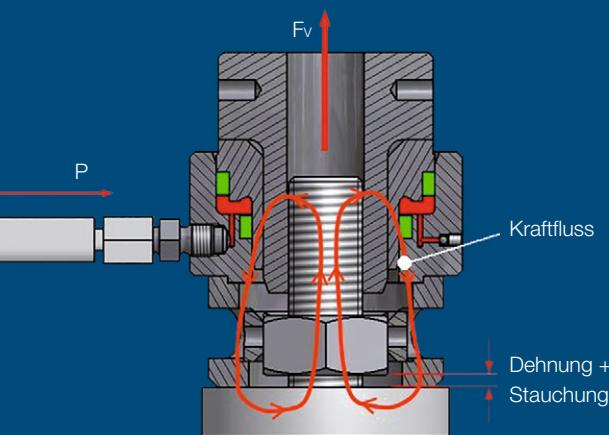
Bild 8-2
Entstehung der Schraubenlinie.
1 Schraubenlinie
2 abgewickelte Schraubenlinie



AS Tech Industrie- und
Spannhydraulik GmbH
Leopold-Hoesch-Straße 5-7
52511 Geilenkirchen
02451 482020
www.astech-hydraulik.com

Erzeugung der axialen Vor- spannkraft mit hydraulischen Schraubenspannvorrichtungen

- Hohe Genauigkeit
- Torsions- sowie reibungsfreie Kraftübertragung
- Gleichmäßige Krafteinleitung in mehrere Schrauben gleichzeitig
- Höhere Materialausnutzung
- Sicherheitserhöhung
- Hohe Zeitersparnis
- Ermüdfreies Arbeiten



www.gws-tech.de

- Montage-, Wartungs- und Instandhaltungsarbeiten
- Schulungen in der Hydraulik- und Verschraubungstechnik
- Prüfungen nach DGUV Vorschriften, Richtlinien und Informationen
- CSC Prüfungen von Containern

in potentielle Energie umgewandelt. Die potentielle Energie kann für Funktionen wie z. B. Kompensierung eines wesentlichen Teiles der Betriebskraft in Schraubenlängsrichtung, Reibschluss zwischen zwei Kupplungshälften, Sicherung der Verbindung gegen Losdrehen, Abdichtung von Trennfugen genutzt werden.

Bewegungsschrauben zum Umwandeln von Drehbewegungen in Längsbewegungen bzw. zum Erzeugen großer Kräfte, z. B. bei Spindeln von Drehmaschinen (Leitspindeln), Ventilen, Spindelpressen, Schraubenwinden, Schraubstöcken und Schraubzwingen oder zum Umwandeln von Längsbewegungen in Drehbewegungen (technisch selten genutzt). Das Wirkprinzip entspricht damit dem eines Schraubgetriebes.

Dichtungsschrauben zum Verschließen von Einfüll- und Auslauföffnungen, z. B. bei Getrieben, Lagern, Ölwanne und Armaturen; *Einstellschrauben* zum Ausrichten von Geräten und Instrumenten, zum Einstellen von Ventilsteuerungen u. a.; ferner *Messschrauben*, *Spannschrauben* (Spannschloss) u. a.

8

8.1.2 Gewinde

1. Gewindearten

Das Gewinde ist eine profilierte Einkerbung, die längs einer um einen Zylinder gewundenen Schraubenlinie verläuft (**Bild 8-2**).

Die Art des Gewindes wird durch die Profilform, z. B. Dreieck oder Trapez (**Bild 8-3**), die Steigung, die Gangzahl (ein- und mehrgängig) und den Windungssinn der Schraubenlinie (rechts- und linksgängig) bestimmt. Begriffe und Definitionen für zylindrische Gewinde sind in DIN 2244 festgelegt.

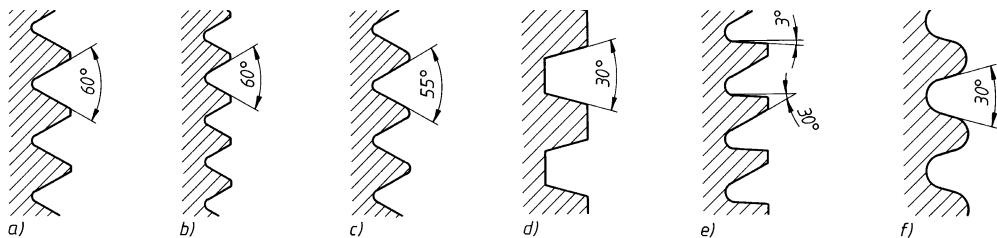


Bild 8-3 Grundformen der gebräuchlichsten Gewinde.

a) metrisches Gewinde, b) metrisches Feingewinde, c) Whitworth-Rohrgewinde, d) Trapezgewinde, e) Sägengewinde, f) Rundgewinde

Die gebräuchlichsten Gewindearten (DIN 202 Gewinde; Übersicht) sind:

1. *Metrisches ISO-Gewinde*: Grundprofil und Fertigungsprofil mit Flankenwinkel 60° (**Bild 8-3a** und **b**) sind in DIN 13 T19 festgelegt. Je nach Größe der Steigung unterscheidet man Regel- und Feingewinde.

Regelgewinde, DIN 13 T1: Durchmesserbereich 1 ... 68 mm mit (grober) Steigung 0,25 ... 6 mm. Vorzugsweise angewendet bei Befestigungsschrauben und Muttern aller Art. Abmessungen s. **TB 8-1**.

Feingewinde, DIN 13 T2 bis 11: Durchmesserbereich 1 ... 1000 mm, geordnet nach Steigungen 0,2 ... 8 mm. Allgemein genügt eine Auswahl nach DIN 13 T12, mit Durchmesserbereich 8 ... 300 mm und zugeordneten Steigungen 1 ... 6 mm. Die hiervon vorzugsweise verwendeten Gewinde mit Hauptabmessungen enthält **TB 8-2**. Anwendung bei einigen Schrauben und Muttern, besonders bei größeren Abmessungen und hohen Beanspruchungen, bei dünnwandigen Teilen, Gewindezapfen von Wellenenden, bei Mess-, Einstell- und Dichtungsschrauben.

2. *Rohrgewinde* für nicht im Gewinde dichtende Verbindungen, DIN EN ISO 228: Zylindrisches Innen- und Außengewinde zur mechanischen Verbindung der Teile von Fittings, Häh-

nen usw. Gewindebezeichnung entspricht der Nennweite (Innendurchmesser) der Rohre in Zoll: G1/16 ... G6 (Nennweite 3...150 mm), Flankenwinkel 55° (**Bild 8-3c**). Wenn solche Verbindungen druckdicht sein müssen, so kann das erreicht werden durch das Gegeneinanderpressen zweier Dichtflächen außerhalb der Gewinde und, wenn notwendig, durch das Zwischenlegen geeigneter Dichtungen. Whitworth-Rohrgewinde mit zylindrischem Innen- und Außengewinde nach DIN 259 T1 sollen nicht für Neukonstruktionen verwendet werden und sind durch DIN EN ISO 228, mit geändertem Kurzzeichen, zu ersetzen.

Für druckdichte Verbindungen bei Rohren, Fittings, Armaturen, Gewindeflanschen usw. wird nach DIN EN 10226 (R1/16...R6) und DIN 3858 (R1/8...R1½) die Paarung eines kegeligen Außengewindes (Kegel 1:16) mit einem zylindrischen Innengewinde verwendet. Dabei ist ein Dichtmittel im Gewinde (Hanf oder PTFE-Band) zu benutzen.

3. *Metrisches ISO-Trapezgewinde*, DIN 103: Durchmesserbereich 8...300 mm, wobei jedem Durchmesser bis 20 mm zwei, über 20 mm drei verschiedene Steigungen zugeordnet sind. Gewinde kann ein- oder mehrgängig sein. Flankenwinkel 30° (**Bild 8-3d**). Bevorzugtes Bewegungsgewinde z. B. für Leitspindeln von Drehmaschinen, Spindeln von Pressen, Ventilen, Schraubstöcken u. dgl. Abmessungen der Vorzugsreihe, s. **TB 8-3**.

Flache metrische Trapezgewinde, DIN 380, sind höher belastbar und werden z. B. im Großschieberbau und bei Schraubzwingen verwendet. Trapezgewinde mit Spiel für Bremsspindeln, DIN 263, und gerundete Trapezgewinde für Federspannschrauben, DIN 30 295, finden bei Schienenfahrzeugen Anwendung.

4. *Metrisches Sägengewinde*, DIN 513: Durchmesserbereich 10...640 mm bei Steigungen 2...44 mm. Teilflankenwinkel der tragenden Flanke 3° und der Spielflanke 30° (**Bild 8-3e**). Gegenüber dem Trapezgewinde höhere Tragfähigkeit durch größeren Radius am Gewindegrund und größere Flankenüberdeckung, geringeres Reibungsmoment und kleinere radiale „Sprengwirkung“ im Muttergewinde durch kleineren Teilflankenwinkel von nur 3°, kein Sperren beim Verkanten, da Durchmesser- statt Flankenzentrierung. Axialspiel $a = 0,1 \cdot \sqrt{P}$ (P = Steigung). Anwendung als ein- oder mehrgängiges Bewegungsgewinde bei hohen einseitigen Belastungen, z. B. bei Hub- und Druckspindeln.

Sägengewinde 45°, DIN 2781, im Durchmesserbereich 100...1250 mm für größte Kräfte bei hydraulischen Pressen. Durch Teilflankenwinkel der tragenden Flanke von 0° wird jegliche radiale „Sprengwirkung“ in den meist zweiteiligen Muttern vermieden.

5. *Rundgewinde*, DIN 405: Durchmesserbereich 8...200 mm bei $1/10'' \dots 1/4''$ Steigung, Flankenwinkel 30° (**Bild 8-3f**).

Fast keine Kerbwirkung aber nur geringe Flankenüberdeckung ($= 0,0835 \times \text{Steigung!}$). Reichlich vorhandenes Fuß- und Kopfspiel lassen starke Verschmutzung zu. Anwendung als Bewegungsgewinde bei rauhem Betrieb, z. B. Kupplungsspindeln von Eisenbahnwagen.

Rundgewinde, DIN 15 403, als Befestigungsgewinde mit größerer Flankenüberdeckung und einem Traganteil der Flankenflächen von mindestens 50% zur dauerfesten Verbindung von Lsthaken und Lsthakenmuttern.

6. Sonstige Gewindearten: *Stahlpanzerrohr-Gewinde*, DIN 40 430, Flankenwinkel 80°, Anwendung in der Elektrotechnik (Rohrverschraubungen). *Elektrogewinde* (früher Edison-Gewinde), DIN 40 400, Anwendung in der Elektrotechnik, z. B. für Lampenfassungen und Sicherungen. Ferner *Spezialgewinde*, z. B. für Blechschrauben, Porzellankappen und Gasflaschen.

2. Gewindebezeichnungen

Die abgekürzten Gewindebezeichnungen (Kurzbezeichnungen) sind in den betreffenden Normblättern angegeben und in DIN 202 zusammengefasst. Die Kurzbezeichnung setzt sich normalerweise zusammen aus dem Kennbuchstaben für die Gewindeart und der Maßangabe für den Nenndurchmesser. Zusatzangaben für Steigung oder Gangzahl, Toleranz, Mehrgängigkeit, Kegeligkeit und Linksgängigkeit sind gegebenenfalls anzufügen.

Beispiele:

Metrisches ISO-Regelgewinde mit 16 mm Nenn-(gleich Außen-)durchmesser: M16.

Metrisches ISO-Feingewinde mit 20 mm Nenndurchmesser und 2 mm Steigung: M20 × 2.

Metrisches ISO-Trapezgewinde mit 36 mm Nenndurchmesser und 6 mm Steigung: Tr36 × 6;

das gleiche Gewinde, zweigängig: Tr36×12P6, worin 12 die Steigung eines Gewindeganges und 6 die Teilung (gleich Abstand der Gewindegänge, gleich Steigung bei eingängigem Gewinde) in mm bedeuten; die Gangzahl ist durch den Quotienten $12/6 = 2$ gegeben.

Besondere Anforderungen oder Ausführungen werden durch Ergänzungen zum Kennzeichen angegeben, z. B. für gas- und dampfdichtes Gewinde: M20 dicht, für linksgängiges Gewinde: M30-LH (LH = Left-Hand als internationale Kurzbezeichnung für Linksgewinde).

3. Geometrische Beziehungen

Bei der Abwicklung der Schraubenlinie (**Bild 8-2**) ergibt sich der *Steigungswinkel* φ , bezogen auf den Flankendurchmesser d_2 aus:

$$\tan \varphi = \frac{P_h}{d_2 \cdot \pi} \quad (8.1)$$

P_h Gewindesteigung (gleich Axialverschiebung bei einer Umdrehung)

d_2 Flankendurchmesser aus Gewindetabellen, z. B aus **TB 8-1** bis **TB 8-3**

Bei mehrgängigem Gewinde wird die Steigung $P_h = n \cdot P$, wobei n die Gangzahl und P die Teilung des Gewindes bedeuten.

8.1.3 Schrauben- und Mutternarten

1. Schraubenarten

Die Schrauben unterscheiden sich im wesentlichen durch die Form des Kopfes, welche durch die Art des Kraftangriffs der Schraubwerkzeuge bedingt ist. Als günstige Antriebsformen haben sich bei Außenangriff Sechskant, Sechsrand, Vierkant und Zwölfsahn und bei Innenangriff Innensechskant, Innensechsrand, Innenzwölfsahn, Kreuzschlitz (bis M10) und Schlitz (bis M5) erwiesen.

Schrauben mit ausreichend belastbarem Innenangriff (z. B. Innensechskant) erreichen die kleinsten Kopfdurchmesser und ermöglichen bei ausreichender Festigkeit der zu verspannenden Bauteile die leichteste Bauweise.

Manche Schrauben sind für Sonder- und Zusatzfunktionen ausgelegt. Dazu zählen z. B. gewindefurchende oder gewindebohrende Schrauben oder Schrauben mit Vierkantansatz oder Nase, die ein Mitdrehen beim Anziehen verhindern.

Eine ausführliche Aufzählung aller marktgängiger Schrauben ist hier nicht möglich. **TB 8-5** erlaubt einen Überblick über die wesentlichen genormten Schraubenarten. Die zu den Bildern gesetzten Nummern sind die DIN- bzw. ISO-Hauptnummern der betreffenden DIN- bzw. DIN-EN-Normen. Nachfolgend sollen einige gebräuchliche Schraubenarten mit entsprechenden Hinweisen auf Werkstoffe, Ausführungen und Verwendung etwas genauer beschrieben werden (Stahlbauschrauben s. 8.4.2).

1. *Sechskantschrauben* nach DIN EN ISO 4014 und 4017 (Gewinde annähernd bis Kopf), beide mit Regelgewinde, sowie entsprechend nach DIN EN ISO 8765 und 8676, jedoch mit Feingewinde, Produktklassen A und B, normal mit Telleransatz, Festigkeitsklassen 5.6, 8.8, 10.9, sind die im allgemeinen Maschinenbau meist verwendeten Schrauben. Schrauben nach DIN EN ISO 4016 und 4018 (Gewinde annähernd bis Kopf), beide mit Regelgewinde, Produktklasse C, Festigkeitsklasse 3.6, 4.6 und 4.8 werden im Blech- und Stahlbau bei geringen Anforderungen verwendet. Sechskant-Passschrauben nach DIN 609 mit langen

Kostenloser Download

Berechnungssoftware für Maschinenelemente

www.mdesign.de/rolloff-matek

- Auslegung
- Nachrechnung
- Dokumentation



MDESIGN

Tel.: +49 234 30703-60 • www.mdesign.de

Gewindezapfen, Produktklassen A und B und Festigkeitsklasse 8.8, mit Schaft mit Toleranzklasse k6 (für Bohrung H7) dienen zur Lagesicherung von Bauteilen und Aufnahme von Querkräften. Die Hauptabmessungen der Schrauben nach DIN EN ISO 4014 und 4017 enthält **TB 8-8**.

2. **Zylinderschrauben** mit Innensechskant nach DIN EN ISO 4762 mit hohem Kopf, Festigkeitsklasse 8.8, 10.9 und 12.9, nach DIN 6912 und 7984 mit niedrigem Kopf mit bzw. ohne Schlüsselführung, Festigkeitsklasse 8.8, mit Innensechs rund (Torx schrauben) nach DIN EN ISO 14579, Festigkeitsklasse 8.8 bis 12.9, mit Innenvielzahl nach DIN 34821, Festigkeitsklasse 8.8 und 10.9, alle Produktklasse A, werden verwendet für hochbeanspruchte Verbindungen bei geringem Raumbedarf. Bei versenktem Kopf ergeben sie ein gefälliges Aussehen, ggf. können Schutzkappen gegen Verschmutzung und Korrosion vorgesehen werden (Hauptabmessungen s. **TB 8-9**).
3. **Sechskantschrauben** nach DIN EN 1662 und 1665 sowie **Sechsrundschrauben** (Torx) nach DIN 34800 und 34801, alle mit Flansch, Produktklasse A, Festigkeitsklasse 8.8 und 10.9, werden verwendet, wenn die Grenzflächenpressung nach **TB 8-10** durch normale Schraubenköpfe überschritten wird.
4. **Zylinderschrauben** nach DIN EN 1207 und 7048, **Flachkopfschrauben** nach DIN EN ISO 1580, **Linsenkopfschrauben** nach DIN EN ISO 7045, **Senk- und Linsensenzschrauben** nach DIN EN ISO 2009, 7046, 2010 und 7047 mit Schlitz oder mit Kreuzschlitz, alle mit Regelgewinde, Produktklasse A und Festigkeitsklassen 4.8 und A2-70, z. T. 5.8, 8.8 und Cu-Leg., werden vielseitig im Maschinen-, Fahrzeug-, Apparatebau u. dgl. verwendet.
5. **Stiftschrauben** nach DIN 835 und DIN 938 bis 940, Produktklasse A, Festigkeitsklassen 5.6, 8.8 und 10.9, werden verwendet, wenn häufigeres Lösen der Verbindung erforderlich ist bei größtmöglicher Schonung von kaum ersetzbaren Innengewinden in Bauteilen, z. B. bei Gehäuseteilen von Getrieben, Turbinen, Motoren und Lagern. Kräftiges Verspannen des Einschraubendes verhindert ein Mitdrehen beim Anziehen und Lösen der Mutter. Die Länge des Einschraubendes l_e richtet sich nach dem Werkstoff, in den es eingeschraubt wird: $l_e \approx d$ bei Stahl und Stahlguss (Schrauben DIN 938), $l_e \approx 1,25 \cdot d$ bei Gusseisen und Cu-Leg. (Schrauben DIN 939), $l_e \approx 2 \cdot d$ bei Al-Leg. (Schrauben DIN 835), $l_e \approx 2,5 \cdot d$ bei Leichtmetallen (Schrauben DIN 940).
6. **Gewindestifte** mit Schlitz nach DIN EN 27434 bis 27436 sowie DIN EN ISO 2342 und 4766 (Produktklasse A, Festigkeitsklassen 14H und 22H), mit Innensechskant nach DIN EN ISO 4026 bis 4029 bzw. mit Innensechs rund nach DIN 34827 (alle A, 45H) werden mit verschiedenen Enden ausgeführt (Spitze, Zapfen, Ringschneide, Kegelstumpf) und dienen hauptsächlich zur Lagesicherung von Bauteilen, z. B. von Radkränzen, Bandagen, Lagerbuchsen u. dgl.

2. Mutternarten

Durch die Verwendung von Muttern können Durchsteckverschraubungen ausgeführt werden. Bedingt durch ihre Form ist bei Muttern nur ein Antrieb von außen möglich (z. B. Sechskant und Vierkant). Ein Versagen der Schraubenverbindung kann durch Bruch der Schraube oder durch Abstreifen des Gewindes der Mutter und/oder der Schraube auftreten. Das Abstreifen des Gewindes tritt allmählich ein, ist daher im Vergleich zum Bruch der Schraube schwierig festzustellen und führt zu der Gefahr, dass teilweise unbrauchbar gewordene Teile in den Verbindungen verbleiben. Schraubenverbindungen werden deshalb so ausgelegt, dass ein Versagen nur durch Bruch der Schraube auftritt. Die kritische Mutterhöhe genormter, voll belastbarer Muttern ist $m \geq 0,9d$ (vgl. Einschraublängen nach **TB 8-15**). Eine festigkeitsmäßig sichere Zuordnung von Schraube und Mutter ist gegeben, wenn die Festigkeitsklasse der Mutter der ersten Zahl der Festigkeitsklasse der Schraube entspricht (z. B. Mutter 10, Schraube 10.9). Eine Auswahl der wichtigsten genormten Muttern zeigt **TB 8-6**. Einige gebräuchliche Mutterarten werden nachfolgend noch etwas genauer beschrieben.

1. Voll belastbare *Sechskantmuttern* Typ 1, DIN EN ISO 4032 (Produktklassen A und B, Festigkeitsklassen 6, 8 und 10) und DIN EN ISO 4034 (C, 4 und 5), sowie niedrige Sechskantmuttern DIN EN ISO 4035 (A und B, 04 und 05) werden zusammen mit Sechskantschrauben (Durchsteckschrauben) am häufigsten verwendet.
2. Hohe und niedrige *Vierkantmuttern*, DIN 557 und 562, werden vorwiegend mit Flachrund- oder Sechskantschrauben mit Vierkantansatz (Schlossschrauben) zum Verschrauben von Holzteilen benutzt.
3. *Hutmuttern*, DIN 917 und 1587 (hohe Form), schließen die Verschraubung nach außen dicht ab, verhindern Beschädigungen des Gewindes und schützen vor Verletzungen.
4. Für häufig zu lösende Verbindungen, z. B. im Vorrichtungsbau, kommen *Flügelmuttern*, DIN 315, und *Rändelmuttern*, DIN 466 und 467, in Frage.
5. *Nut- und Kreuzlochmuttern*, DIN 1804 und 1816, mit Feingewinde dienen vielfach zum Befestigen von Wälzlagern auf Wellen.
6. *Ringmuttern*, DIN 582, werden wie Ringschrauben als Transportösen verwendet.
7. Für Sonderzwecke, z. B. als versenkte Muttern, können *Schlitz- und Zweilochmuttern*, DIN 546 und 547, benutzt werden.

3. Sonderformen von Schrauben, Muttern und Gewindeteilen

Neben den genormten „normalen“ Schrauben und Muttern seien noch einige in der Praxis häufig verwendete Sonderformen beschrieben.

1. *Dehnschrauben* aus hochfestem Stahl in verschiedenen Ausführungen werden insbesondere bei hohen dynamischen Belastungen verwendet (**Bild 8-7**, Zeile 5 und 6).
2. Sicherungsschrauben und -muttern mit Verriegelungszähnen oder -rippen an der Auflagefläche (**Bild 8-4a** und **b**) bzw. mit Keilsicherungsscheibenpaar (Nord-Lock). Sie können das innere Losdrehmoment blockieren und so zuverlässig gegen selbsttätiges Losdrehen sichern.

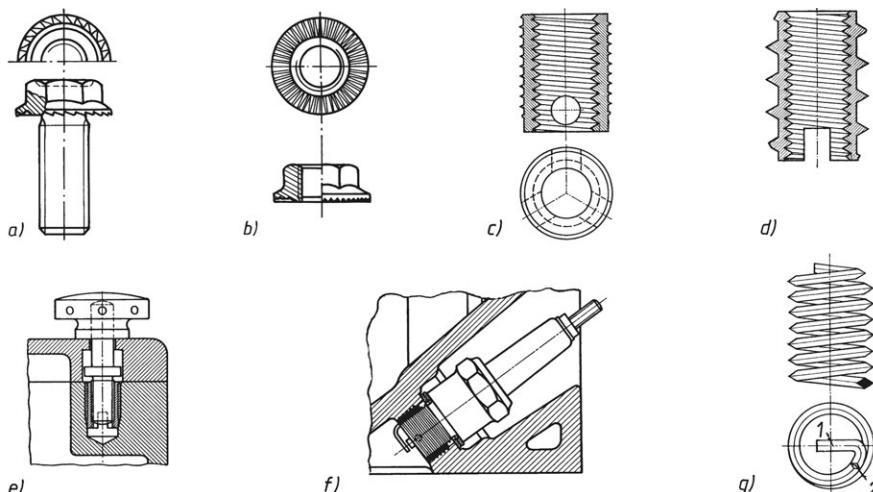


Bild 8-4 Sonderformen. a) Sperrzahnschraube, b) Sperrzahnmutter, c) und d) Ensat-Einsatzbüchsen für metallische Werkstoffe und für Holz, e) und f) Einbau von Einsatzbüchsen in einer Vorrichtung und zur Aufnahme einer Zündkerze, g) Heli-Coil-Gewindeeinsatz (1 Mitnehmerzapfen zum Eindrehen, 2 Bruchkerbe)

3. *Ensat-Einsatzbüchsen* (**Bild 8-4c** und **d**) sind Büchsen aus Stahl oder Messing mit Innen- und Außengewinde, die dauerhafte Verschraubungen mit Werkstücken aus Leichtmetall, Plasten

oder Holz ermöglichen. Sie schneiden sich mit den scharfen Kanten der Schlitze (oder Querbohrungen) selbst ihr Gewinde in die vorgebohrten Löcher. Sie werden auch für Reparaturen (ausgerissene Gewindelöcher) und häufig zu lösende Schrauben verwendet. **Bild 8-4e** und **f** zeigen Einbaubeispiele. Für Holz auch Einschraubmuttern nach DIN 7965.

- Ähnlich wie die Einsatzbüchse wird die Gewindespule *Heli Coil* angewendet. Die wie eine Schraubenfeder aus Stahl- oder Bronzedraht mit Rhombusquerschnitt gewundene Spule wird in ein mit Spezial-Gewindebohrern gefertigtes Gewinde eingedreht. Innen ergibt sich dann ein normales Gewinde (**Bild 8-4g**). Als Vorteile sind zu nennen: Abriebfestes Gewinde mit reduzierter Reibung, erhöhte Belastbarkeit sowie Beständigkeit gegen korrosive und thermische Einflüsse, geringes Bauvolumen; ermöglicht Reparatur defekter Gewinde noch dort, wo die umgebende Wand für Ensatbüchsen zu dünn ist.

4. Bezeichnung genormter Schrauben und Muttern

8

Für den Aufbau der Bezeichnung genormter Schrauben und Muttern gilt das Schema nach **Bild 8-5**. Es ist noch nicht bei allen bestehenden Normen eingehalten, wird sich aber auf längere Sicht auch bei bereits vorhandenen Bezeichnungen durchsetzen.

Neben dem Bezeichnungssystem für Schrauben und Muttern sind in DIN 962 auch zusätzliche Formen für Schrauben, speziell für Schraubenenden aufgeführt. Die Norm ergänzt damit die bestehenden Produktnormen.

Bezeichnungsbeispiel einer Sechskantschraube nach DIN EN ISO 4014 mit Gewinde M12, Nennlänge 50 mm, aus Stahl mit Festigkeitsklasse 8.8:

Sechskantschraube ISO 4014-M12×50-8.8

Bezeichnungsbeispiel mit zusätzlichen Bestellangaben nach DIN 962:

Sechskantschraube ISO 4014-B M12×50-CHSk-8.8-B

Es bedeuten: B Schaftdurchmesser ≈ Flankendurchmesser, CH mit Kegelkuppe, Sk mit Drahtloch im Kopf, B Produktklasse

Bezeichnungsbeispiel einer Sechskantmutter nach DIN EN ISO 4032, Typ 1, mit Gewinde M12, Festigkeitsklasse 8:

Sechskantmutter ISO 4032-M12-8

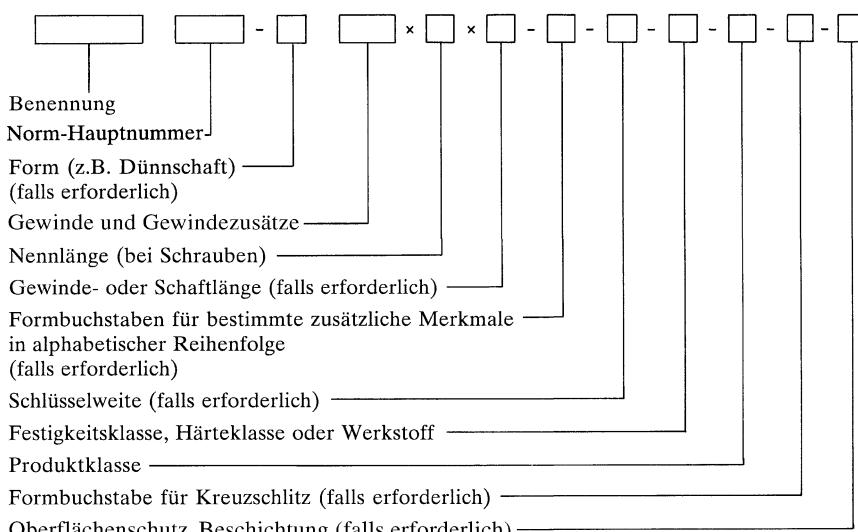


Bild 8-5 Schema der Bezeichnung genormter Schrauben und Muttern nach DIN 962

8.1.4 Scheiben und Schraubensicherungen

Diese mitverspannten Elemente sind als „Zubehörteile für Schraubenverbindungen“ überwiegend genormt. Eine Zusammenstellung und bildliche Darstellung der nachfolgend beschriebenen Elemente findet sich in **TB 8-7**.

1. Scheiben

Zwischen den Schraubenkopf bzw. die Mutter und die Auflagefläche werden Scheiben gelegt, wenn der Werkstoff der verschraubten Teile sehr weich oder deren Oberfläche rau und unbearbeitet ist oder auch, wenn diese z. B. poliert oder vernickelt ist und nicht beschädigt werden soll. Für Sechskantschrauben und -muttern der Produktklassen A und B und einsatzgehärtete gewindefurchende Schrauben verwendet man flache Scheiben nach DIN EN ISO 7089 oder 7090 (mit Fase) bis Festigkeitsklasse 8.8 mit Härteklaasse 200 HV und bis 10.9 mit Härteklaasse 300 HV. Vorzugsweise für Sechskantschrauben und -muttern der Produktklasse C mit Festigkeitsklassen ≤ 6.8 reichen Scheiben nach DIN EN ISO 7091 (Härteklaasse 100 HV, Produktklasse C) aus. Für Holzverbindungen werden *Vierkant-* oder *runde Scheiben* mit großem Außendurchmesser, DIN 436 und 440, benutzt. Zum Ausgleich der Schräglächen bei Flanschen von U- bzw. I-Trägern dienen *Vierkantscheiben*, DIN 434 bzw. 435.

Die Scheiben für U-Stähle sind durch zwei Rillen, die Scheiben für I-Träger durch eine Rille in der Auflagefläche für den Schraubenkopf bzw. die Mutter gekennzeichnet. Bei Sechskantschrauben für Stahlkonstruktionen (DIN 7968 und 7990) werden *dicke Scheiben* nach DIN 7989 verwendet (s. unter 8.4.2). Für Schraubenverbindungen mit Spannhülse (**Bild 9-28** unter Kapitel „*Bolzen- und Stiftverbindungen*“) sind Scheiben mit großem Außendurchmesser nach DIN 7349 vorgesehen.

Bezeichnungsbeispiel einer flachen Scheibe nach DIN EN ISO 7089 für Sechskantschrauben M16, Nenngröße 16 (Gewinde-Nenndurchmesser) und Härteklaasse 300 HV:
Scheibe ISO 7089 – 16 – 300 HV (s. auch **Bild 8-5**).

2. Schraubensicherungen

Schraubensicherungen sollen die Funktion einer Schraubenverbindung unter beliebig lange wirkender Beanspruchung erhalten. Von der Art der Ausführung und Belastung der Verbindung hängt es ab, ob eine besondere Sicherung notwendig und welche zweckmäßig ist. Aus der Vielzahl gebräuchlicher Sicherungselemente werden die wichtigsten genannt und entsprechend ihrem Wirkprinzip in Gruppen zusammengefasst.

Mitverspannte federnde Sicherungselemente wirken durch ihre axiale Federung. Hierzu zählen Tellerfedern, Spannscheiben nach DIN 6796 und 6908, Kombischrauben mit Spannscheiben nach DIN 6900 sowie Kombimuttern. Federringe, Feder-, Fächer- und Zahnscheiben sind dagegen unwirksam, da sie schon bei Schrauben mittlerer Festigkeit durch die Vorspannkraft völlig flach gedrückt werden (Normen wurden zurückgezogen).

Formschlüssige Sicherungselemente sind solche, die durch ihre Form bzw. Verformung den Schraubenkopf oder die Mutter festlegen. Man unterscheidet *nicht mitverspannte* Sicherungen wie Kronenmuttern mit Splint oder Stift nach DIN 935 und 979 (**TB 8-6**) oder Drahtsicherungen und *mitverspannte* Sicherungen wie Sicherungsbleche. Bei hochfesten Schrauben sind diese unwirksam. Sicherungsbleche sind nur noch bei Nutmuttern genormt (DIN 462, 5406 und 70952).

Klemmende Sicherungselemente üben beim Verschrauben eine zusätzliche axiale oder radiale Anpresskraft auf die Gewindeflanken aus und bewirken dadurch einen erhöhten Reibungsschluss (Klemmmoment). Hierzu zählen z. B. selbstsichernde Ganzmetallmuttern nach DIN EN ISO 7042, 7719 und DIN EN 1664 mit an 3 Punkten nach innen verformtem Kragen, Sechskantmuttern mit Klemmteil mit nichtmetallischem Einsatz nach DIN EN ISO 7040, 10511, DIN EN 1663 und DIN 986 für Temperaturen bis 120 °C (**TB 8-6**), Schrauben mit klemmender Beschichtung nach DIN 267 T28 und gewindefurchende Schrauben (DIN 7500).

Sperrende Sicherungselemente verhindern das Losdrehen durch eine Verzahnung. Bei der Sperrzahnschraube z. B. verhindert ein glatter, innen liegender Telleransatz stärkeres Setzen, während sich die am federnden Außenrand angeordneten radialen Verriegelungszähne in den Gegenwerkstoff eingraben und so gegen ein selbsttägiges Losdrehen der Schraube sperren (**Bild 8-4a**). Für weiche und empfindliche Oberflächen, bei dünnen Blechen oder gehärtetem Gegenwerkstoff finden gleichartige Federkopfschrauben mit abgerundeten Rippen oder flachen Verriegelungszähnen Verwendung (z. B. Verbus-Ripp- oder Durlok-Schrauben). Bei Keilsicherungsscheibenpaaren von Nord-Lock bewirken Radialrippen einen Formschluss mit Mutter und Bauteil, während Keilflächen zwischen den Scheiben die Vorspannung fast konstant halten. Die Keilsicherungsfederscheiben von Nord-Lock haben zusätzlich eine federnde Wirkung.

Stoffschlüssige Sicherungselemente lassen sich durch Verkleben der Gewinde herstellen. Der Klebstoff wird entweder bei der Montage flüssig aufgetragen oder in Mikrokapseln eingeschlossen bereits beim Schraubenhersteller aufgebracht (DIN 267 T27). Die Kapseln bersten während des Einschraubvorganges und geben den Kleber frei. Zu beachten ist, dass die volle Sicherungswirkung erst nach ca. 24 Stunden erreicht wird und bei Betriebstemperaturen über 100 °C verloren geht.

Im Großmaschinen- und Stahlbau werden Schraubenverbindungen auch durch Verformung des Gewindeüberstandes (Meißelhieb) oder durch Schweißpunkte gesichert.

Weitere Hinweise zu Sicherungselementen siehe unter 8.3.10-3 und **TB 8-16**.

8.1.5 Herstellung, Werkstoffe und Festigkeiten der Schrauben und Muttern

1. Herstellung

Für die Herstellung kommen in Frage die spanende Formung und die Kalt- oder Warmumformung. Bei Schrauben ergeben kalt geformte, gerollte Gewinde gegenüber geschnittenen wesentliche Vorteile: höhere Dauerhaltbarkeit, glattere Oberfläche, wirtschaftlichere Fertigung.

Um die Austauschbarkeit von Schrauben und Muttern zu gewährleisten, sind nach DIN 13 T14 und T15 (abgestimmt mit ISO 965/1), Toleranzen für die Abmessungen der Bolzen- und Muttergewinde festgelegt. Vorgesehen sind drei Toleranzklassen: „fein“ für Präzisionsgewinde, „mittel“ für allgemeine Verwendung und „grob“ für Gewinde ohne besondere Anforderungen. Diesen Toleranzklassen sind in Abhängigkeit von Einschraubgruppen bestimmte Toleranzqualitäten und -lagen zugeordnet, wobei auch etwaige galvanische Schutzschichten berücksichtigt sind. Näheres s. Normblätter.

Für Gewinde handelsüblicher Schrauben und Muttern sind Toleranzangaben normalerweise nicht erforderlich.

2. Werkstoffe und Festigkeiten

Die Mindestanforderungen an Güte, die Prüfung und Abnahme der Schrauben und Muttern sind in den technischen Lieferbedingungen nach DIN 267 T1 bis T28 festgelegt und beziehen sich auf die fertigen Teile ohne Rücksicht auf Herstellungsverfahren und Aussehen.

Für die Güte der Schrauben und Muttern sind maßgebend:

1. die *Ausführung*, gekennzeichnet durch die Produktklassen A (bisher mittel), B (bisher mittel-grob) und C (bisher grob), wodurch maximale Rautiefen der Oberflächen (Auflage-, Gewinde-, Schlüsselflächen usw.), zulässige Toleranzen (Längenmaße, Kopfhöhen, Schlüsselweiten usw.) sowie Mittigkeit und Winkligkeit festgelegt sind.
2. die *Festigkeitsklasse* für Schrauben und Muttern aus Stahl bis 39 mm Gewindedurchmesser, bei Schrauben gekennzeichnet durch zwei mit einem Punkt getrennte Zahlen. Die erste Zahl (Festigkeitskennzahl) gibt 1/100 der Mindest-Zugfestigkeit R_m in N/mm², die zweite das 10-fache des Streckgrenzenverhältnisses R_{eL}/R_m bzw. $R_{p0,2}/R_m$ an. Für die Festigkeitsklasse, z. B. 5.6, bedeutet die 5: $R_m/100 = 500/100 = 5$, die 6: $10 \cdot R_{eL}/R_m = 10 \cdot 300/500 = 6$. Das

Nord-Lock

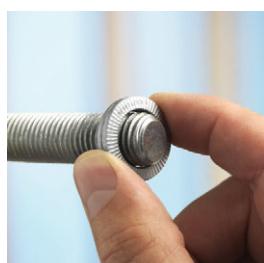
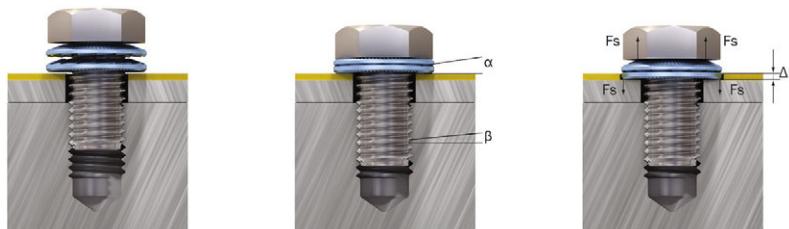
Schraubensicherung ohne Kompromisse

Die Nord-Lock Keilsicherungstechnologie ist seit Jahrzehnten das bewährte Prinzip zur Sicherung von Schraubenverbindungen. Die original **Nord-Lock Keilsicherungsscheiben** sind nach DIN 25 201 ein rein mechanisches Befestigungselement, das Schraubenverbindungen durch Klemmkraft anstatt durch Reibung sichert. Die **Nord-Lock Keilsicherungsfederscheibe®** kombiniert erstmalig das Keilsicherungsprinzip mit einer Federwirkung.



Das Funktionsprinzip

Die Keilsicherungsscheiben haben auf der Innenseite Keilflächen und auf der Außenseite Radialrippen. Der Winkel „ α “ der Keilflächen ist größer als die Gewindesteigung „ β “. Wenn die Schraube/Mutter angezogen wird, prägen sich die Radialrippen formschlüssig in die Gegenauflage ein. Das Scheibenpaar sitzt fest an seinem Platz und Bewegungen sind nur noch zwischen den aufeinanderliegenden Keilflächen möglich. Schon bei geringster Drehung in Löserichtung erfolgt aufgrund der Keilwirkung eine Erhöhung der Klemmkraft – die Schraube sichert sich somit selbst. Direkt nach dem Anziehen setzt sich die Schraubenverbindung. Diese Setzerscheinungen werden durch die Federwirkung der **Nord-Lock Keilsicherungsfederscheiben®** ausgeglichen. Der Federeffekt (F_s) wirkt den Setzerscheinungen (L) der Schraubenverbindung entgegen und dadurch wird ein Verlust der Klemmkraft in der Schraubenverbindung verhindert. Die Nord-Lock Keilsicherungsfederscheiben bieten somit eine effektive Sicherung gegen Lösen bei Vibrationen und dynamischen Belastungen und gegen Lockern aufgrund von Setzerscheinungen und Relaxation.



Die Vorteile

- Maximale Sicherheit für Schraubenverbindungen
- Sicherung durch Klemmkraft anstatt durch Reibung
- Erhalt der Klemmkraft bei Vibrationen, dynamischen Belastungen, Setzerscheinungen und Relaxation
- Sicherungsfunktion auch bei Schmierung
- Schnelle und einfache Montage/Demontage
- Sicherungsfunktion bei hohen und niedrigen Vorspannkräften gewährleistet
- Gleicher Temperatureinsatz wie Schraube/Mutter

Nord-Lock GmbH
Tel +49 7363 9660 0
info@nord-lock.de
www.nord-lock.de

NORD-LOCK®
Bolt securing systems

zehnfache Produkt beider Zahlen ergibt die Mindest-Streckgrenze R_{eL} in N/mm², also $10 \cdot 5 \cdot 6 = 300 \text{ N/mm}^2 = R_{eL}$.

Muttern werden nach ihrer *Belastbarkeit* in 3 Gruppen eingeteilt:

- a) Muttern für Schraubenverbindungen mit *voller Belastbarkeit* (z. B. DIN EN ISO 4032, DIN 935). Das sind Muttern mit Nennhöhen $m \geq 0,85d$ und Schlüsselweiten bzw. Außen-durchmesser $\geq 1,45d$. Sie werden mit einer Zahl gekennzeichnet, die 1/100 der auf einen gehärteten Prüfdorn bezogenen Prüfspannung in N/mm² angibt. Diese Prüfspannung ist gleich der Mindestzugfestigkeit einer Schraube, mit der die volle Haltbarkeit erreicht wird, ohne dass die Mutter abstreift.
- b) Muttern für Schraubenverbindungen mit *eingeschränkter Belastbarkeit* (z. B. DIN EN ISO 4035). Ihre Nennhöhen betragen $m = 0,5d \dots 0,8d$. Sie erhalten als Kennzahl ebenfalls die auf den gehärteten Prüfdorn bezogene Prüfspannung. Eine vorangestellte Null weist darauf hin, dass die Gewindegänge vor Erreichen dieser Prüfspannung abstreifen können. Genormt sind die Festigkeitsklassen 04 und 05.
- c) Muttern für Schraubenverbindungen *ohne festgelegte Belastbarkeit* (z. B. DIN 431 und 80705). Sie werden mit einer Zahlen-Buchstabenkombination bezeichnet, wobei die Zahl für 1/10 der Mindesthärte nach Vickers und der Buchstabe H für Härte steht. Genormt sind die Festigkeitsklassen 14H, 14H, 17H und 22H.

Für auf Druck beanspruchte Teile mit Gewinde, wie zum Beispiel Gewindestifte nach DIN EN 24766 oder DIN EN ISO 4026, gelten im Prinzip die gleichen Festigkeitsklassen (Härteklassen) wie für Muttern ohne festgelegte Belastbarkeit. Vorgesehen sind die Festigkeitsklassen 14H, 22H, 33H und 45H.

Genormte Festigkeitsklassen, Werkstoffe und mechanische Eigenschaften von Schrauben aus Stahl sind in **TB 8-4** zusammengestellt.

Bei der Paarung von Schrauben und Muttern gleicher Festigkeitsklasse (vgl. **TB 8-4**) entstehen Schraubenverbindungen, bei denen die Muttern an die Haltbarkeit der Schrauben angepasst sind. Dabei können Muttern höherer Festigkeitsklasse im Allgemeinen für Schrauben niedrigerer Festigkeitsklasse verwendet werden.

Sechskant-, Innensechskant- und Stiftschrauben ab 5 mm Gewindedurchmesser und ab Festigkeitsklasse 8.8 (Muttern ab Festigkeitsklasse 6) sind mit dem Kennzeichen der Festigkeitsklasse und einem Herstellerzeichen zu kennzeichnen.

Verbindungselemente aus *rost- und säurebeständigen Stählen* werden mit einer vierstelligen Buchstaben- und Ziffernfolge bezeichnet. Der Buchstabe bezeichnet die Werkstoffgruppe (A, C bzw. F für austenitische, martensitische bzw. ferritische Stähle), die erste Ziffer den Legierungstyp und die beiden angehängten Ziffern die Festigkeitsklasse; z. B. A2-70: austenitischer Stahl, kalt verfestigt, Zugfestigkeit mindestens 700 N/mm².

Außer Stahl kommen für einige Schrauben- und Mutterarten, z. B. Schlitzschrauben, auch Kupfer-Zink-Legierungen (z. B. CU2 \cong CuZn37), Aluminiumlegierungen (z. B. AL4 \cong AlCuMg1) und thermoplastische Kunststoffe in Frage.

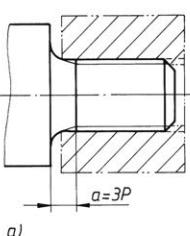
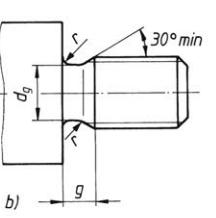
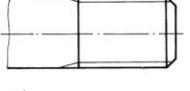
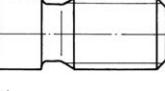
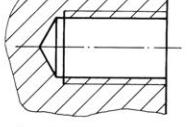
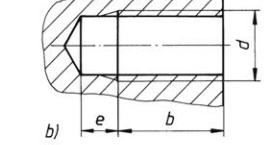
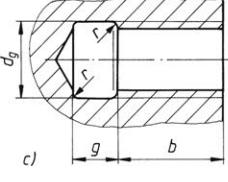
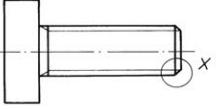
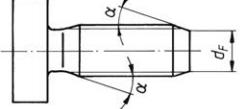
8.2 Gestalten und Entwerfen

8.2.1 Gestaltung der Gewindeteile

Bei der Gestaltung einfacher Gewindeteile und -elemente stehen fertigungstechnische Belange im Vordergrund. Einige grundsätzliche Gestaltungsregeln zeigt **Bild 8-6**.

8.2.2 Gestaltung der Schraubenverbindungen

Bestimmend für die Ausführung sind bei gegebenen Werkstoffen die Platzverhältnisse und die Montagemöglichkeiten, sichere und wirtschaftliche Lösungen erhält man in der Praxis oft durch

Zeile	ungünstig	günstig	Hinweise								
1	 <p>a)</p>	 <p>b)</p> <p>Metrische Gewinde: $r = 0,5 \text{ P}$ $g = 3,5 \text{ P} (2,5 \text{ P})$ $d_g = d_3 - 0,3 \text{ P}$ (P = Steigung, d_3 = Kern-\varnothing)</p>	<p>Gewindefreistische (Hinterdrehungen) nach DIN 76¹⁾ erlauben ein vollständiges Einschrauben bis zur Anlagefläche ohne Ansenkung des Muttergewindes (b). Die max. Breiten $a = 3 \text{ P}$ und $g = 3,5 \text{ P}$ (Regelfall) berücksichtigen die Möglichkeit einer wirtschaftlichen Gewindefertigung mit üblichen Werkzeugen (Walzbacken, Rollköpfe).</p>								
2	 <p>a)</p>	 <p>b)</p>	<p>Verbesserung der Dauerhaltbarkeit des Übergangs vom Gewinde zum Schaft durch ausreichend gerundeten Gewindeauslauf (Gewindefreistich nach DIN 76), z.B. von $\sigma_A = 55 \text{ N/mm}^2$ (Ausführung a) auf $\sigma_A = 70 \text{ N/mm}^2$ (Ausführung b). Weitere Erhöhung von σ_A durch Festwalzen des Gewindeauslaufs.</p>								
3	 <p>a)</p>	 <p>b)</p>  <p>c)</p> <p>Metrische Gewinde: $r = 0,5 \text{ P}$ $e = 6,3 \text{ P} \text{ bis } 4 \text{ P} (\text{Form C})$ $g = 4 \text{ P} (2,5 \text{ P})$ $d_g = d + (0,1 \dots 0,5) \text{ mm}$</p>	<p>Gewindegrundlöcher erfordern zusätzlich zur nutzbaren Gewindetiefe b wegen des Gewindebohreranschnitts und als Späne-auffangraum noch einen Grundlochüberhang e (b). Maße s. TB 8-8. Bei der Fertigung von großen Innen-gewinde-Grundlöchern (z.B. durch Gewindedrehen, Schraubschleifen) erhält man durch Gewindefreistiche nach DIN 76 den erforderlichen Werkzeugauslauf (c).</p>								
4	 <p>a)</p> <p>Werkstück</p> <p>Walze</p> <p>erf. Fase</p>	 <p>b)</p> <table border="1"> <tr> <td>Bauteilfestigkeit R_m in N/mm^2</td> <td>α</td> </tr> <tr> <td>< 400</td> <td>25°</td> </tr> <tr> <td>≤ 800</td> <td>20°</td> </tr> <tr> <td>> 800</td> <td>15°</td> </tr> </table>	Bauteilfestigkeit R_m in N/mm^2	α	< 400	25°	≤ 800	20°	> 800	15°	<p>Bei der spanlosen Fertigung von Außen-gewinden (Gewindewälzen) Anfasen der Gewindeteile unter den Kerndurchmesser erforderlich (b). Sonst Ausbrechen der Walze durch einseitige axiale Belastung einzelner Zähne (a).</p>
Bauteilfestigkeit R_m in N/mm^2	α										
< 400	25°										
≤ 800	20°										
> 800	15°										

¹⁾ Teil 1: für metrische Gewinde, Teil 2: für Withworth-Gewinde, Teil 3: für Trapez-, Sägen-, Rund- und andere Gewinde mit grober Steigung

Bild 8-6 Gestaltungsbeispiele für Gewindeteile

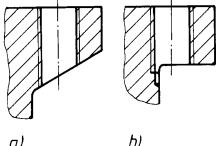
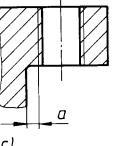
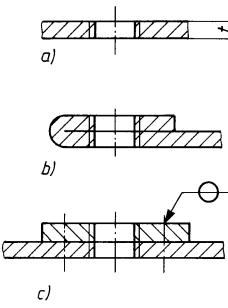
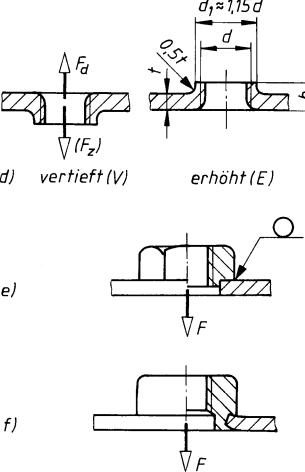
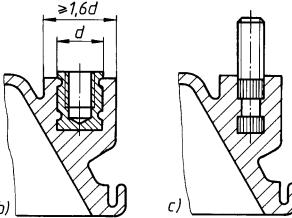
Zeile	ungünstig	günstig	Hinweise
5	 a) b)	 c)	<p>Gewindebohrungen müssen einen ausreichenden Abstand a von Wandungen haben (c) und dürfen auch nicht übertrieben schräg austreten (a), sonst einsseitige Belastung und infolgedessen Verlaufen oder gar Bruch des Werkzeugs.</p>
6	 a) b) c)	 d) vertieft (V) erhöht (E) e) f)	<p>Bei dünnen Blechen muss die Einschraublänge (Einschraubgruppe N: $l \geq 0,5 \cdot d$ für Regelgewinde und $l \geq 2,24 \cdot P \cdot d^{0,2}$ für Feingewinde) durch konstruktive Maßnahmen vergrößert werden:</p> <ol style="list-style-type: none"> 1. Gezogene Kragen mit Innengewinde (d) (Blechdurchzüge); genormt nach DIN 7952 für M2 bis M10 ($M2 \times 0,25$ bis $M10 \times 1$), wobei $t > d/4$, mit Durchzugshöhen h von 1,6 t, 1,8 t und 2 t; günstig Beanspruchung entgegen der Durchziehrichtung, es gilt: $F_d = 1,15 \cdot F_p$. 2. Sechskant- bzw. Vierkant-Schweißmuttern (e) nach DIN 929 bzw. DIN 928 (s. TB 8-6), voll belastbar bis Schrauben der Festigkeitsklasse 8.8. 3. Mittels „Gewindeträger“ wie Einnietmutter (f), Schlagmutter und Blechmutter. 4. Gefaltetes Blech (b) und punktgeschweißtes Verstärkungsblech (c) bei nicht gewichtsoptimierten Bauteilen möglich, aber Gefahr durch Spaltkorrosion und Werkzeugbruch.
7	 a)	 b) c)	<p>Muttergewinde in Kunststoffteilen wegen der niedrigen mechanischen Eigenschaften der Kunststoffe und der geringen Gewindetiefe vermeiden (a). Ausreichend belastbar sind durch Umspritzen oder Ultraschall- und Warmein senken eingebettete Gewindeeinsätze (b) und Gewindestöpseln (c), deren Außenkontur so profiliert ist (Rillen, Rändel), dass eine gute Verankerung im Kunststoff erzielt wird.</p>
8	 a)	 b) c)	<p>Bei galvanisierten Bauteilen lassen sich störende Niederschlagsverdichtungen an den Eintrittsöffnungen von Gewindestöpfern (a) durch leichte Senkungen (b und c) vermeiden.</p> <p>Zu galvanisierende Schraubengewinde sind mit einem Untermaß zu fertigen, das bezogen auf den Durchmesser, das 5fache der Niederschlagsdicke beträgt.</p>

Bild 8-6 (Fortsetzung)

die Übernahme erprobter Vorgängerlösungen. Der Trend zum Leichtbau und die Produkthaf-
tung erfordern bei Neukonstruktionen eine mehr systematische Vorgehensweise. Dauerfeste
Schraubenverbindungen verlangen eine sorgfältige Beachtung der Kerbwirkung und des Kraft-
flusses in den verspannten Teilen. **Bild 8-7** gibt einige Hinweise für das beanspruchungsgerechte
Gestalten von hochbeanspruchten Schraubenverbindungen.

8

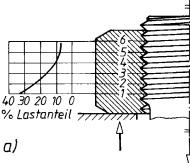
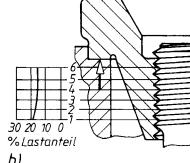
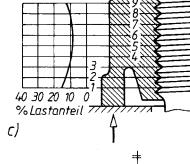
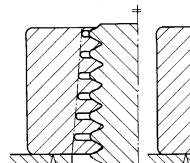
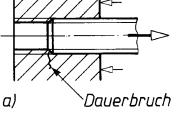
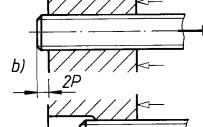
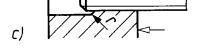
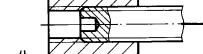
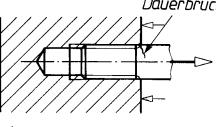
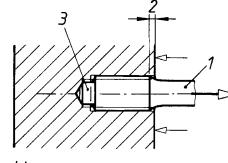
Zeile	ungünstig	günstig	Hinweise
1	 <p>a)</p>	 <p>b)</p>  <p>c)</p>  <p>d)</p>  <p>e)</p>	<p>Schraube-Mutter-Verbindungen mit verbesselter Lastverteilung gegenüber der Druckmutter (a) durch</p> <ul style="list-style-type: none"> - Zugmutter mit gleichmäßiger Gewindelastverteilung durch konische Außenkontur und gleichmäßige Verformung von Schraube und Mutter (b) - Stulpmutter mit gleichsinniger Verformung von Schraube und Mutter durch Entlastungsgrille (c) - Mutter mit Solt-Gewinde mit federnden Gewindegängen (d) - Mutter mit konisch ausgesenktem Gewinde (e) - Mutterwerkstoffe mit kleinem E-Modul (Al, Grauguss) - Steigungsdifferenz zwischen Bolzen- und Muttergewinde
2	 <p>a) Dauerbruch</p>	 <p>b)</p>  <p>c)</p>  <p>d)</p>	<p>Bei Sacklochverschraubung höchste Spannungskonzentration für das Muttergewinde am Ende des Gewindebolzens (a). Dadurch Gefahr eines Dauerbruches für das Muttergewinde bei dynamischer Belastung. Abbau der Spannungsspitzen im Muttergewinde durch</p> <ul style="list-style-type: none"> - übergreifendes Bolzengewinde (b) - gerundete Aussenkung und übergreifendes Bolzengewinde (c) - Ausbohren des Gewindebolzens (d).
3	 <p>a) Dauerbruch</p>	 <p>b)</p> <p>3 2 1</p>	<p>Bei Stiftschrauben mit verklemmtem Gewindeauslauf Gefahr eines Dauerbruches (a). Verminderung der Dauerbruchgefahr durch folgende Maßnahmen (b):</p> <ul style="list-style-type: none"> - Biegeweicher Dehnschaft (1), - übergreifendes Muttergewinde (2), - Verspannen der Schraube über Ver- spannzapfen (z.B. Ansatzkuppe (3)).

Bild 8-7 Gestaltungsbeispiele für Schraubenverbindungen

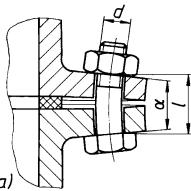
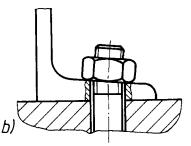
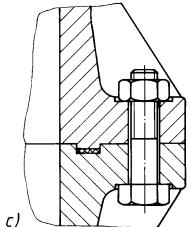
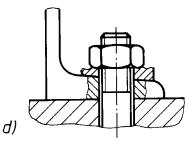
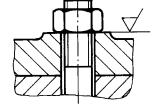
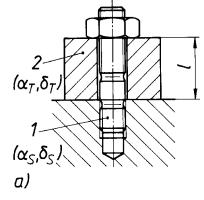
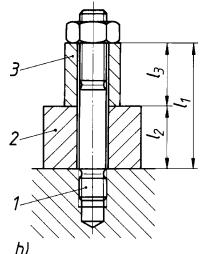
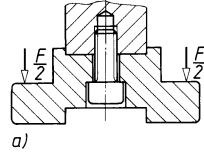
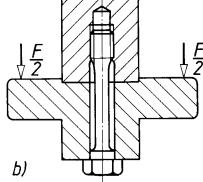
Zeile	ungünstig	günstig	Hinweise
4	 	  	<p>Schraubenköpfe und Muttern müssen eine zur Schraubenachse senkrecht liegende Auflagefläche haben (c, d, e). Sonst zusätzliche Biegespannungen im Schraubenschaft (a): $\sigma_b = \bar{\alpha} \cdot d \cdot E/(2l)$. Bei nicht vermeidbaren schräger Kopfauflage, z.B. durch Bauteildeformation (a), sind biegeweiche Schrauben günstig (d klein, l groß).</p> <p>Ausgleich der Flanschneigung bei Profilen durch Vierkantscheiben, z.B. U-Scheiben nach DIN 434 und I-Scheiben nach DIN 435 (d).</p> <p>Bei Gussteilen Senkungen nach DIN 974 (c) (s. TB 8-8) oder spanend zu bearbeitende Augen vorsehen (e).</p>
5			<p>Bestehen Schraube und zu verspannende Bauteile aus verschiedenen Werkstoffen, so bewirkt die unterschiedliche Wärmedehnung bei der Temperaturänderung $\Delta\vartheta$ in der Verbindung (a) eine Vorspannkraftänderung:</p> $\Delta F_V = \frac{(\alpha_S - \alpha_T) \cdot l \cdot \Delta\vartheta}{\delta_S + \delta_T}$ <p>(l bei Raumtemperatur)</p> <p>Maßnahmen um ΔF_V gering zu halten:</p> <ol style="list-style-type: none"> 1. Für Schraube und verspannte Teile möglichst Werkstoffe mit ähnlichen Ausdehnungskoeffizienten wählen. 2. Ausgleich der thermischen Längenänderung durch entsprechende Werkstoffpaarung (b). <p>Beispiel (b):</p> <p>Für Schraube (1) aus Stahl ($\alpha_1 = 12 \cdot 10^{-6} 1/K$), Bauteil (2) aus Al-Leg. ($\alpha_2 = 23 \cdot 10^{-6} 1/K$)</p> <p>Dehnhülse (3) aus Invarstahl ($\alpha_3 = 1 \cdot 10^{-6} 1/K$)</p> <p>ergibt sich bei gleichem $\Delta\vartheta$ aus $\alpha_1 \cdot l_1 - \alpha_2 \cdot l_2 - \alpha_3 \cdot l_3 = 0$</p> <p>die erforderliche Dehnhülsengröße $l_3 = l_2$</p> <p>3. Schraube und verspannte Teile mit großen elastischen Nachgiebigkeiten δ_S und δ_T ausführen, z.B. Dehn-schrauben mit Dehnhülsen nach DIN 2510 (c). Die Dehngröße soll dabei mindestens $4d$ betragen.</p>
6			<p>Bei hoher dynamischer Beanspruchung Verbesserung der Dauerhaltbarkeit (b) durch</p> <ul style="list-style-type: none"> - größere elastische Nachgiebigkeit der Schraube (δ_S groß) - Verschiebung des Betriebskraftangriffspunktes zur Trennfuge hin (n klein)

Bild 8-7 (Fortsetzung)

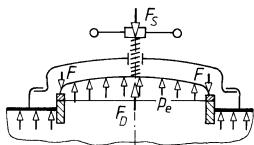
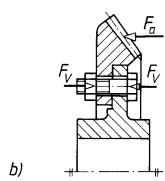
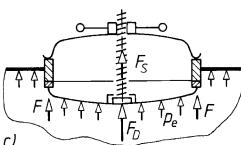
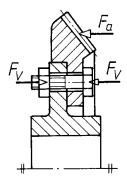
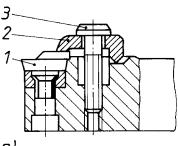
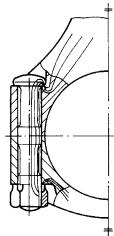
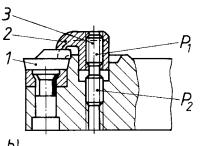
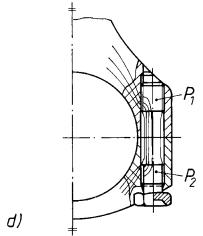
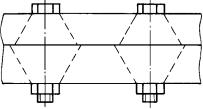
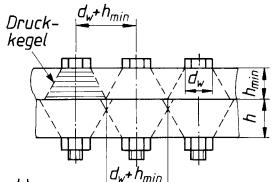
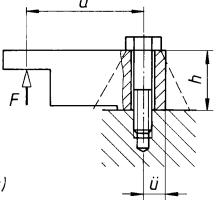
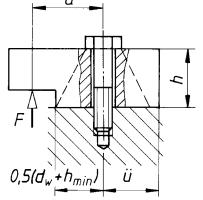
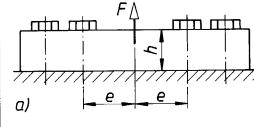
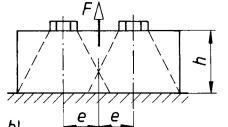
Zeile	ungünstig	günstig	Hinweise
7	 	 	<p>Prinzip der Selbsthilfe anstreben: Beim Mannlochdeckel, schematische Darstellung (c), wird bei innerem Überdruck p_e die Spannschraubenkraft F_S (Ursprungswirkung) durch die gleichgerichtete Deckelkraft F_D (Hilfswirkung) zur Dichtkraft F (Gesamtwirkung) verstärkt. Bei der Kegelradverschraubung (d) unterstützt die Axialkomponente F_a der Zahnkraft die zur reibschlüssigen Drehmomentübertragung erforderliche Schraubenenvorspannkraft F_V. Anordnungen (a) und (b) selbstschadend.</p>
8	 	 	<p>Schrauben mit Differenzgewinde ermöglichen platzsparendes und festes Verspannen (b, d). Die Gewindegelenke werden mit gleicher Gangrichtung aber unterschiedlicher Steigung P ausgeführt. Je kleiner die Steigungsdifferenz, um so größere Spannkräfte sind bei gleichem Anziehmoment erreichbar. Spannungsspitzen an den Kopf- und Mutterauflageflächen (c) werden vermieden, weil die Spannkraft unmittelbar durch Gewinde auf eine große Länge eingeleitet wird (d).</p> <p>(a) und (b): 1 Wendeschneidplatte 2 Klemmfinger 3 Spannschraube</p>
9			<p>Durch die Überlappung der sich unter der Vorspannkraft im Bauteil ausbildenden Druckkegel (b) ergibt sich in der Trennfuge ein zusammenhängender Kraftfluss. Dies führt zu geringen Schraubenzusatzkräften, guter Abdichtung und Verhinderung von Reibkorrosion. Anzustreben: Schraubenabstand \approx Bauteilhöhe $= d_w + h_{\min}$</p>
10			<p>Bei exzentrisch wirkender Betriebskraft F geringe Schraubenzusatzkraft durch <ul style="list-style-type: none"> - minimale Exzentrizität a (b) - genügend großen Überstand $ü = h$ für volle Stützwirkung (b) - Verlegen des Kraftangriffspunktes zur Trennfuge (n klein). </p>
11			<p>Bei zugbelasteter Balkenverbindung geringe Schraubenzusatzkräfte durch <ul style="list-style-type: none"> - minimale Exzentrizität e des Kraftangriffspunktes (b) - große Bauteilhöhe h (I groß) - hohe Vorspannkräfte. </p> <p>Äußere Schrauben bei (a) weglassen. Sie liefern keinen Beitrag zur Verringerung der Schraubenzusatzkraft.</p>

Bild 8-7 (Fortsetzung)

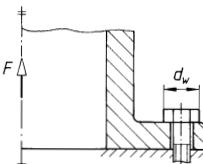
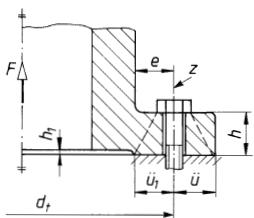
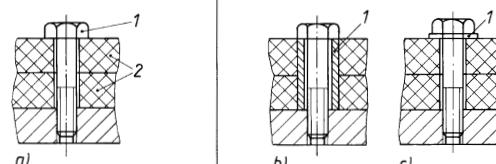
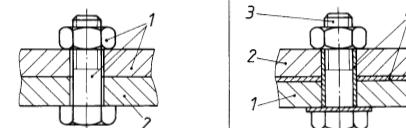
Zeile	ungünstig	günstig	Hinweise
12		 <p>Richtwerte: $h \approx e$ $\bar{u} \geq h, \bar{u}_1 \approx 0,5 (d_w + h)$ $h_1 \leq 0,1 h$ $z = \frac{d_t \cdot \pi}{d_w + h}$</p>	Bei rotationssymmetrischen Mehrschraubenverbindungen geringe Schraubenzusatzkräfte durch <ul style="list-style-type: none"> - möglichst dicke Flanschblätter ($h = e$) - minimale Exzentrizität e, evtl. Zylinderschrauben wählen - großen Blattabstand \bar{u} ($\bar{u} \geq h$) - große Anschlußsteifigkeit, ideal ist der volle Anschlußquerschnitt - große Schraubenanzahl z - hohe Vorspannkräfte.
13			Beim Verspannen mit Metallschrauben (1) kriechen Kunststoffbauteile (2) unter allmählichem Verlust der Vorspannung oder die Schraube reißt infolge der hohen thermischen Längenausdehnung des Kunststoffs (a). <p>Maßnahmen:</p> <ol style="list-style-type: none"> 1. Metallische Stützhülsen (1) übertragen die Vorspannkraft (b). 2. Mitverspannte Feder- oder Spannscheiben (1) halten die Vorspannkraft auch nach erfolgtem Kriechen und bei wechselnden Temperaturen weitgehend aufrecht (c).
14	 <p>Beispiel: 1 Bauteil Al-Leg. 2 Bauteil Stahl 3 Schraube und Mutter aus Stahl 4 isolierende Zwischenschicht</p> <p>1 Stahl 2 Al-Leg.</p>		Bei metallischen Bauteilen mit unterschiedlichem elektrischen Potential besteht bei einwirkender Feuchtigkeit (Elektrolyt) die Gefahr von Kontaktkorrosion (a). <p>Sie kann durch isolierende Zwischenschichten (z.B. Kunststoffteile, Isolierpasten, Beschichtungen) verhindert werden (b).</p>

Bild 8-7 (Fortsetzung)

8.2.3 Vorauslegung der Schraubenverbindung

Der für die Auslegung der Schraubenverbindung erforderliche Schraubendurchmesser kann mit Hilfe von **TB 8-13** grob vorgewählt werden. Hierbei ist die axial (oder quer) wirkende Betriebskraft $F_B(F_Q)$ auf den nächsthöheren Tabellenwert aufzurunden.

Eine genauere Vorauslegung ist durch auf der sicheren Seite liegende Annahmen mit der Gleichung von Kübler möglich¹⁾. Aus der Konstruktion sind in der Regel die Betriebskraft F_B , die geforderte Klemmkraft F_{Kl} und die Klemmlänge l_k bekannt. Mit dem gewählten Anziehverfahren (Anziehfaktor k_A), dem Oberflächen- und Schmierzustand der Schraube (Reduktionsfaktor

¹⁾ Kübler, K.-H.: Vereinfachtes Berechnen von Schraubenverbindungen, Verbindungstechnik (1978), Heft 6, S. 29/34, Heft 7/8, S. 35/39

κ), der Festigkeitsklasse und der Schraubenart (Schaft-, Ganzgewinde- oder Dehnschraube) wird der mindestens erforderliche Spannungs- bzw. Taillenquerschnitt

$$A_s \text{ bzw. } A_T \geq \frac{F_B + F_{KI}}{\frac{R_{p0,2}}{\kappa \cdot k_A} - \beta \cdot E \cdot \frac{f_Z}{l_k}} \quad (8.2)$$

F_B axiale Betriebskraft der Schraube

F_{KI} geforderte Klemmkraft

$R_{p0,2}$ 0,2%-Dehngrenze des Schraubenwerkstoffes nach **TB 8-4**

E E -Modul des Schraubenwerkstoffes, $E \approx 210\,000 \text{ N/mm}^2$ für Stahl

f_Z Setzbetrag, mittlerer Wert: 0,011 mm, genauer nach **TB 8-10a**

l_k Klemmlänge der verspannten Teile

k_A Anziehfaktor abhängig vom Anziehverfahren nach **TB 8-11**

β Nachgiebigkeitsfaktor der Schraube

ca. 1,1 für Schaftschrauben (z. B. DIN EN ISO 4014 und DIN EN ISO 4762)

ca. 0,8 für Ganzgewindeschrauben (z. B. DIN EN ISO 4017)

ca. 0,6 für Dehnschrauben mit $d_T \approx 0,9d_3$

κ Reduktionsfaktor ($= \sigma_{red}/\sigma_{VM}$), abhängig von μ_G (nach **TB 8-12b**) und der Schraubenart:

	μ_G	0,08	0,10	0,12	0,14	0,20
κ	Schaftschraube	1,11	1,15	1,19	1,24	1,41
	Dehnschraube	1,15	1,20	1,25	1,32	1,52

Mit dem errechneten Spannungs- bzw. Taillenquerschnitt kann nach **TB 8-1** die Gewindegröße bestimmt werden.

Für den Fall, dass auf eine genauere Nachrechnung der Verbindung verzichtet wird, sollte zumindest bei starker dynamischer Belastung der Verbindung die Dauerhaltbarkeit der Schraube überschlägig kontrolliert werden. Für die Ausschlagsspannung gilt

$$\pm\sigma_a \approx \pm k \frac{F_{Bo} - F_{Bu}}{A_s} \leq \pm\sigma_A \quad (8.3)$$

k Faktor zur Berücksichtigung des Bauteilwerkstoffes. Man setze: 0,1 für Stahl, 0,125 für Gusseisen, 0,15 für Aluminium

F_{Bo} oberer Grenzwert der axialen Betriebskraft

F_{Bu} unterer Grenzwert der axialen Betriebskraft

A_s Spannungsquerschnitt des Schraubengewindes aus Gewindetabellen, s. **TB 8-1** und **TB 8-2**
 σ_A Ausschlagfestigkeit der Schraube, für Festigkeitsklassen 8.8, 10.9 und 12.9 bei schlussver-

gütetem Gewinde (SV), also im Regelfall: $\pm\sigma_{A(SV)} \approx \pm 0,85 \left(\frac{150}{d} + 45 \right)$

(Schraubendurchmesser d in mm); bei schlussgewalzttem Gewinde s. Gl. (8.22)

In der Entwurfsphase sollte ebenfalls eine Überprüfung der Flächenpressung unter Schraubenkopf bzw. Mutter erfolgen. Näherungsweise gilt

$$p \approx \frac{F_{sp}/0,9}{A_p} \leq p_G \quad (8.4)$$

F_{sp} Spannkraft der Schraube bei 90%iger Ausnutzung der Mindestdehngrenze des Schraubenwerkstoffes, Werte nach **TB 8-14**

A_p Fläche der Schraubenkopf- bzw. Mutterauflage, bei Sechskant- und Innensechskantschrauben aus **TB 8-8** und **TB 8-9**

p_G Grenzflächenpressung, abhängig vom Werkstoff der verspannten Teile und vom Anziehverfahren, Richtwerte s. **TB 8-10**

8.3 Berechnung von Befestigungsschrauben

Die Berechnung unterscheidet sich in vor- und nicht vorgespannte Verbindungen.

Nicht vorgespannte Schraubenverbindungen sind solche, bei denen weder die Schrauben selbst noch diese durch Muttern festgedreht sind; die Schrauben sind also vor dem Angreifen einer äußeren Kraft F unbelastet, d. h. nicht vorgespannt. Diese Verbindungen kommen praktisch nur selten vor, z. B. bei Abziehvorrichtungen oder Spannschlössern (**Bild 8-8a**).

Bei *vorgespannten Verbindungen* sind die Schrauben vor dem Angreifen einer Betriebskraft F_B durch eine nach dem Festdrehen der Mutter oder der Schraube hervorgerufene Vorspannkraft F_V bereits belastet, d. h. vorgespannt. Solche Verbindungen liegen meist vor, z. B. bei Flansch-, Zylinderdeckelverschraubungen u. dgl. (**Bild 8-8c**).

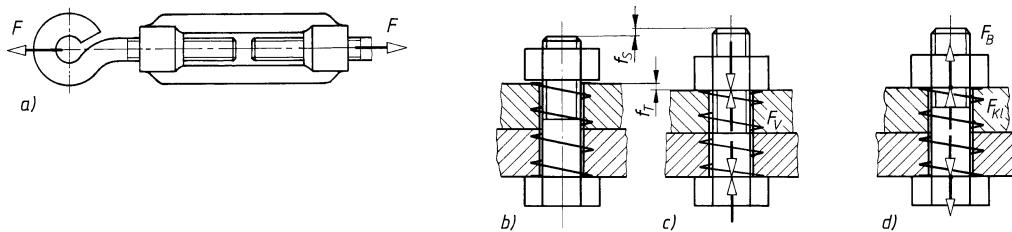


Bild 8-8 Kräfte an Schraubenverbindungen.

- a) nicht vorgespannte Verbindung, b) vorgespannte Verbindung vor dem Festdrehen, c) nach dem Festdrehen (Montagezustand), d) nach Angreifen der Betriebskraft (Betriebszustand)

8.3.1 Kraft- und Verformungsverhältnisse bei vorgespannten Schraubenverbindungen

Um Schraubenverbindungen, die hohe Kräfte zu übertragen haben und deren Versagen schwerwiegende Folgen haben kann, rechnerisch und konstruktiv sicher auslegen zu können, müssen die Kräfte und Verformungen an Schrauben und verspannten Teilen untersucht werden.

Grundlage für die folgenden Betrachtungen und Berechnungen ist die VDI-Richtlinie 2230 Bl. 1: Systematische Berechnung hoch beanspruchter Schraubenverbindungen.

Es sollen hier nur Verbindungen mit Stahlschrauben bei relativ starren, gegeneinander liegenden Bauteilen und normalen Temperaturen untersucht werden, wie sie in der Praxis meist vorliegen.

1. Kräfte und Verformungen im Montagezustand

Das Prinzip des Kräfte- und Verformungsspieles wird an **Bild 8-8** erläutert. Vor dem Festdrehen der Mutter sind Schraube und Bauteile noch unbelastet (**Bild 8-8b**). Wird die Mutter festgedreht, dann werden die zu verbindenden Teile – zur besseren Anschaulichkeit durch eine Feder ersetzt gedacht – um f_T zusammengedrückt. Gleichzeitig wird die Schraube um f_S verlängert (vorgespannt). In der Verbindung wirkt die axiale Vorspannkraft F_V . Diese drückt als Rückführkraft der elastisch gedehnten Schraube die „Feder“ elastisch zusammen und verlängert umgekehrt als „Federspannkraft“ die Schraube (*Montagezustand*, **Bild 8-8c**). Die Vorspannkraft F_V in der Schraube entspricht der Klemmkraft F_{KL} der Bauteile.

Dieser Vorgang lässt sich durch Kennlinien darstellen, die im elastischen Bereich der Werkstoffe nach dem Hookeschen Gesetz Geraden sind. Die Vereinigung der Kennlinien ergibt das Verspannungsschaubild im Montagezustand (**Bild 8-9**).

Bild 8-9 zeigt die Verformungskennlinien für die Schraube (a) und für die verspannten Platten (b) und ihre Zusammenführung über die gespiegelte (c) und verschobene Platten-Kennlinie (d) zum Verspannungsschaubild.

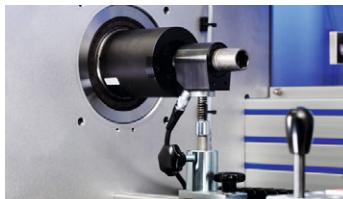
*Ihr Partner in der Schraubenmontage –
Qualität steigern und Kosten senken mit System.*



S O F T W A R E

H A R D W A R E

S E R V I C E



Laborsysteme zur Schraubfallanalyse

- Ermittlung der Montageeigenschaften von Schrauben
- Prüfung von mechanischen und funktionellen Eigenschaften
- Praxisgerechte Prüfungen

Schraubanalysen im SCHATZ-Labor und in der Montage vor Ort

- Überprüfung von Verbindungselementen
- Analyse von Montagevorgängen
- Auslegung von Schraubverbindungen

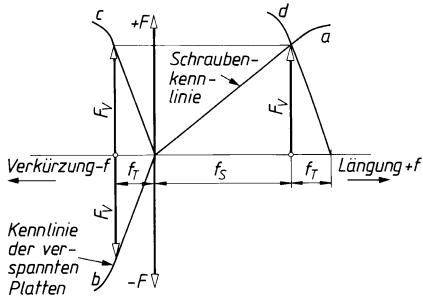


SCHATZ AG

+49 2191 698-0
info@schatz-mail.de
www.schatz.ag

SCHATZ
ADVANCED QUALITY

**Volker Schatz: 10 Schritte zur
sicheren Schraubverbindung**
Ein Leitfaden für höchste Qualität
ISBN: 978-3-8288-9375-7
Tectum Verlag Marburg

**Bild 8-9**

Kraft-Verformungs-Schaubild (Verspannungsschaubild) für den Montagezustand einer Schraubenverbindung

Für eine mit der Kraft F_V auf Zug beanspruchte Schraube mit dem Querschnitt A gilt nach dem Hookeschen Gesetz ($\varepsilon = \sigma/E$) für die *elastische Längenänderung*

8

$$f = \varepsilon \cdot l = \frac{l \cdot \sigma}{E} = \frac{F \cdot l}{E \cdot A} \quad (8.5)$$

Das Verhältnis von Längenänderung f und Kraft F ist die *elastische Nachgiebigkeit*

$$\delta = \frac{1}{C} = \frac{f}{F} = \frac{l}{E \cdot A} \quad (8.6)$$

Sie ist der Kehrwert der *Federsteifigkeit* C und kennzeichnet die Fähigkeit der Bauteile, sich unter Krafteinwirkung elastisch zu verformen.

Nachgiebigkeit der Schraube

Schrauben setzen sich aus einer Anzahl Einzelemente der Länge l_i und dem Querschnitt A_i zusammen, **Bild 8-10**. Durch Addition der Nachgiebigkeiten der einzelnen Elemente erhält man die Nachgiebigkeit der gesamten Schraube

$$\delta_S = \delta_K + \delta_1 + \dots + \delta_i + \delta_G + \delta_{Ge} + \delta_M \quad (8.7)$$

Werden die elastischen Nachgiebigkeiten des Schraubenkopfes δ_K , der Mutter bzw. des Einschraubgewindegewebereiches bei Einschraubverbindungen δ_M sowie des eingeschraubten Gewindes δ_{Ge} durch Zuschläge erfasst, so folgt für die elastische Nachgiebigkeit der Schraube

$$\delta_S = \frac{1}{E_S} \left(\frac{l_K}{A_N} + \frac{l_1}{A_{d1}} + \dots + \frac{l_i}{A_{di}} + \frac{l_G}{A_3} + \frac{l_{Ge}}{A_3} \right) + \frac{l_M}{E_M \cdot A_N} \quad (8.8)$$

E_S Elastizitätsmodul des Schraubenwerkstoffes, für Stahl: $E_S = 210\,000 \text{ N/mm}^2$

E_M Elastizitätsmodul der Mutter bzw. des Bauteils, in das die Schraube geschraubt wird

E_T Elastizitätsmodul des Bauteils, in das die Schraube geschraubt wird

l_i Länge des zylindrischen Einzelementes i der Schraube

l_G Gewindelänge im Klemmlängenbereich (freies belastetes Gewinde)

A_{di} Querschnittsfläche des zylindrischen Einzelementes i der Schraube, $A_{di} = \pi \cdot d_i^2 / 4$

A_N Nennquerschnitt des Schraubenschaftes, $A_N = \pi \cdot d^2 / 4$

A_3 Kernquerschnitt des Gewindes nach **TB 8-1**

d Gewindeaußendurchmesser (Nenndurchmesser)

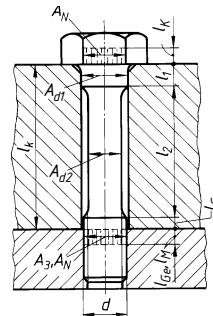
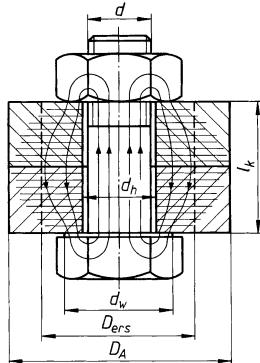


Bild 8-10 Mitfedernde Einzelemente einer Dehnschraube

Zuschlag für	
Sechskantschraubenkopf	$l_K = 0,5 \cdot d$
Innensechskantschraubenkopf	$l_K = 0,4 \cdot d$
eingeschraubtes Gewinde	$l_{Ge} = 0,5 \cdot d$
Schraubenmutter	$l_M = 0,4 \cdot d$ bei Durchsteckverschraubung, hier $E_M = E_S$
Einschraubgewindegewebereich	$l_M = 0,33 \cdot d$ bei Einschraubverbindung, hier $E_M = E_T$

Nachgiebigkeit der verspannten Teile

Schwieriger ist die Ermittlung der elastischen Nachgiebigkeit δ_T der von der Schraube verspannten Teile. Überschreiten die Querabmessungen der verspannten Teile D_A den Kopfauflagedurchmesser d_w , verbreitert sich die druckbeanspruchte Zone vom Schraubenkopf bzw. der Mutter ausgehend etwa nach **Bild 8-11** zur Trennfuge hin. Dieser Druckkörper wird in VDI 2230 (1986) näherungsweise durch einen Hohlzylinder mit annähernd gleichem Verformungsverhalten ersetzt, **Bild 8-11**.

**Bild 8-11**

Gedrückte Bereiche in einer Durchsteckverschraubung (schematisch)

8

In neueren Auflagen (2001/2014) werden als Ersatz für den Druckbereich bei Drucksteckverschraubungen zwei Hohlkegelstümpfe, bei Einschraubverbindungen ein Hohlkegelstumpf mit annähernd gleichem Verformungsverhalten gesetzt. Der Kegelwinkel ist hierbei nicht konstant. Der hiermit verbundene erhöhte Berechnungsaufwand ist vor allem bei genauerer Ermittlung der Kraftangriffshöhe, siehe 8.3.1-4, sinnvoll.

Im Folgenden wird mit dem Hohlzylindermodell gerechnet. Diese Berechnung liegt auf der sicheren Seite, da sie etwas kleinere Werte für die Nachgiebigkeit liefert, was wiederum zu geringfügig größeren Vorspannkräften führt. Die Nachgiebigkeit der Bauteile ergibt sich beim Hohlzylindermodell zu

$$\delta_T = \frac{f_T}{F_V} = \frac{l_k}{A_{ers} \cdot E_T} \quad (8.9)$$

l_k Klemmlänge der verspannten Teile

A_{ers} Ersatzquerschnitt nach Gl. (8.10)

E_T Elastizitätsmodul der verspannten Teile nach **TB 1-2** und **TB 1-3**, für Stahl:

$$E_T = 210\,000 \text{ N/mm}^2$$

Der Ersatzquerschnitt des Hohlzylinders berechnet sich hierin bei einer flächenmäßigen Ausdehnung der verspannten Teile von $d_w \leq D_A \leq d_w + l_k$ zu

$$A_{ers} = \frac{\pi}{4} (d_w^2 - d_h^2) + \frac{\pi}{8} d_w (D_A - d_w) [(x+1)^2 - 1] \quad (8.10)$$

d_w Außendurchmesser der ebenen Kopfauflage; bei Sechskantschrauben gleich Durchmesser des Telleransatzes oder gleich Schlüsselweite, bei Zylinderschrauben näherungsweise gleich Kopfdurchmesser, s. **TB 8-8** und **TB 8-9**

D_A Außendurchmesser der verspannten Teile (s. **Bild 8-11**)

d_h Durchmesser des Durchgangsloches, meist nach DIN EN 20273 „mittel“, s. **TB 8-8**

$$x = \sqrt[3]{\frac{l_k \cdot d_w}{D_A^2}}, \text{ wobei } l_k \text{ Klemmlänge der verspannten Teile}$$

Bei $D_A > d_w + l_k$ kann für die Berechnung von δ_T der gleiche Ersatzquerschnitt zugrunde gelegt werden wie für die Grenzbedingung $D_A = d_w + l_k$, d. h. ab $D_A = d_w + l_k$ bleibt der Ersatzquerschnitt mit zunehmendem D_A der verspannten Teile annähernd konstant.

Für den selten vorkommenden Fall $D_A < d_w$ gilt $A_{ers} = \pi(D_A^2 - d_h^2)/4$.

2. Kräfte und Verformungen bei statischer Betriebskraft als Längskraft

Die Kraft- und Verformungsverhältnisse lassen sich am einfachsten erläutern, wenn zunächst der Grenzfall angenommen wird, dass die Betriebskraft über die äußeren Ebenen der verspannten Teile eingeleitet wird (**Bild 8-12b**).

In diesem Fall wird durch die Betriebskraft F_B die Schraube zusätzlich auf Zug beansprucht und damit um Δf_s verlängert. Die durch die Vorspannung F_V verspannten Teile werden dagegen um den Betrag Δf_T entspannt, d. h. entsprechend entlastet. Die Vorspannung F_V vermindert sich auf eine (Rest-)Klemmkraft in den Teilen: $F_{KL} = F_V - F_{BT}$.

Die (Gesamt-)Schraubenkraft wird dann $F_{Sges} = F_{KL} + F_B = F_V + F_{BS}$. F_{BS} ist damit der die Schraube zusätzlich belastende Anteil von F_B , F_{BT} der die verspannten Teile entlastende Anteil von F_B .

Diese Verhältnisse lassen sich aus dem Verspannungsschaubild (**Bild 8-12c**) erkennen.

8

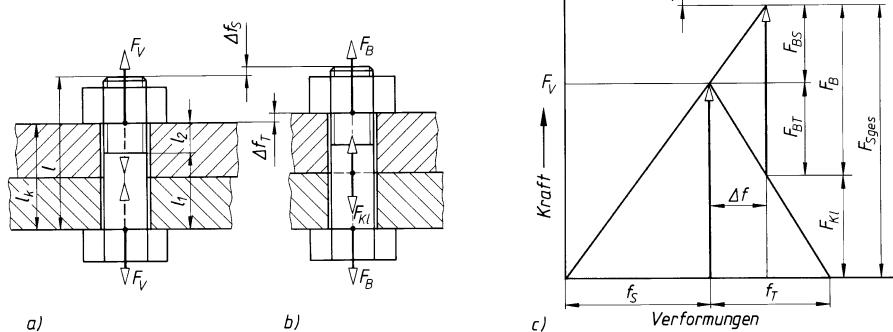


Bild 8-12 Kräfte und Verformungen an einer vorgespannten Schraubenverbindung.
a) Vorspannungs-(Montage-)Zustand, b) Betriebszustand, c) Verspannungsschaubild

Wegen der beim Festdrehen auftretenden Verdrehbeanspruchung (s. 8.3.6), die sich der Zugbeanspruchung überlagert, muss F_{Sges} einen Sicherheitsabstand S_A zur Streckgrenzenkraft F_S bzw. $F_{0,2}$ haben, um bleibende Verformungen zu vermeiden.

Hört die Wirkung von F_B auf, dann stellt sich der ursprüngliche vorgespannte Zustand mit F_V wieder ein.

Aus den Ähnlichkeitsbetrachtungen am Verspannungsschaubild $f_S/F_V = \Delta f/F_{BS}$ und $f_T/F_V = \Delta f/F_{BT}$ und mit $\delta = f/F$ nach Gl. (8.6) lässt sich die *Zusatzkraft für die Schraube* ableiten zu $F_{BS} = F_B \cdot \delta_T / (\delta_S + \delta_T)$. Diese Gleichung gilt nur für die Einleitung der Betriebskraft F_B direkt unter Schraubenkopf und Mutter (s. 8.3.1-4).

Wird mit einem Krafteinleitungsfaktor n berücksichtigt, dass die Betriebskraft im Regelfall innerhalb der verspannten Teile eingeleitet wird, gilt allgemein für die *Zusatzkraft der Schraube*

$$F_{BS} = F_B \cdot n \cdot \frac{\delta_T}{\delta_S + \delta_T} = F_B \cdot \Phi \quad (8.11)$$

Die *Entlastungskraft für die Teile* wird

$$F_{BT} = F_B - F_{BS} = F_B \cdot (1 - \Phi) \quad (8.12)$$

und damit die *Klemmkraft* zwischen den Bauteilen

$$F_{KL} = F_V - F_{BT} = F_V - F_B \cdot (1 - \Phi) \quad (8.13)$$

Die *Gesamtschraubenkraft* ergibt sich aus

$$F_{S\text{ges}} = F_V + F_{BS} = F_{KI} + F_B \quad (8.14)$$

F_B	Betriebskraft in Längsrichtung der Schraube
δ_S, δ_T	elastische Nachgiebigkeit der Schraube bzw. der verspannten Teile nach Gl. (8.8) bzw. Gl. (8.9)
Φ	Kraftverhältnis F_{BS}/F_B
n	Krafteinleitungsfaktor
F_V	Vorspannkraft der Schraube

3. Kräfte und Verformungen bei dynamischer Betriebskraft als Längskraft

Bei mit einer dynamischen Zugkraft belasteten vorgespannten Schraubenverbindung schwankt die Betriebskraft F_B zwischen Null und einem oberen Grenzwert F_{Bo} oder zwischen einem unteren Grenzwert F_{Bu} und einem oberen Grenzwert F_{Bo} (**Bild 8-13a**). Entsprechend wird die Schraube dauernd durch eine um eine ruhend gedachte Mittelkraft F_m pendelnde Ausschlagkraft F_a belastet, deren Größe für die Dauerhaltbarkeit der Schraube von entscheidender Bedeutung ist, s. unter 8.3.3.

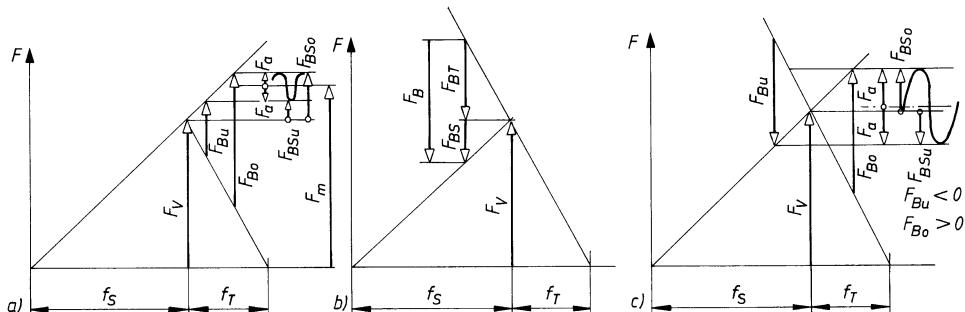


Bild 8-13 Verspannungsschaubild bei dynamischen Betriebskräften.

a) schwellende Zugkraft, b) Druckkraft, c) wechselnde Zug-Druckkräfte ($F_{Bo} > 0, F_{Bu} < 0$)

Wie aus **Bild 8-13** zu erkennen ist, wird die Schraube durch die Zusatzkraft F_{BS} schwingend belastet. Hieraus ergibt sich die *Ausschlagkraft*

$$\pm F_a = \pm \frac{F_{BSo} - F_{BSu}}{2} = \frac{F_{Bo} - F_{Bu}}{2} \cdot \Phi \quad (8.15)$$

Die ruhend gedachte *Mittelkraft* ergibt sich aus

$$F_m = F_V + \frac{F_{Bo} + F_{Bu}}{2} \cdot \Phi \quad (8.16)$$

F_V	Vorspannkraft der Schraube
F_{Bo}, F_{Bu}	oberer bzw. unterer Grenzwert der axialen Betriebskraft; bei rein schwellend wirkender Betriebskraft ist $F_{Bu} = 0$
Φ	Kraftverhältnis nach Gl. (8.17)

Ist F_B eine zentrisch angreifende Druckkraft, so ist sie in den Gleichungen mit negativem Vorzeichen einzusetzen. Die Belastung der Schraube nimmt dann ab und die verspannten Teile werden zusätzlich gedrückt, **Bild 8-13b**. Die Restklemmkraft in der Trennfuge beträgt dann $F_{KI} = F_V + F_{BT}$.

Bild 8-13c zeigt die Verspannungsverhältnisse bei Zug-Druck-Betriebsbeanspruchung.

4. Einfluss der Krafteinleitung in die Verbindung

Im Normalfall wird die Betriebskraft F_B nicht wie die Vorspannkraft F_V über die äußereren Ebenen der verspannten Teile (**Bild 8-14a**), sondern innerhalb der verspannten Teile in die Verbindung eingeleitet.

In diesen Fällen wird nur der Bereich zwischen den Angriffspunkten der Betriebskräfte mit der Länge $n \cdot l_k$, siehe **Bild 8-14b** und **c**, durch F_B entlastet. Die Bauteile wirken dadurch starrer, ihre Kennlinie verläuft steiler. Die außerhalb von $n \cdot l_k$ liegenden Bereiche erfahren durch F_B eine zusätzliche Belastung und sind der Schraube zuzurechnen, wodurch diese elastischer erscheint, ihre Kennlinie verläuft flacher. Damit werden die auf die Schraube wirkende Zusatzkraft F_{BS} und Ausschlagkraft F_a kleiner (**Bild 8-14e**).

Hieraus ergibt sich: Durch konstruktive Maßnahmen, die einen Angriff der Betriebskraft F_B näher zur Trennfuge verschieben, können kleinere Schrauben bei gleicher Betriebskraft F_B gewählt werden. Die kleineren Schrauben bedingen oft wiederum kleinere Bauteilabmessungen.

Die sicherste Methode zur Bestimmung der Kraftangriffshöhe ist die direkte Messung der Schraubenkräfte am realen Bauteil. Eine Möglichkeit zur Berechnung der Kraftangriffshöhe ist in der VDI-Richtlinie 2230 angegeben. Meist reicht aber in der Praxis eine Abschätzung der Kraftangriffshöhe aus.

Den für den Krafteinleitungs faktor ungünstigen Grenzwert $n = 1$ setzt man, wenn eine vereinfachte Rechnung durchgeführt wird oder die Schrauben nur querbeansprucht sind (**Bild 8-14a** und **8-15a**). Der andere Grenzwert $n = 0$, er ist kaum zu realisieren, gilt bei Kraftangriff direkt in der Trennfuge. Hier wird die Schraube durch die Betriebskraft F_B nicht belastet ($F_{BS} = 0$). Andererseits ist die für Dichtheit und Aufnahme der Querkräfte wichtige Restklemmkraft in der Trennfuge am kleinsten.

Bild 8-15 zeigt für einige praktische Fälle, welcher Wert für n näherungsweise gewählt werden kann. Bei balkenartigen Verbindungen empfiehlt VDI 2230 $n = 0,4$. Um sicher zu gehen, kann es sinnvoll sein, mit einem großen Wert von n (z. B. $n = 0,7$) die maximale Schraubenbeanspruchung und mit einem niedrigeren Wert (z. B. $n = 0,3$) die Restklemmkraft zu ermitteln.

Mit dem Krafteinleitungs faktor n gilt für das *Kraftverhältnis* (s. Gln. (8.11) bis (8.16)):

$$\Phi = n \cdot \Phi_k = n \cdot \frac{\delta_T}{\delta_S + \delta_T} \quad (8.17)$$

n Krafteinleitungs faktor je nach Krafteinleitung s. **Bild 8-15**.

Φ_k Kraftverhältnis für Krafteinleitung in Ebenen durch die Schraubenkopf- und Mutterauflage

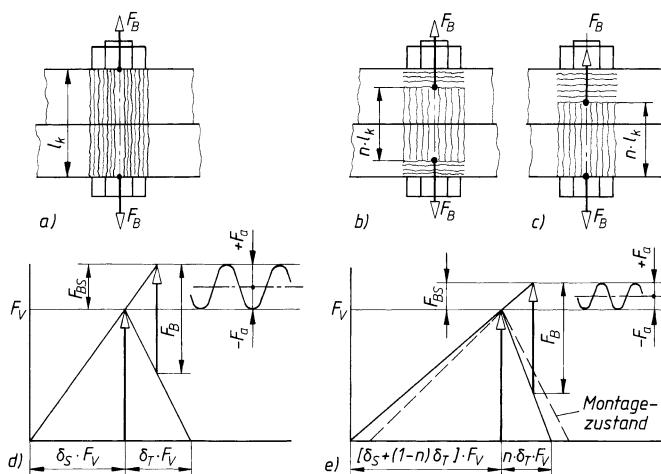
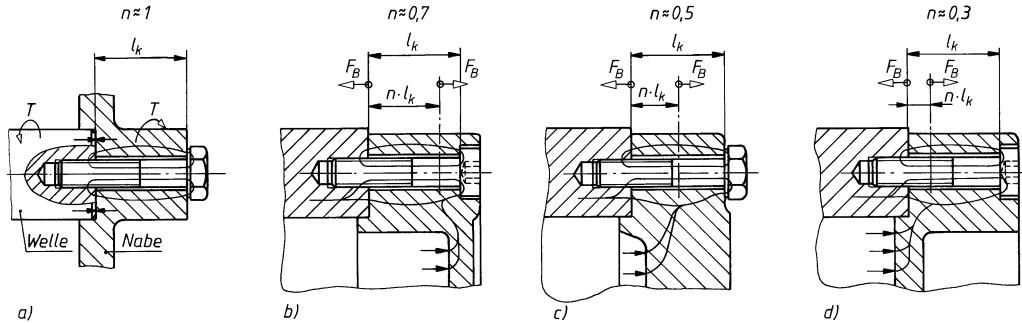


Bild 8-14

Krafteinleitung bei verspannten Teilen.

- a) Vereinfachter Fall
- b) und c) normale Fälle
- d) und e) zugeordnete Verspannungsschaubilder



Trennfuge liegendem Kraftangriffspunkt (ungünstig), c) und d) mit näher zur Trennfuge rückendem Kraftangriffspunkt (günstiger)

Bild 8-16 Querbeanspruchte, reibschlüssige Schraubenverbindungen

a) allgemeiner Fall, b) Drehmomentübertragung

8

5. Kraftverhältnisse bei statischer oder dynamischer Querkraft

Wirkt die Betriebskraft senkrecht zur Schraubenachse, dann sollen die Schrauben ein Verschieben der Teile verhindern, um die sonst auftretende ungünstige Scherbeanspruchung zu vermeiden. Die statische oder dynamische Querkraft F_Q muss dabei durch Reibungsschluss aufgenommen werden, der durch eine entsprechend hohe Vorspannkraft zwischen den Berührungsflächen der Teile entsteht, wobei die Reibungskraft $F_R \geq F_Q$ sein muss. Die Schrauben werden dann nur noch statisch auf Zug beansprucht (**Bild 8-16**).

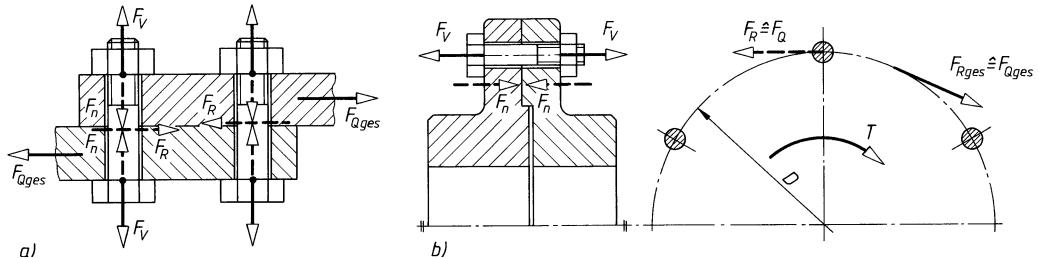


Bild 8-15 Krafteinleitungs faktoren für typische Konstruktionsfälle.

a) Querbeanspruchte, reibschlüssige Schraubenverbindung, b) Deckelverschraubung mit weit von der

Ist ein Drehmoment T durch Reibungsschluss zu übertragen, wie z. B. bei Kupplungsflanschen (**Bild 8-16b**), dann ergibt sich die Umfangskraft (gleich Gesamt-Querkraft) am Lochkreis mit Durchmesser D aus: $F_{Q\text{ges}} = 2 \cdot T / D$.

Die erforderliche Klemmkraft (Normalkraft) je Schraube und Reibfläche ergibt sich aus

$$F_{Kl} = \frac{F_{Q\text{ges}}}{\mu_T \cdot z} \quad (8.18)$$

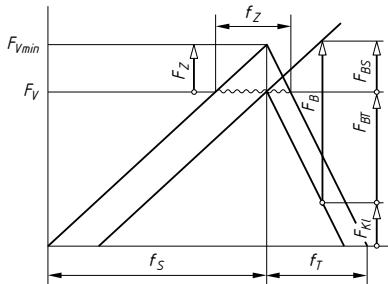
$F_{Q\text{ges}}$ von der Schraubenverbindung aufzunehmende Gesamtquerkraft

z Anzahl der die Gesamtquerkraft aufnehmenden Schrauben

μ_T Reibungszahl der Bauteile in der Trennfuge, Anhaltswerte siehe **TB 8-12b**

8.3.2 Setzverhalten der Schraubenverbindungen

Die zur Montage einer Verbindung erforderliche Montagevorspannkraft F_{VM} wird über die verhältnismäßig kleinen Auflageflächen des Schraubenkopfes bzw. der Mutter und der Gewindeflanken übertragen, sodass hohe Flächenpressungen Kriechvorgänge im Werkstoff auslösen und plastische Verformungen hervorrufen können. Dieses *Setzen der Verbindung* führt zu einem Vorspannkraftverlust F_Z , wodurch die Restvorspannkraft gleich Restklemmkraft F_{Kl} soweit abge-

**Bild 8-17**

Darstellung des Vorspannkraftverlustes und des Setzbetrages am Verspannungsschaubild für $n = 1$

baut werden kann, dass die Verbindung gefährdet ist. Neben Art und Höhe der Beanspruchung ist die Größe der Setzbeträge insbesondere von der Festigkeit der Verbindungsteile, ihrer Rauigkeit und elastischen Nachgiebigkeit abhängig.

Die größten Setzungen treten beim Festdrehen auf und werden dabei schon ausgeglichen. Besonders bei dynamischer Belastung kann es jedoch zu weiterem Vorspannkraftverlust kommen, der durch elastische Längenänderung der Schraube aufgefangen werden muss. F_{VM} muss darum so hoch gewählt werden, dass während der Wirkdauer der Betriebskraft F_B die Restvorspannkraft nicht null bzw. nicht kleiner als eine geforderte Dicht- oder Klemmkraft F_{KI} wird (s. **Bild 8-17**). Ist der Vorspannkraftverlust F_Z so groß, dass $F_{KI} = 0$ wird, würden die Teile bei F_B lose aufeinander liegen, d. h. die Verbindung wäre *locker*. Bei schlagartiger Beanspruchung können weitere Setzungen entstehen, sodass F_Z zunimmt und wegen wachsender Ausschlagskraft ein Dauerbruch der Schraube eingeleitet wird.

Es ist daher erforderlich, den Vorspannkraftverlust F_Z bei der Berechnung bereits zu berücksichtigen. Der Zusammenhang zwischen F_Z und dem Setzbetrag f_Z ist aus **Bild 8-17** zu erkennen. Danach ist

$$\frac{F_Z}{f_Z} = \frac{F_V}{f_S + f_T} = \frac{1}{\delta_S + \delta_T}$$

Unter Berücksichtigung des Kraftverhältnisses $\Phi_k = \delta_T / (\delta_S + \delta_T)$ ergibt sich der *Vorspannkraftverlust* infolge Setzens

$$F_Z = \frac{f_Z}{\delta_S + \delta_T} = \frac{f_Z}{\delta_T} \Phi_k = \frac{f_Z}{\delta_S} (1 - \Phi_k) \quad (8.19)$$

δ_S , δ_T und Φ_k wie zu den Gl. (8.11) bis (8.14)

f_Z Setzbetrag, Richtwerte s. **TB 8-10a**, Mittelwert 0,011 mm

Die Höhe der Setzbeträge ist von der Anzahl der Trennfugen und der Oberflächenrauheit abhängig. Bei querbeanspruchten Schrauben sind nach VDI 2230 höhere Setzbeträge zu berücksichtigen.

Hinweis: Setzbeträge an nicht massiven, sehr nachgiebigen Verbindungen müssen durch Versuche ermittelt werden.

8.3.3 Dauerhaltbarkeit der Schraubenverbindungen, dynamische Sicherheit

Im Maschinenbau treten meist dynamische Belastungen auf. Zugbeanspruchte Schrauben werden dabei schwingend belastet, wodurch ihre Haltbarkeit durch Kerbwirkung, z. B. am Übergang vom Schaft zum Kopf, insbesondere aber am Gewinde herabgesetzt wird.

Wie bereits unter 8.3.1-3 erläutert, wird die Schraube durch die Zusatzkraft F_{BS} schwingend belastet. Die dadurch gegebene Ausschlagskraft F_a führt zu einer *Ausschlagsspannung* σ_a

$$\pm \sigma_a = \pm \frac{F_a}{A_s} \leq \sigma_A \quad (8.20a)$$

F_a Ausschlagskraft nach Gl. (8.15)

A_s Spannungsquerschnitt des Gewindes aus Gewindetabellen **TB 8-1** bzw. **TB 8-2**

σ_A Ausschlagfestigkeit des Gewindes für Festigkeitsklassen 8.8, 10.9 und 12.9

Für die dynamische Sicherheit gilt

$$S_D = \frac{\sigma_A}{\sigma_a} \geq S_{D\text{erf}} \quad (8.20b)$$

$S_{D\text{erf}}$ erforderliche Sicherheit: $S_{D\text{erf}} \geq 1,2$

Die Ausschlagfestigkeit des Gewindes ist für die Festigkeitsklassen 8.8, 10.9 und 12.9 bei schlussvergütetem Gewinde (SV), also im Regelfall

$$\pm\sigma_{A(\text{SV})} \approx 0,85 \left(\frac{150}{d} + 45 \right) \quad \begin{array}{c|c} \sigma_{A(\text{SV})} & d \\ \text{N/mm}^2 & \text{mm} \end{array} \quad (8.21)$$

bei schlussgewalztem Gewinde (SG), teuer

$$\pm\sigma_{A(\text{SG})} \approx \left(2 - \frac{F_m}{F_{0,2}} \right) \sigma_{A(\text{SV})} \quad (8.22)$$

8

F_m Schrauben-Mittelkraft nach Gl. (8.16)

$F_{0,2}$ Schraubenkraft an der Mindestdehnungsgrenze $F_{0,2} = A_s \cdot R_{p0,2}$ (bei Taillenschrauben mit A_T)

d Gewindenenddurchmesser

Bei Dauerfestigkeitsversuchen an schlussvergüteten Schrauben zeigte sich, dass deren Ausschlagfestigkeit σ_A unabhängig von der Höhe der Mittelspannung fast gleich bleibt, im Gegensatz zu einer normalerweise kleiner werdenden Ausschlagfestigkeit glatter Stäbe und schlussgewalzter Schrauben bei steigender Mittelspannung, **Bild 8-18**. Auch wächst die Ausschlagfestigkeit der Schrauben nur wenig mit deren Festigkeitsklasse. Den größten Einfluss haben der Durchmesser und insbesondere die Herstellungsart des Gewindes (schlussvergütet bzw. schlussgewalzt, also kalt verfestigt).

Im **Bild 8-18** sind neben dem allgemeinen Dauerfestigkeitsschaubild der Schraube und eines gewindefreien glatten Stabes Spannungsausschläge bei verschiedenen Mittelspannungen σ_m für die Schraube im zeitlichen Ablauf dargestellt. Durch die Fließbehinderung im Gewinde (Stützwirkung) liegt die statische Tragfähigkeit der Schraube etwas höher als die des glatten Stabes entsprechender Festigkeit $R'_{p0,2} > R_{p0,2}$.

Zu beachten ist, dass die Dauerhaltbarkeit einer Schraubenverbindung nicht nur durch die Schraube selbst (Werkstoff, Form, Herstellung), sondern auch durch die Verspannungsverhältnisse und die Einschraubbedingungen bestimmt wird.

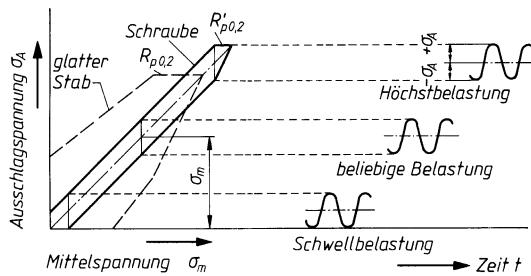


Bild 8-18
Dauerfestigkeitsschaubild einer Schraube
(schematisch)

8.3.4 Anziehen der Verbindung, Anziehdrehmoment

1. Kräfte am Gewinde, Gewindemoment

Die Kraftverhältnisse werden der Einfachheit halber zunächst am Flachgewinde untersucht und zwar an der durch die Abwicklung eines Gewindeganges entstehenden schiefen Ebene mit dem Neigungswinkel gleich Gewindesteigungswinkel φ . Das Muttergewinde wird durch einen Gleitkörper ersetzt, an dem die Längskraft F , die Umfangskraft F_u und die Ersatzkraft F_e als Resul-

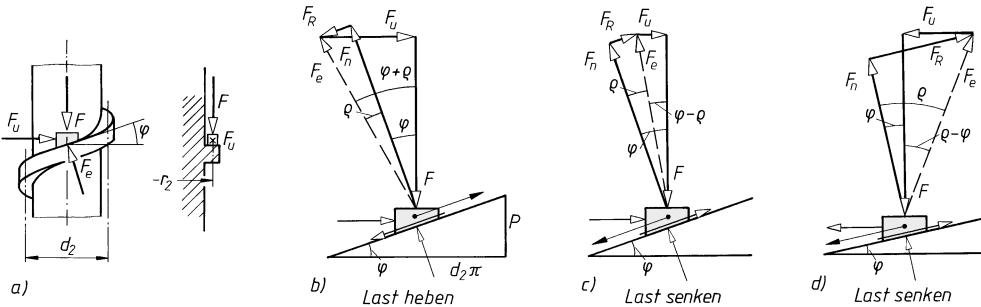


Bild 8-19 Kräfte am Flachgewinde

tierende der Normalkraft F_n und der Reibungskraft F_R angreifen, deren Krafteck bei Gleichgewicht geschlossen sein muss (**Bild 8-19b**). Bei „Last heben“, entsprechend Festdrehen der Schraube (**Bild 8-19b**), ergibt sich aus dem Krafteck $F_u = F \cdot \tan(\varphi + \varrho)$. Bei „Last senken“, entsprechend Lösen der Schraube (**Bild 8-19c**), wird $F_u = F \cdot \tan(\varphi - \varrho)$; bei Steigungswinkel $\varphi <$ Reibungswinkel ϱ (**Bild 8-19d**) wird $(\varphi - \varrho)$ negativ und damit auch F_u , d. h. dass F_u zusätzlich zum „Senken“ aufgebracht werden muss, was dem Lösen der Schraube mit selbsthemmendem Gewinde entspricht.

Die Flanken der genormten Gewinde sind – bis auf das Sägengewinde 45° – zur Gewindeachse um den Teilflankenwinkel geneigt. Ähnlich wie bei Keilnuten muss deshalb die Reibungskraft F_R aus der Normalkomponente der Längskraft F errechnet werden; für symmetrische Gewindeprofile mit dem Teilflankenwinkel $\beta/2$ wird diese $F/\cos(\beta/2)$ (**Bild 8-20**). Die gleichmäßig am Umfang verteilt wirkende Radialkomponente F_r drückt den Schraubenbolzen zusammen und versucht die Mutter aufzuweiten („Sprengkraft“). Da mit zunehmendem Teilflankenwinkel Normal- und Reibungskraft ansteigen, ergibt sich für Sägen- und Trapezgewinde eine kleine (Bewegungsgewinde!) und für das metrische Gewinde (Spitzgewinde) eine größere Reibungskraft (Befestigungsgewinde!).

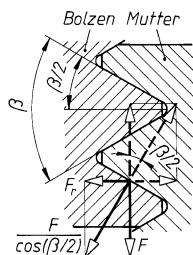


Bild 8-20

Kraftkomponenten am metrischen Gewinde (Spitzgewinde)

Die für das nicht genormte Flachgewinde entwickelten Gleichungen können beibehalten werden, wenn an Stelle der Reibungszahl μ die „Gewinde-Reibungszahl“ (\equiv Keil-Reibungszahl) $\mu'_G = \mu_G / \cos(\beta/2) = \tan \varrho'$ gesetzt wird.

Mit dem Hebelarm $r_2 = d_2/2$ der Kräfte ergibt sich beim Erreichen der Montagevorspannkraft F_{VM} , die der Längskraft F entspricht, das *Gewindemoment*

$$M_G = F_u \cdot d_2/2 = F_{VM} \cdot d_2/2 \cdot \tan(\varphi \pm \varrho') \quad (8.23)$$

F_{VM} Montagevorspannkraft der Schraube

d_2 Flankendurchmesser des Gewindes aus Gewindetabellen **TB 8-1** und **TB 8-2**

φ Steigungswinkel des Gewindes aus Gl. (8.1) bzw. **TB 8-1** und **TB 8-2**; für metrisches Gewinde von M4 bis M30 ist $\varphi = 3,6^\circ$ bis $2,3^\circ$

ϱ' Reibungswinkel des Gewindes, abhängig vom Oberflächenzustand und von der Schmierung, ϱ' aus $\mu'_G = \mu_G / \cos(\beta/2) = 1,155 \cdot \mu_G$ bei metrischem Gewinde mit $\beta = 60^\circ$, μ_G nach **TB 8-12b**

Das + in () gilt beim Festdrehen, das – beim Lösen der Schraube.

2. Anziehdrehmoment

Beim Festdrehen der Schraube ist im letzten Augenblick, also beim Erreichen der Montage-Vorspannung F_{VM} , außer dem Gewindemoment noch das Reibungsmoment an der Auflagefläche des Schraubenkopfes bzw. der Mutter, das Auflagereibungsmoment M_{RA} zu überwinden (**Bild 8-21**). Damit ergibt sich das *Anziehdrehmoment allgemein*:

$$M_A = M_G + M_{RA} = F_{VM} \cdot d_2 / 2 \cdot \tan(\varphi + \varphi') + F_{VM} \cdot \mu_K \cdot d_K / 2$$

oder

$$M_A = F_{VM} \cdot [d_2 / 2 \cdot \tan(\varphi + \varphi') + \mu_K \cdot d_K / 2] \quad (8.24)$$

F_{VM} , d_2 , φ und φ' wie zu Gl. (8.23)

μ_K Reibungszahl für die Auflagefläche nach **TB 8-12c**

d_K wirksamer Reibungsdurchmesser für M_{RA} in der Schraubenkopf- oder Mutterauflage; mit dem Auflagedurchmesser d_w (Kleinstmaß) und dem Lochdurchmesser d_h gilt: $d_K / 2 \approx (d_w + d_h) / 4$; überschlägig gilt für Sechskant- und Zylinderschrauben: $d_K / 2 \approx 0,65d$

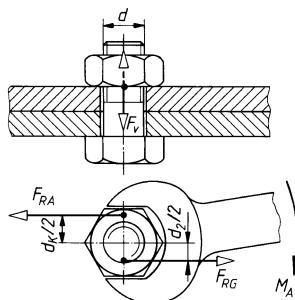


Bild 8-21
Reibung am Gewinde und an den Auflageflächen

Wird in Gl. (8.24) für $\tan(\varphi + \varphi') = \frac{\tan \varphi' + \tan \varphi}{1 - \tan \varphi' \cdot \tan \varphi}$ gesetzt und hierin $\tan \varphi' = \mu'_G$ und der Nenner $1 - \tan \varphi' \cdot \tan \varphi = 1 - \mu'_G \cdot \tan \varphi \approx 1$ (mit $\tan \varphi < 0,06$ für $\varphi \approx 2,3 \dots 3,6^\circ$ und selbst mit einem hohen μ_G -Wert wird der Nenner nur wenig kleiner als 1) und wird ferner $d_K / 2 = (d_w + d_h) / 4$ gesetzt sowie μ_G und μ_K durch eine Gesamtreibungszahl μ_{ges} ersetzt, dann ergibt sich nach Umformen der Gl. (8.24) das *rechnerische Anziehdrehmoment für Befestigungsschrauben mit metrischem Gewinde (Regel- und Feingewinde)* aus

$$M_A = 0,5 \cdot F_{VM} \cdot d_2 \cdot \left[\mu_{ges} \cdot \left(\frac{1}{\cos(\beta/2)} + \frac{d_w + d_h}{2 \cdot d_2} \right) + \tan \varphi \right] \quad (8.25)$$

F_{VM} , φ , d_2 wie zu Gl. (8.23)

d_h Durchmesser des Durchgangsloches nach DIN 20273, s. **TB 8-8**

d_w äußerer Auflagedurchmesser des Schraubenkopfes bzw. der Mutter nach den Maßnormen; näherungsweise kann gesetzt werden: $d_w \approx 1,4d$ (mit d als Nendurchmesser der Schraube)

μ_{ges} Gesamtreibungszahl nach **TB 8-12a**

$\mu_{ges} \approx 0,12$ für unbehandelte, geölte Schrauben; also im Normalfall

Für metrische ISO-Gewinde mit einem Flankenwinkel von 60° und bei Gleichsetzen der Reibungszahlen $\mu_G = \mu_K = \mu_{ges}$ lässt sich Gl. (8.25) auch in folgender Form schreiben

$$M_A = F_{VM} [0,159P + \mu_{ges}(0,577d_2 + d_K/2)] \quad (8.26)$$

Wenn die Reibungszahlen im Gewinde und in der Schraubenkopf- bzw. Mutterauflage unterschiedlich sind, gilt nach Gl. (8.24) für metrisches ISO-Gewinde nach entsprechender Umformung für das Anziehdrehmoment allgemein

$$M_A = F_{VM}(0,159P + 0,577 \cdot \mu_G \cdot d_2 + \mu_K \cdot d_K/2) \quad (8.27)$$

F_{VM} , d_2 , d_K , μ_G und μ_K wie zu Gl. (8.23) und (8.24)
 P Gewindesteigung, für Regelgewinde nach **TB 8-1**

Das Anziehmoment in Gl. (8.24) bis (8.27) ist mit den minimalen Reibzahlen zu berechnen und stellt den oberen Grenzwert dar. Verfahrens- und werkzeugbedingte Streuungen sind davon abzuziehen.

Gl. (8.27) lässt erkennen, dass nur der kleine Momentenanteil $M_{GSt} = 0,159 \cdot F_{VM} \cdot P$ der „schiefen Ebene“ (Gewindesteigung) der eigentlichen Erzeugung der Vorspannkraft in der Schraube dient. Der überwiegende Teil (80–90%!) des erforderlichen Anziehdrehmomentes muss bei den meisten Anziehverfahren zur Überwindung der Reibung in der Schraubenkopf- bzw. Mutterauflagefläche (M_{RA}) und zwischen den Gewindeflanken von Schraube und Mutter ($M_{GR} = 0,577 \cdot F_{VM} \cdot \mu_G \cdot d_2$) aufgebracht werden.

Wird der Klammerausdruck in Gl. (8.27) durch den Wert $K \cdot d$ ersetzt, so lässt sie sich in der Form $M_A = F_{VM} \cdot K \cdot d$ schreiben. Für Regelgewinde beträgt der Klammerausdruck bei Sechskantschrauben mit mittleren Abmessungen $K \approx 0,022 + 0,53 \cdot \mu_G + 0,67 \cdot \mu_K$. Die K -Werte liegen für die üblichen Reibungszahlen μ_G und μ_K von 0,08 bis 0,14 entsprechend zwischen 0,12 und 0,19. Für den Normalfall ($\mu_{ges} \approx 0,12$) lässt sich für Befestigungsschrauben das Anziehdrehmoment oft hinreichend genau ermitteln durch die einfache Beziehung

$$M_A \approx 0,17 \cdot F_{VM} \cdot d \quad (8.28)$$

F_{VM} Montagevorspannkraft
 d Schraubennendurchmesser

Meist wird die Vorspannkraft durch Drehen der Mutter oder der Schraube aufgebracht. Der Schraubenbolzen erfährt dabei Zug- und Torsionsbeanspruchungen, welche zu einer resultierenden Gesamtbeanspruchung (Vergleichsspannung) σ_{red} zusammengefasst werden können, vgl. 8.3.6. In der Regel werden die Schrauben so hoch vorgespannt, dass σ_{red} 90% der Streckgrenze des Schraubenwerkstoffes erreicht. Die dazu erforderlichen Anziehdrehmomente (= Spannmomente) $M_{A90} = M_{sp}^{1)}$ wurden nach Gl. (8.26) berechnet und lassen sich **TB 8-14** entnehmen.

8.3.5 Montagevorspannkraft, Anziehfaktor und -verfahren

Die bei der Montage einer Schraube sich ergebende Vorspannkraft unterliegt je nach Reibungsverhältnissen und Anziehmethode einer Streuung zwischen einem Größwert F_{Vmax} und einem Kleinstwert F_{Vmin} , was bei der Auslegung einer Schraubenverbindung entsprechend zu berücksichtigen ist.

Das Anziehen von Hand oder mit Schlagschraubern ohne Einstellkontrollen führt naturgemäß zu den größten Streuungen und sollte darum auf untergeordnete Verbindungen beschränkt bleiben. Bei wichtigen Verschraubungen ist ein kontrolliertes Anziehen unbedingt erforderlich, um eine verlangte Vorspannkraft möglichst genau zu erreichen:

Drehmomentgesteuertes Anziehen mit anzeigen oder signalgebenden Drehmomentschlüsseln (DIN ISO 6789). Die dabei auftretende Streuung der Montagevorspannkraft wird im Wesentlichen durch die Streuung des Anziehdrehmomentes und der Gewinde- und Kopfreibung hervorgerufen.

Drehwinkelgesteuertes Anziehen, bei dem die Schraubenverbindung zunächst auf ein Ausgangsdrehmoment vorgezogen wird, wodurch die zu verschraubenden Bauteile zur Anlage kommen. Von dieser Drehmomentschwelle aus wird die Schraube um einen errechneten Winkel weiterbewegt und in den überlastischen Bereich vorgespannt.

¹⁾ Der Index 90 steht für 90%ige Ausnutzung der Mindestdehnungsgrenze des Schraubenwerkstoffes.

Streckgrenzgesteuertes Anziehen, bei dem das Verhältnis von Anziehdrehmoment zu Anziehdrehwinkel stetig gemessen und bei einem Rückgang dieses Wertes auf einen eingestellten Kleinstwert, also beim Erreichen der Schraubenstreckgrenze, der Anziehvorgang beendet wird. Beim drehwinkel- und streckgrenzgesteuerten Anziehen beeinflussen hauptsächlich Schraubenstreckgrenze und Gewindereibung die Vorspannkraftstreuung.

Neben diesen gebräuchlichsten drehenden Anziehverfahren gibt es ziehende Verfahren. Das gebräuchlichste ist das *hydraulische Anziehen*. Bei diesem wird der über die Mutter hinausgehende Schraubenbolzen durch das Montagewerkzeug, welches sich auf dem Bauteil um die Mutter herum abstützt, gezogen. Die Mutter kann danach z. B. mit der Hand angezogen werden. Mit dem Abstellen des Öldrucks im Montagewerkzeug verspannen sich die Bauteile torsionsfrei.

Ein Maß für die Streuung der Vorspannkraft ist der *Anziehfaktor*

$$k_A = \frac{F_{V\max}}{F_{V\min}} > 1$$

Experimentell ermittelte Werte s. **TB 8-11**.

Um zu gewährleisten, dass eine Mindest-Vorspannkraft, z. B. als geforderte Klemm- oder Dichtungskraft oder als Rest-Vorspannkraft oder als Normalkraft für Reibungsschluss, im Betriebszustand mit Sicherheit erreicht oder eingehalten wird, muss also mit einer max. Vorspannkraft $F_{V\max} = k_A \cdot F_{V\min}$ gerechnet werden, die als *Montagevorspannkraft* F_{VM} betrachtet werden kann.

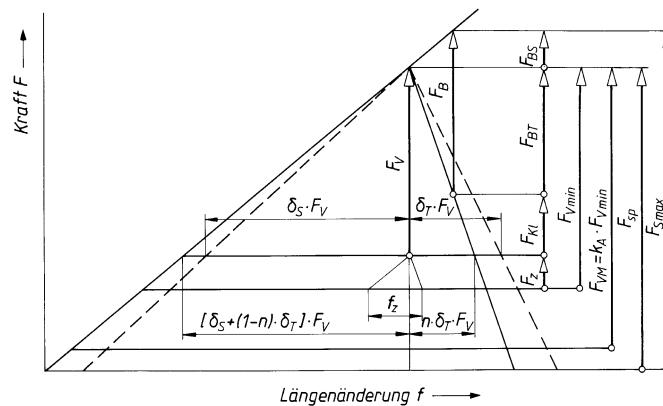


Bild 8-22

Verspannungsschaubild mit
Hauptdimensionierungsgrößen
--- Montagezustand

Ist eine Betriebskraft F_B in Längsrichtung der Schraube aufzunehmen und außerdem eine bestimmte *Dichtungskraft* gleich *Klemmkraft* F_{KI} im Betriebszustand gefordert, wie z. B. bei der Deckelverschraubung eines Druckbehälters (**Bild 8-23a**), dann wird die (theoretische) Mindest-Vorspannkraft entsprechend Gl. (8.13) und Verspannungsschaubild **Bild 8-12c**

$$F_{V\min} = F_{KI} + F_{BT} = F_{KI} + F_B \cdot (1 - \Phi)$$

und bei Berücksichtigung des Setzens der Verbindung (**Bild 8-17** und **8-22**) durch F_Z nach Gl. (8.19)

$$F_{V\min} = F_{KI} + F_B \cdot (1 - \Phi) + F_Z$$

Unter Berücksichtigung der Streuung der Vorspannkraft beim Anziehen durch den Anziehfaktor k_A wird die *Montagevorspannkraft*

$$F_{VM} = k_A \cdot F_{V\min} = k_A [F_{KI} + F_B \cdot (1 - \Phi) + F_Z] \quad (8.29)$$

k_A Anziehfaktor, abhängig vom Anziehverfahren; Richtwerte nach **TB 8-11**

F_{KI} geforderte Dichtungs- gleich Klemmkraft

F_B statische oder dynamische Betriebskraft in Längsrichtung der Schraube

Φ Kraftverhältnis nach Gl. (8.17)

F_Z Vorspannkraftverlust nach Gl. (8.19)

Ist nur eine Betriebskraft F_B in Längsrichtung der Schraube aufzunehmen und eine bestimmte Klemmkraft nicht gefordert, wie z. B. bei der Verschraubung eines Lagers (**Bild 8-23b**), dann sollte eine Mindest-Klemmkraft so gewählt werden, dass der Verspannungszustand der Bauteile auch nach dem Setzen gewährleistet ist.

Ist allein eine bestimmte Klemmkraft F_{KI} aufzubringen, z. B. als Dichtungskraft (**Bild 8-23c**) oder als Spannkraft bei Kegelverbindungen u. dgl. (**Bild 8-23f**) oder als Normalkraft bei querbeanspruchten Schraubenverbindungen (**Bild 8-23d** und **e**), und fehlt eine zusätzliche Betriebskraft F_B in Längsrichtung der Schraube, also bei $F_B = 0$, so wird

$$F_{VM} = k_A(F_{KI} + F_Z) \quad (8.30)$$

F_{KI} geforderte Dichtungskraft, Spannkraft oder Normalkraft, bei querbeanspruchten Verbindungen $F_{KI} \equiv F_n$ nach **Bild 8-16b**

Die zu wählende Schraube (Durchmesser und Festigkeitsklasse) sollte eine zugeordnete Spannkraft $F_{sp} = F_{VM90}$ (nach **TB 8-14**) aufweisen, die mindestens so groß wie die Montagevorspannkraft F_{VM} nach Gln. (8.29) bis (8.30) ist.

8

8.3.6 Beanspruchung der Schraube beim Anziehen

Bei den meisten Anziehverfahren wird ein Anziehdrehmoment M_A über den Schraubenkopf oder die Mutter in die Verbindung eingeleitet. Dieses erzeugt die Montagevorspannkraft F_{VM} , die eine Montagezugsspannung σ_M im Schraubenbolzen bewirkt. Infolge des Gewindemomentes M_G wird zusätzlich eine Torsionsspannung τ_t hervorgerufen. Die aus dem vorliegenden zweiachsigen Spannungszustand resultierende Gesamtbeanspruchung lässt sich mit der Gestaltänderungsenergie-Hypothese $\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_M^2 + 3\tau_t^2}$ auf einen gleichwertigen einachsigen Spannungszustand zurückführen.

Für den Fall, dass für die Vergleichsspannung σ_{red} eine 90%ige Ausnutzung der Mindestdehnungsgrenze $R_{p0,2}$ (bzw.: Mindeststreckgrenze R_{eL}) der Schraube zugelassen wird, gilt mit $v = 0,9$ als Ausnutzungsgrad

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_M^2 + 3\tau_t^2} \leq v \cdot R_{p0,2} = 0,9 \cdot R_{p0,2} \quad (8.31)$$

Mit $\tau_t = M_G/W_t$ und $M_G = F_{VM}(0,159P + 0,577 \cdot \mu_G \cdot d_2)$ nach Gl. (8.27) bzw. (8.23) sowie $W_t = \pi \cdot d_0^3 / 12^{1)}$ mit d_0 als Durchmesser des kleinsten maßgebenden Querschnitts erhält man nach entsprechender Umformung die Montagezugsspannung

$$\sigma_M = \frac{0,9 \cdot R_{p0,2}}{\sqrt{1 + 3 \left[\frac{3}{d_0} (0,159P + 0,577 \cdot \mu_G \cdot d_2) \right]^2}} \quad (8.32)$$

$R_{p0,2}$ Mindestdehnungsgrenze (bzw. Mindeststreckgrenze) des Schraubenwerkstoffes nach **TB 8-4**
 P Gewindesteigung, für Regelgewinde nach **TB 8-1**

μ_G Reibungszahl im Gewinde nach **TB 8-12a, b**

d_2 Flankendurchmesser des Gewindes aus Gewindetabellen, z. B. aus **TB 8-1** und **TB 8-2**
 d_0 man setzt für Schafschrauben den zum Spannungsquerschnitt gehörenden Durchmesser
 $d_s = (d_2 + d_3)/2$, für Dehnschrauben (Taillenschrauben) den Schaftdurchmesser
 $d_T \approx 0,9d_3$

Hinweis: Werden die Schrauben nur im elastischen Bereich angezogen, ergibt sich mit $W_t = \pi \cdot d_0^3 / 16$ in Gl. (3.32) für $3/d_0$ unter der Wurzel $4/d_0$.

¹⁾ Bei überelastisch angezogenen Schrauben wird die Fließgrenze des Schraubenwerkstoffes erst erreicht, wenn eine über den Querschnitt konstante Torsionsspannung vorliegt. Dies wird durch das korrigierte W_t berücksichtigt.

Damit können die *Spannkräfte* errechnet werden

- für Schraubens (d ≥ d_s):

$$F_{sp} = F_{VM\ 90} = \sigma_M \cdot A_s = \sigma_M \frac{\pi}{4} \left(\frac{d_2 + d_3}{2} \right)^2 \quad (8.33a)$$

- für Dehnenschrauben (d_T < d_s):

$$F_{sp} = F_{VM\ 90} = \sigma_M \cdot A_T = \sigma_M (\pi/4) d_T^2 \quad (8.33b)$$

F_{VM 90} die Montagevorspannkraft, bei welcher 90% der Mindestdehngrenze des Schraubenwerkstoffes ausgenutzt werden

d₂, d₃ Flanken- bzw. Kerndurchmesser des Gewindes nach **TB 8-1** und **TB 8-2**

d_T Schaftdurchmesser bei Dehnenschrauben (Taillenschrauben), d_T ≈ 0,9d₃

d_s Durchmesser zum Spannungsquerschnitt A_s, also d_s = (d₂ + d₃)/2

σ_M Montagezugsspannung infolge F_{sp} nach Gl. (8.32)

Die Spannkräfte F_{sp} in **TB 8-14** wurden unter Berücksichtigung der beim Anziehen wirkenden Zug- und Torsionsspannungen für eine 90 %ige Ausnutzung der Mindestdehngrenze nach Gl. (8.33) berechnet. Der Schraubenbolzen weist im Betrieb also noch eine Ausnutzungsreserve von 10 % auf. Soll ein anderer Ausnutzungsgrad realisiert werden, z. B. beim streckgrenz- und drehwinkelgesteuerten Anziehen ν = 1,0, also einer 100 %igen Ausnutzung der Mindestdehngrenze, müssen die Tabellenwerte für F_{sp} nach **TB 8-14** mit ν/0,9 multipliziert werden. Neuere Untersuchungen zeigen, dass nach dem Anziehen infolge elastischer Rückfederung des verspannten Systems die Torsionsspannung in vielen Fällen auf 50 % abfällt, bei überelastischem Anziehen oder wechselnder Belastung wegfallen kann. Für die Schrauben liegt im Betriebszustand also eine geringere Beanspruchung vor. So ist auch erklärbar, dass Schrauben selbst bei voller Ausnutzung der Mindestdehngrenze während der Montage, im Betrieb noch zusätzlich beansprucht werden können.

Bei allen Anziehverfahren, bei denen im Schraubenbolzen keine Torsionsbeanspruchung auftritt (z. B. hydraulisches und thermisches Anziehen), lassen sich höhere Montagezugsspannungen erreichen. Für τ_t = 0 gilt nach Gl. (8.31): σ_{red} = σ_M = ν · R_{p0,2}.

8.3.7 Einhaltung der maximal zulässigen Schraubenkraft, Berechnung der statischen Sicherheit

Bei mit F_{sp} vorgespannten Schrauben wird die Mindestdehngrenze durch σ_{red} = 0,9 · R_{p0,2} nur zu 90% ausgenutzt. Die Zusatzkraft F_{BS} = Φ · F_B, also der Anteil der Betriebskraft, mit dem die Schraube zusätzlich belastet wird, darf deshalb nicht größer werden als 0,1 · R_{p0,2} · A_s.

Die maximal zulässige Schraubenkraft wird nicht überschritten, wenn die Zusatzkraft

- bei Schraubens:

$$F_{BS} = \Phi \cdot F_B \leq 0,1 \cdot R_{p0,2} \cdot A_s \quad (8.34a)$$

- bei Dehnenschrauben:

$$F_{BS} = \Phi \cdot F_B \leq 0,1 \cdot R_{p0,2} \cdot A_T \quad (8.34b)$$

F_B axiale Betriebskraft

R_{p0,2} 0,2%-Dehngrenze bzw. Streckgrenze entsprechend der Festigkeitsklasse, Werte nach DIN EN 20 898 T1 oder nach **TB 8-4**

Φ Kraftverhältnis nach Gl. (8.17)

A_s Spannungsquerschnitt des Schraubengewindes nach **TB 8-1** und **TB 8-2**, allgemein:

$$A_s = \frac{\pi}{4} \left(\frac{d_2 + d_3}{2} \right)^2$$

A_T Taillenquerschnitt: A_T = (π/4) · d_T², wobei d_T ≈ 0,9d₃

Für die statische Sicherheit gilt

$$S_F = \frac{R_{p0,2}}{\sigma_{\text{red}}} \geq S_{F\text{erf}} \quad (8.35a)$$

$R_{p0,2}$ siehe Gl. (8.34)

$S_{F\text{erf}}$ erforderliche Sicherheit; $S_{F\text{erf}} \geq 1,0$ bei Längskraft; $S_{F\text{erf}} \geq 1,2$ bei Querkraft, statisch
 $S_{F\text{erf}} \geq 1,8$ bei Querkraft, wechselnd wirkend

mit der Vergleichsspannung

$$\sigma_{\text{red}} = \sqrt{\sigma_{z\text{max}}^2 + 3(k_\tau \cdot \tau_t)^2} \quad (8.35b)$$

$\sigma_{z\text{max}}$ maximale Zugspannung: $\sigma_{z\text{max}} = F_{S\text{max}}/A_0 = (F_{sp} + \Phi \cdot F_B)/A_0$ mit $A_0 = A_s$ bzw. A_T
siehe Gl. (8.34)

k_τ Reduktionskoeffizient; berücksichtigt Rückgang der Torsionsspannung im Betrieb:
Empfehlung $k_\tau = 0,5$

τ_t maximale Torsionsspannung: $\tau_t = M_G/W_t$ mit $M_G = F_{sp}(0,159P + 0,577 \cdot \mu_G \cdot d_2)$ und
 $W_t = \pi \cdot d_0^3/16$

8

8.3.8 Flächenpressung an den Auflageflächen

Damit bei maximaler Schraubenkraft an der Auflagefläche zwischen Schraubenkopf bzw. Mutter und verspannten Teilen keine weiteren Fließvorgänge und damit Setzerscheinungen ausgelöst werden, darf die Flächenpressung die Quetschgrenze des verspannten Werkstoffes nicht überschreiten. Da jedoch plastische Verformung der Auflagefläche eine Kaltverfestigung des Werkstoffes bewirkt, sind (Grenz-)Flächenpressungen zulässig, die zum Teil über der Quetschgrenze liegen.

Mit der maximalen Schraubenkraft $F_{S\text{max}} = F_{sp} + F_B = F_{sp} + \Phi \cdot F_B \approx F_{sp}/0,9$ (**Bild 8-22**) gilt für die Flächenpressung unter der ebenen Kopf- bzw. Mutterauflage

$$p = \frac{F_{sp} + \Phi \cdot F_B}{A_p} \approx \frac{F_{sp}/0,9}{A_p} \leq p_G \quad (8.36)$$

F_{sp} Spannkraft der Schraube bei 90%iger Ausnutzung der Mindestdehngrenze durch σ_{red} , nach Gl. (8.33) oder nach **TB 8-14**

Φ Kraftverhältnis nach Gl. (8.17)

F_B axiale Betriebskraft

A_p Fläche der Schraubenkopf- bzw. Mutterauflage, allgemein aus $A_p \approx \pi/4(d_w^2 - d_h^2)$ mit Auflagedurchmesser d_w (Kleinstmaß) und Durchgangsloch d_h ; bei Sechskant- und Innensechskantschrauben aus **TB 8-8** und **TB 8-9**

p_G Grenzflächenpressung, abhängig vom Werkstoff der verspannten Teile und vom Anziehverfahren, Richtwerte s. **TB 8-10b**

Für streckgrenz- und drehwinkelgesteuerte Anziehverfahren, bei denen die tatsächliche (maximale) 0,2%-Dehngrenze ($R_{p0,2\text{max}}/R_{p0,2\text{min}} \approx 1,2$) zu 100% ausgenutzt wird, gilt bei Berücksichtigung eines Verfestigungseinflusses (1,05)

$$p = 1,2 \cdot 1,05 \frac{F_{sp}/0,9}{A_p} = 1,4 \frac{F_{sp}}{A_p} \leq p_G \quad (8.37)$$

Wird $p > p_G$, müssen Maßnahmen zur Vergrößerung der Auflagefläche getroffen (z. B. durch Verwendung von Sechskantschrauben ohne Telleransatz, Schrauben mit Bund oder vergüteten Scheiben) oder Konstruktions- bzw. Werkstoffänderungen durchgeführt werden.

8.3.9 Praktische Berechnung der Befestigungsschrauben im Maschinenbau

Form und Größe der Schrauben werden meist nach den konstruktiven Gegebenheiten, Festigkeits- und Produktklasse nach dem Verwendungszweck gewählt. Dabei sind auch noch Gesichtspunkte der Montage, Lagerhaltung und Kosten maßgebend.

Befestigungsschrauben werden nur dann berechnet, wenn größere Kräfte zu übertragen sind und ein etwaiger Bruch schwerwiegende Folgen haben kann (z. B. bei Kraftmaschinen), wenn die Verbindung unbedingt dicht sein muss (z. B. bei Druckbehältern) oder nicht rutschen darf (z. B. bei Kupplungen), oder wenn eine „gefühlsmäßige“ Auslegung zu unsicher ist.

1. Nicht vorgespannte Schrauben

Diese werden durch eine äußere, meist statische Kraft F auf Zug, selten auf Druck, beansprucht (s. auch unter 8.3). Werden die Schrauben „unter Last“ angezogen (z. B. Spannschrauben, Bild 8-8a), so tritt dabei eine zusätzliche Verdrehbeanspruchung auf, die dann durch eine entsprechend kleinere zulässige Zugspannung berücksichtigt wird. Der erforderliche Spannungsquerschnitt ergibt sich aus:

$$A_s \geq \frac{F}{\sigma_{z(d)} \text{zul}} \quad (8.38)$$

F Zug-(oder Druck-)kraft für die Schraube

$\sigma_{z(d)} \text{zul}$ zulässige Zug-(Druck-)spannung; man setzt $\sigma_{z(d)} \text{zul} = R_{p0,2}/S$; Streck- bzw. 0,2%-Dehngrenze $R_{p0,2}$ nach TB 8-4, Sicherheit $S = 1,5$ bei „Anziehen unter Last“, sonst $S = 1,25$

Gewählt wird der dem Spannungsquerschnitt A_s nächstgelegene Gewinde-Nenndurchmesser aus den Gewindetabellen TB 8-1 bzw. TB 8-2.

Bei dynamisch beanspruchten Schrauben wird mit Gl. (8.20a) außerdem noch deren Dauerhaltbarkeit nachgewiesen. Dabei gilt $F_a = (F_{Bo} - F_{Bu})/2$ oder bei rein schwellender Belastung $F_a = F_{Bo}/2$.

2. Vorgespannte Schrauben, Rechnungsgang

Verbindungen mit vorgespannten Schrauben haben verschiedenartige Aufgaben zu erfüllen. Einige Verschraubungsfälle sind in Bild 8-23 dargestellt. Die „äußeren“ Kräfte (F , F_Q) und „Funktionskräfte“ (Dichtungs-, Normal- und Spannkräfte) sowie die sich daraus ergebenden Schraubenkräfte sind hierbei in vereinfachter Weise eingetragen.

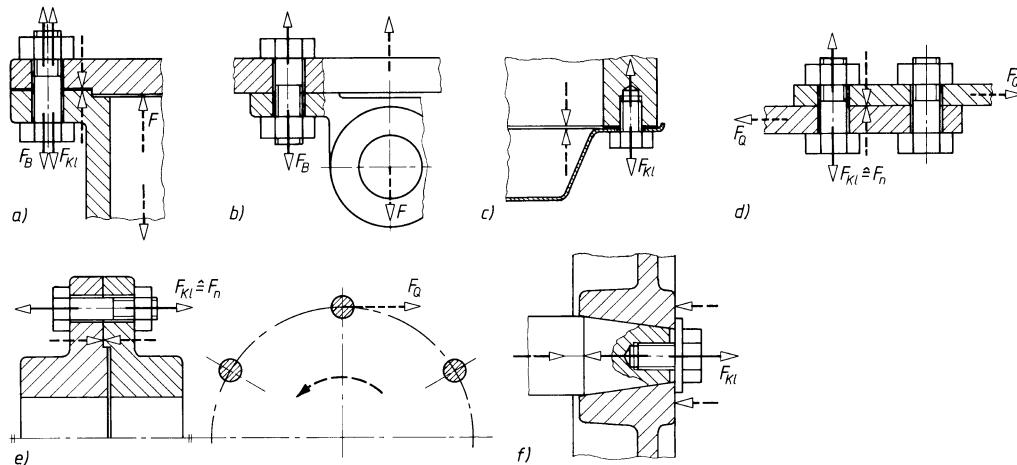


Bild 8-23 Verschraubungsfälle für vorgespannte Schrauben.

- a) bei Längs- und Dichtungskraft
- b) bei Längskraft
- c) bei alleiniger Dichtungskraft
- d) bei Querkraft
- e) bei Querkraft aus Drehmoment
- f) bei Klemm- oder Spannkraft (bei c-f $F_B = 0$)

Die Auslegung der Verbindung kann in der Regel nach folgender Reihenfolge erfolgen:

- 1) Grobe Vorwahl des Schraubendurchmessers d und der zugehörigen Festigkeitsklasse nach **TB 8-13** mit dem der Betriebskraft F_B (Querkraft F_Q) nächsthöheren Tabellenwert und überschlägige Berechnung der Flächenpressung p nach Gl. (8.36) bzw. (8.37) oder Vorauslegung der Schraubenverbindungen nach 8.2.3.
- 2) Ermittlung der erforderlichen Montagevorspannkraft F_{VM} mit Gl. (8.29) oder (8.30), je nachdem welche Kräfte auf die Verbindung wirken. Tritt eine Querkraft auf ergibt sich die erforderliche Klemmkraft aus Gl. (8.18). Wenn $F_{VM} > F_{sp}$ nach **TB 8-14** ist der Schraubendurchmesser oder die Festigkeitsklasse zu korrigieren.
- 3) Erforderliches Anziehmoment M_A mit Gl. (8.27) bestimmen. Meist wird $F_{VM} = F_{sp}$ gewählt; dann ist $M_A = M_{sp}$ aus **TB 8-14**. Bei streckgrenz- und drehwinkelgesteuertem Anziehen sind die Werte aus **TB 8-14** durch $v = 0,9$ zu dividieren.
- 4) Nachprüfung der Schraube:
 - a) Bei statischer Betriebskraft F_B ist es normalerweise ausreichend die Zusatzkraft F_{BS} nach Gl. (8.34) zu überprüfen; genauer ist die Berechnung der statischen Sicherheit mit Gl. (8.35a).
 - b) Bei dynamischer Betriebskraft F_B zunächst Nachprüfung wie zu a), außerdem die Ausschlagsspannung σ_a nach Gl. (8.20a) prüfen bzw. die Sicherheit nach Gl. (8.20b) berechnen.
- 5) Nachprüfung der Flächenpressung unter Kopf- bzw. Mutterauflage nach Gl. (8.36), bei streckgrenz- und drehwinkelgesteuertem Anziehen nach Gl. (8.37).

8.3.10 Lösen der Schraubenverbindung, Sicherungsmaßnahmen

1. Losdrehmoment

Das zum Lösen einer vorgespannten Schraubenverbindung erforderliche Losdrehmoment ist normalerweise kleiner als das Anziehdrehmoment, da sich einmal die Montagevorspannkraft F_{VM} wegen des Setzens auf eine „vorhande“ Vorspannkraft F_V verringert hat, zum anderen die Kraftverhältnisse im Gewinde (s. unter 8.3.4-1) ein Lösen begünstigen.

Das erforderliche Losdrehmoment M_L ergibt sich aus der Gl. (8.24) mit $F_V = F_{VM} - F_Z$ zu

$$M_L = F_V \cdot [d_2/2 \cdot \tan(-\varphi + \varrho') + \mu_K \cdot d_K/2].$$

2. Selbsttägliches Losdrehen, Lockern der Verbindung

Ist eine *dynamisch längsbelastete Verbindung*, auf die kein äußeres Losdrehmoment wirkt, ordnungsgemäß vorgespannt, dann hält normalerweise die starke Pressung zwischen den Gewindeflanken der Mutter die Selbsthemmung (s. unter 8.5.5) aufrecht. Dennoch kann es zu Losdrehvorgängen kommen, die erfahrungsgemäß zum Versagen der Verbindung führen.

Untersuchungen zeigen, dass bei sehr großem Verhältnis von schwingender Betriebskraft zu Vorspannkraft, insbesondere bei stark verminderter Restvorspannkraft F_{KI} unter der Druckamplitude der schwingenden Betriebskraft ein teilweises Losdrehen einsetzen kann. Ursache sind radiale (oder auch tangentiale) Gleitbewegungen zwischen den Gewindeflanken wie auch zwischen den Kopf- und Mutterauflageflächen infolge von Verformungen in der Gewindeverbindung, vor allem nahe der Auflagefläche. Die Schraube wird nahezu reibungsfrei ähnlich wie bei einem Gewicht auf einer in Schwingungen versetzten schießen Ebene und damit die Selbsthemmung aufgehoben. Es wirkt nur das innere Losdrehmoment $M_{Li} = -F_V \cdot d_2/2 \cdot \tan \varphi = F_V \cdot P/2$. Dieses kann zu einem teilweisen Losdrehen und damit zu einem Abbau von F_V aber auch zum Stillstand des Vorgangs führen, da ein kleineres F_V ein kleineres Losdrehmoment erzeugt. Gegen das innere Losdrehmoment ist zu sichern. Andernfalls erhöht der Vorspannungsabfall oder gar der vollständige F_V -Verlust die Dauerbruchgefahr, weil die gesamte schwingende Betriebskraft F_B die Schraube belastet.

In *dynamisch querbelasteten Verbindungen* (z. B. Tellerrad- oder Schwungradverschraubungen) kann ein vollständiges selbsttätiges Losdrehen erfolgen, sobald die Klemmkraft in der Verbindung den Reibschluss zwischen den verspannten Teilen nicht mehr aufrechterhalten kann. Die auftretenden Querschiebungen zwingen der Schraube eine Pendelbewegung auf, die zu Relativbewegungen im Muttergewinde führt. Sind die Amplituden solcher Verschiebungen groß genug, kommt es auch zum Gleiten unter den Kopf- und Mutterauflageflächen, so dass *das innere Losdrehmoment* die Verbindung losdreht, sobald die Reibung ausgeschaltet ist. Geeignete Losdreh-sicherungen können dieses selbsttätige Losdrehen verhindern. Bei hohen Lastwechselzahlen besteht aber die Gefahr des Schwingbruchs durch Biegewechselbelastung.

3. Sicherungsmaßnahmen, Anwendung und Wirksamkeit der Sicherungselemente

Nach ihrer Funktion lassen sich die Sicherungselemente in Sicherungselemente zur Kompensation von Setz- und Relaxionsverlusten, Verlier- und Losdreh-sicherungen unterteilen:

Als *Sicherungselemente zur Kompensation von Setz- und Relaxionsverlusten* eignen sich mitverspannte federnde Elemente. Sie sollen zeitabhängige Setzerscheinungen und Werkstoffrelaxationen (insbesondere bei kurzen Klemmlängen, mehreren Trennfugen und Oberflächen mit großen Rauheiten und dicken Überzügen) ausgleichen. Geeignet sind hier Tellerfedern und Spannscheiben, die auch bei Kombischrauben und -muttern eingesetzt werden. Weitgehend unwirksam sind dagegen die nicht mehr genormten Federringe und Feder-, Zahn- und Fächerscheiben. Sie eignen sich nur teilweise als Losdreh- und Verliersicherung bei Schrauben bis Festigkeitsklasse 5.8.

Zu den *Verliersicherungen* zählen formschlüssige und klemmende Sicherungselemente. Sie können eingesetzt werden, wenn ein deutlicher Vorspannkraftverlust geduldet werden kann, das vollständige Auseinanderfallen der Verbindung aber verhindert werden muss. Nach einem anfänglichen Losdrehen kommt es bei diesen zum Stillstand, wenn das innere Losdrehmoment gleich dem Klemmdrehmoment im Gewinde ist. In der Regel bleiben 20% der Vorspannkraft erhalten.

Formschlüssige Sicherungselemente (Sicherungsbleche, Kronenmuttern mit Splint) eignen sich nicht als Verliersicherung bei schwingender Querbelastung (besonders kritisch bei hohen Frequenzen), wie Versuche zeigten, weshalb einige Normen zurückgezogen wurden. Nur bei Längsbelastung halten sie in der Regel eine Restvorspannkraft aufrecht und sichern die Verbindung gegen Verlieren.

Bei *kraftschlüssigen Sicherungselementen* (Muttern und Schrauben mit Klemmteil, gewindefurchende Schrauben) kann durch erhöhten Reibungsschluss der Gewindeflanken meist nur ein Teil des bei Aufhebung der Selbsthemmung entstehenden Losdrehmomentes aufgenommen werden. F_V fällt ab, bis das Moment in Losdrehrichtung im Gleichgewicht mit dem Klemmmoment steht, das durch Verformung z. B. des Polyamidringes entsteht.

Losdreh-sicherungen sollen entweder die Relativbewegungen bei Beanspruchung quer zur Schraubenachse verhindern (z. B. Kleber) oder in der Lage sein, das bei Vibration entstehende innere Losdrehmoment zu blockieren (z. B. Schrauben mit Verriegelungszähnen oder Sicherungssrippen). Als Losdreh-sicherung eignen sich sperrende oder stoffschlüssige Elemente, bei denen die Vorspannkraft nicht unter 80 % der Montagevorspannkraft abfällt. Handelsübliche Flanschschrauben und -muttern mit Verriegelungszähnen oder Rippen (**Bild 8-4a**) bzw. Keilsicherungsscheibenpaare blockieren das bei Vibration entstehende innere Losdrehmoment, indem sich die Rippen bzw. Zähne unter den Auflageflächen von Schraubenkopf bzw. Mutter in die zu verspannenden Bauteile drücken. Wellenförmige Rippen verhindern eine Beschädigung der Oberfläche und sichern selbst auf Bauteilen mit einer Härte bis ca. 50 HRC.

Stoffschlüssige Sicherungselemente verhindern Relativbewegungen, sodass kein inneres Losdrehmoment entsteht. Bei gehärteten Bauteilen häufig an Stelle von Sperrzahnschrauben eingesetzt. *Konstruktive Maßnahmen* sind z. B. Erhöhung der Elastizität der Verbindung, Verminderung der Setzbeträge (s. unter 8.3.2), Vermeidung von Relativbewegungen in den Berührungsflächen durch entsprechend hohe Vorspannung.

Hinweis: In der Regel müssen nur sehr kurze Schrauben der unteren Festigkeitsklassen (≤ 6.8) in dynamisch längsbelasteten Verbindungen und kurze bis mittellange Schrauben ($l_k/d \leq 5$) aller Festigkeitsklassen in dynamisch querbelasteten Verbindungen gesichert werden.

In **TB 8-16** sind gebräuchliche Sicherungselemente, nach Funktion, Wirkprinzip und Ursache des Lösens geordnet, zusammengestellt.

8.4 Schraubenverbindungen im Stahlbau

8.4.1 Anwendung

Während früher Stahlkonstruktionen ausschließlich mit Nieten hergestellt wurden, kommen heute bis auf wenige Ausnahmen nur noch Schraub- und Schweißverbindungen in Stahlkonstruktionen zum Einsatz. Geschraubte Verbindungen werden in die Kategorie A bis C für scherbeanspruchte und D bis E für zugbeanspruchte Schrauben eingeteilt.

8

Kategorie A: *Scher-Lochleibungsverbindungen* (SL-Verbindungen) mit Schrauben der Festigkeitsklassen 4.6 bis 10.9. In der Regel sind Vorspannung und besondere Oberflächenbehandlung nicht erforderlich. Schertragfähigkeit und Lochleibungswiderstand werden überprüft.

Kategorie B: *Gleitfeste Verbindungen im Grenzzustand der Gebrauchstauglichkeit* mit kontrolliert vorgespannten hochfesten Schrauben der Festigkeitsklassen 8.8 und 10.9. Der Gleitwiderstand für die Gebrauchstauglichkeit wird zusätzlich zu Schertragfähigkeit und Lochleibungswiderstand überprüft.

Kategorie C: *Gleitfeste Verbindungen im Grenzzustand der Tragfähigkeit* mit kontrolliert vorgespannten hochfesten Schrauben 8.8 und 10.9. Der Gleitwiderstand für die Tragfähigkeit, die Schertragfähigkeit und der Lochleibungswiderstand werden überprüft.

Kategorie D: *Nicht vorgespannte zugbeanspruchte Schrauben* der Festigkeitsklassen 4.6 bis 10.9. Sie dürfen bei Verbindungen mit häufig veränderlichen Zugbeanspruchungen nicht verwendet werden, normale Windlasten sind erlaubt.

Kategorie E: Kontrolliert *vorgespannte zugbeanspruchte Schrauben* der Festigkeitsklassen 8.8 und 10.9.

In der Praxis hat die Kategorie A die mit Abstand größte Bedeutung bei scherbeanspruchten Schrauben, da bei Kategorie B und C eine Behandlung der Reibflächen zur Sicherstellung der Reibung erforderlich ist.

In den Stahlbaunormen wird der Einsatz von Garnituren aus Schraube, Mutter und Scheibe von einem Hersteller vorgeschrieben. Grund ist, dass Schrauben sehr empfindlich auf Unterschiede in der Herstellung und Schmierung reagieren. Der Hersteller ist für die Funktionsfähigkeit der Garnitur verantwortlich. Bei den Schraubengarnituren wird unterschieden zwischen geeignet für nicht vorgespannte Verbindungen und geeignet für vorgespannte Verbindungen. Letztere werden vorwiegend in nicht ruhenden Konstruktionen eingesetzt. Bei kontrolliertem Anziehen sind sie selbstsichernd gegen Lockern und höher dynamisch belastbar. Bei reiner Scherbeanspruchung werden auch Passschrauben verwendet.

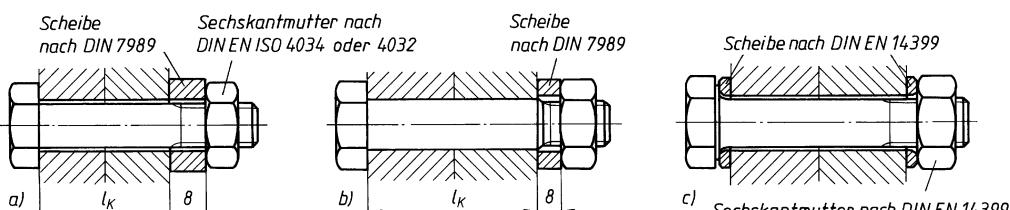


Bild 8-24 Schrauben für Stahlbau. a) Sechskantschraube DIN 7990, b) Sechskant-Passschraube DIN 7968, c) Sechskantschraube DIN EN 14399 (HV-Schraube)

8.4.2 Schraubenarten

Sechskantschrauben, DIN 7990, Festigkeitsklassen 4.6 und 5.6, mit Sechskantmuttern (DIN EN ISO 4032 oder 4034) für nicht planmäßig vorgespannte Schraubengarnituren sollen stets mit 8 mm dicken Scheiben (DIN 7989) verwendet werden (für I- und U-Stähle Keilscheiben DIN 435 und DIN 434). Das Gewinde soll dadurch außerhalb der verschraubten Bauteile zu liegen kommen, damit allein der Schaft die Scherkraft und den Lochleibungsdruck überträgt (**Bild 8-24a**). Durchmesserbereich: M12 bis M30. Alternativ zur Sechskantschraube können auch *Senkschrauben*, DIN 7969, Festigkeitsklasse 4.6, M12 bis M24, eingesetzt werden. Anwendung: Als preiswerte Schrauben ohne Passung (rohe Schrauben) in Scher-Lochleibungsverbindungen bei vorwiegend ruhender Belastung.

Sechskant-Passschrauben, DIN 7968, Festigkeitsklasse 5.6, mit Sechskantmuttern (DIN EN ISO 4032 oder 4034) und Scheiben nach DIN 7989 (**Bild 8-24b**) für nicht vorgespannte Garnituren. Der Schraubenschaft mit Toleranzklasse b11 ist 1 mm größer als der Gewindedurchmesser (M12 bis M30) und soll im geriebenen Loch (Toleranzklasse H11) möglichst spielfrei sitzen. Im Kranbau ist bei Wechselbelastung die Passung H11/k6 oder fester vorgeschrieben. Der Schraubenschaft muss die ganze Klemmlänge reichen. Anwendung: Für verschiebungsfreie (schlupffreie) Anschlüsse (SL-Verbindungen), z. B. biegefeste Stöße, und wenn höhere Tragfähigkeit verlangt wird.

Sechskantschrauben mit großen Schlüsselweiten für planmäßig vorgespannte Garnituren (System HV und HR); Festigkeitsklassen 10.9 bzw. 8.8 und 10.9, mit Sechskantmuttern mit großen Schlüsselweiten und gehärteten Scheiben nach DIN EN 14399, (**Bild 8-24c**); Durchmesserbereich M12 bis M36, Gewindelänge $(1,4\text{--}1,9)d$ bei HV-, $(2,2\text{--}3,3)d$ bei HR-Schrauben. Alternativ auch *Senkschrauben* mit Schlitz (System HR). Die Garnitur (Schraube, Mutter, Scheibe) muss über das Kennzeichen „HV“ bzw. „HR“ tragen.

Sechskant-Passschrauben mit großen Schlüsselweiten, Festigkeitsklasse 10.9, mit Muttern und Scheiben, DIN EN 14399. Der Schraubenschaft ist 1 mm größer als der Gewindedurchmesser (M12 bis M36). Sie müssen auf dem Kopf mit „HVP“ gekennzeichnet sein. Diese Garnitur kann auch mit kalibrierter Vorspannung (DIN EN 14399-10) ausgeführt werden. Ein hier vorgesehenes Abscherende an der Schraube bricht beim Anziehen bei Erreichen der Vorspannkraft ab.

Schraubenbezeichnung: Zusätzlich zur Festigkeitsklasse Angabe der Verwendungsart der Schraubengarnitur: „SB“ für nicht vorgespannte Verbindungen, „HV“ bzw. „HR“ für vorgespannte Verbindungen.

Nennlochspiel bei normalen Schraubenlöchern nach DIN EN 1090-2: M12 1 mm, M16–M24 2 mm, M27–M36 3 mm, Passschrauben Lochspiel $\leq 0,3$ mm.

8.4.3 Geschraubte Anschlüsse

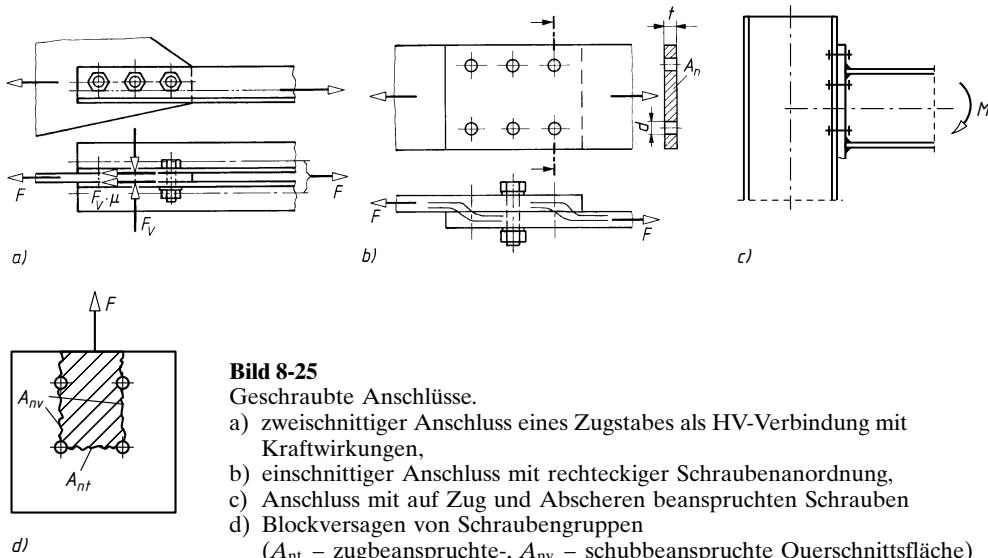
1. Gestaltung der Verbindungen

Für die Gestaltung geschraubter Verbindungen gelten sinngemäß die gleichen Richtlinien wie für Nietverbindungen, siehe 7.5.3-5 und 7.5.4. Es werden symmetrische Schraubenanordnungen angestrebt. Verbindungen mit einer Schraube sind zulässig.

Bei langen Stab- und Laschenanschlüssen (Abstand zwischen der ersten und letzten Schraube $> 15d$) ist eine Abminderung der Abschertragfähigkeit der Schrauben zu berücksichtigen. Beispiele für geschraubte Anschlüsse s. **Bild 8-25**.

2. Anziehen der Verbindungen

Das Anziehen von geschraubten Verbindungen ist in DIN EN 1090-2 und NA zur DIN EN 1993-1-8 geregelt. Nicht vorgespannte geschraubte Verbindungen sind danach mindestens „handfest“ anzuziehen. Hierunter wird verstanden, dass nach dem Anziehen der Schraubenkopf bzw. die Mutter flächig aufliegen und das Klemmpaket keine klaffenden Fugen aufweist.

**Bild 8-25**

Geschraubte Anschlüsse.

- zweischmittiger Anschluss eines Zugstabes als HV-Verbindung mit Kraftwirkungen,
 - einschnittiger Anschluss mit rechteckiger Schraubenanordnung,
 - Anschluss mit auf Zug und Abscheren beanspruchten Schrauben
 - Blockversagen von Schraubengruppen
- (A_{nt} – zugbeanspruchte-, A_{nv} – schubbeanspruchte Querschnittsfläche)

Bei hochfesten Schraubengarnituren kann als Anhaltswert 10 % der Mindestvorspannkraft gewählt werden.

Bei vorgespannten geschraubten Verbindungen (Kategorie B, C und E) ist in der Regel eine Mindestvorspannkraft $F_V = 0,7 \cdot R_{mS} \cdot A_s$ zu realisieren. Bei nicht voll vorgespannten Verbindungen der Kategorie E und für die Vorspannung als Qualitätssicherungsmaßnahme darf eine Vorspannung von bis zu $F_V^* = 0,7 \cdot R_{eS} \cdot A_s$ aufgebracht werden.

Als Sicherung gegen Lockern reicht in der Regel 50 % von F_V^* aus.

3. Verbindungen mit nicht kontrolliert vorgespannten Schrauben

Am häufigsten kommen im Stahlbau quer beanspruchte Schrauben der Kategorie A vor. Sie werden wie Nietverbindungen (s. auch „Nietverbindungen“ unter 7.5.3-3) auf Abscheren und Lochleibungsdruck berechnet. Es gelten für die *Tragfähigkeit bezüglich des Abscherens*

$$F_{vRd} = \beta \cdot \alpha_v \cdot A \cdot R_{mS} / \gamma_{M2} \geq F_{vEd} \quad (8.39)$$

sowie die *Tragfähigkeit bezüglich Lochleibung*

$$F_{bRd} = k_1 \cdot \alpha_b \cdot d \cdot t \cdot R_m / \gamma_{M2} \geq F_{bEd} \quad (8.40)$$

- F_{vEd} von der Verbindung je Schraube und je Scherfuge bzw. je Bauteildicke zu übertragende Kraft (Bemessungswert der einwirkenden Kraft)
- A Schaftquerschnittsfläche; Spannungsquerschnitt A_s , wenn das Gewinde in der Trennfuge liegt
- d Schaftdurchmesser bei Sechskantschrauben nach DIN 7990, Passschraubendurchmesser gleich Lochdurchmesser bei Sechskant-Passschrauben nach DIN 7968 und DIN EN 14399
- t Bauteildicke; bei Senkschrauben Dicke des maßgebenden Verbindungsbleches abzüglich der Hälfte der Senkung nach Bild 7-8b
- α_v Beiwert: $\alpha_v = 0,6$; bei Festigkeitsklasse 4,8, 5,8, 6,8, 10,9 und Gewinde der Schraube in der Trennfuge ist $\alpha_v = 0,5$
- α_b, k_1 Beiwerthe nach TB 8-17, der jeweils kleinste Wert ist zu verwenden; siehe auch Bild 7-15 und Bild 7-2
- β Abminderungsbeiwert $\beta = 1,0$; bei langen Stabanschlüssen ($L > 15d$): $\beta = 1 - (L - 15d)/200d$ mit L – Abstand zwischen den Achsen der ersten und letzten Schraube in Kraftrichtung und $0,75 \leq \beta \leq 1,0$

R_{mS}	Zugfestigkeit des Schraubenwerkstoffes, Werte nach TB 8-4
R_m	Zugfestigkeit der Bauteilwerkstoffe, Werte nach TB 6-5
γ_{M2}	Teilsicherheitsbeiwert; $\gamma_{M2} = 1,25$

Die Lochleibungstragfähigkeit ist bei großem Lochspiel mit dem Faktor 0,8, bei Langlöchern quer zur Krafrichtung mit 0,6 abzumindern. Bei schrägem Kraftangriff darf die Lochleibungstragfähigkeit getrennt für jede der Komponenten nachgewiesen werden.

Bei einschnittigen ungestützten Verbindungen mit nur einer Schraubenreihe ist eine Lochleibungstragfähigkeit $F_{vEd} \leq 1,5d \cdot t \cdot R_m / \gamma_{M2}$ einzuhalten. Unter Schraubenkopf und Mutter sollten hier Scheiben eingesetzt werden, bei den Festigkeitsklassen 8.8 oder 10.9 gehärtete Scheiben.

Auf Zug in Richtung der Schraubenachse belastete Schrauben (Verbindungen der Kategorie D) werden auf *Tragfähigkeit bezüglich Zugkraft* wie folgt berechnet

$$F_{tRd} = k_2 \cdot A_s \cdot R_{mS} / \gamma_{M2} \geq F_{tEd} \quad (8.41)$$

F_{tEd} auf die Schraube einwirkende Zugkraft

k_2 Beiwerthe, $k_2 = 0,63$ bei Senkschrauben, $k_2 = 0,9$ bei allen anderen Schrauben,

A_s Spannungsquerschnitt der Schraube

R_{mS}, γ_{M2} wie zu Gl. (8.40)

8

Werden Schrauben gleichzeitig durch Scherkräfte und Zugkräfte beansprucht ist zusätzlich ein *Interaktionsnachweis* mit

$$\frac{F_{vEd}}{F_{vRd}} + \frac{F_{tEd}}{1,4F_{tRd}} \leq 1,0 \quad (8.42)$$

zu führen.

4. Verbindungen mit vorgespannten hochfesten Schrauben (HV/HR-Schrauben)

Bei kontrolliert vorgespannten hochfesten Schrauben in gleitfesten Verbindungen (Scherverbindungen der Kategorien B und C) ist zusätzlich zu Abscheren und Lochleibung der Widerstand gegen Gleiten in der Trennfuge zu überprüfen. Im Grenzzustand der Gebrauchstauglichkeit darf in der Regel, im Grenzzustand der Tragfähigkeit kein Gleiten auftreten. Bei Verbindungen der Kategorie B erfolgt die Berechnung auf *Gebrauchstauglichkeit*

$$F_{sRd,ser} = k_s \cdot n \cdot \mu \cdot F_V / \gamma_{M3,ser} \geq F_{vEd,ser} \quad (8.43a)$$

bei Verbindungen der Kategorie C auf *Tragfähigkeit*

$$F_{sRd} = k_s \cdot n \cdot \mu \cdot F_V / \gamma_{M3} \geq F_{vEd} \quad (8.43b)$$

$F_{vEd}, F_{vEd,ser}$ Bemessungswert der einwirkenden Scherkraft im Grenzzustand der Tragfähigkeit bzw. Gebrauchstauglichkeit

$F_{sRd}, F_{sRd,ser}$ Grenzgleitkraft im Grenzzustand der Tragfähigkeit bzw. der Gebrauchstauglichkeit

F_V Bemessungswert der Vorspannkraft; $F_V = 0,7 \cdot R_{mS} \cdot A_s$

k_s Beiwert für die Größe des Lochspiels; $k_s = 1$ für normales Lochspiel

n Anzahl der Reiboberflächen

μ Reibungszahl je nach Gleitflächenklasse entsprechend DIN EN 1090-2; $\mu = 0,5$ für Klasse A, $\mu = 0,4$ für B, $\mu = 0,3$ für C bzw. $\mu = 0,2$ für D

$\gamma_{M3}, \gamma_{M3,ser}$ Teilsicherheitsbeiwerte, $\gamma_{M3} = 1,25$, $\gamma_{M3,ser} = 1,1$

Wirken auf eine gleitfeste Verbindung Abscher- und Zugkräfte (z. B. bei Konsolanschlüssen und Stirnplattenverbindungen) verringert sich infolge der Zugkraft die Klemmkraft in der Trennfuge und damit der Gleitwiderstand je Schraube. Bei Verbindungen der Kategorie B gilt dann für die *Gebrauchstauglichkeit*

$$F_{sRd,ser} = k_s \cdot n \cdot \mu (F_V - 0,8 \cdot F_{tEd,ser}) / \gamma_{M3,ser} \geq F_{vEd,ser} \quad (8.44a)$$

bei Verbindungen der Kategorie C für die *Tragfähigkeit*

$$F_{s,Rd} = k_s \cdot n \cdot \mu \cdot (F_v - 0,8 \cdot F_{t,Ed}) / \gamma_{M3} \geq F_{v,Ed} \quad (8.44b)$$

$F_{v,Ed}$, $F_{v,Ed,ser}$ Bemessungswert der einwirkenden Scherkraft im Grenzzustand der Tragfähigkeit bzw. der Gebrauchstauglichkeit

$F_{t,Ed}$, $F_{t,Ed,ser}$ Bemessungswert der einwirkenden Zugkraft im Grenzzustand der Tragfähigkeit bzw. der Gebrauchstauglichkeit

F_v , γ_{M3} , $\gamma_{M3,ser}$, n , μ , k_s wie bei Gl. (8.43)

5. Grenztragfähigkeit der Bauteile

Hier gelten allgemein die gleichen Richtlinien wie für genietete und geschweißte Bauteile, s. unter 7.5.2. Für Rand- und Lochabstände sind Grenzwerte einzuhalten, s. **TB 7-2**.

Als Grenztragfähigkeit der zugbeanspruchten Bauteile von SL-Verbindungen ist der kleinere der folgenden Werte anzusetzen:

- a) der Bemessungswert der plastischen Beanspruchbarkeit des Bruttoquerschnitts

$$N_{pl,Rd} = A \cdot R_e / \gamma_{M0} \geq N_{Ed} \quad (8.45a)$$

- b) der Bemessungswert der Zugbeanspruchbarkeit des Nettoquerschnitts längs der kritischen Risslinie durch die Löcher

$$N_{u,Rd} = 0,9 \cdot A_{net} \cdot R_m / \gamma_{M2} \geq N_{Ed} \quad (8.45b)$$

N_{Ed} Bemessungswert der einwirkenden Zugkraft im Stab

A Bauteilquerschnitt ohne Lochabzug (Bruttoquerschnittsfläche)

A_{net} nutzbare Stabquerschnittsfläche (Nettoquerschnittsfläche), $A_{net} = A - (d_0 \cdot t \cdot z)$
Hierin sind: A volle, ungeschwächte Querschnittsfläche, d_0 Lochdurchmesser, t Stabdicke, z Anzahl der den Stab in Zugrichtung schwächen Löcher (für den Anschluss nach **Bild 8-25b** ist $z = 2$)

R_e Streckgrenze der Bauteilwerkstoffe, Werte nach **TB 6-5**

R_m Zugfestigkeit der Bauteilwerkstoffe, Werte nach **TB 6-5**

γ_{M0} Teilsicherheitsbeiwert, $\gamma_{M0} = 1,0$

γ_{M2} Teilsicherheitsbeiwert, $\gamma_{M2} = 1,25$

Der Lochabzug kann entfallen, wenn bei druckbeanspruchten Bauteilen die Löcher mit den Schrauben gefüllt sind.

Die Berechnung einseitig mit einer Schraubenreihe angeschlossener Winkel kann mit Gl. (7.1) erfolgen.

Wenn große Anschlusskräfte in relativ kleinen Anschlussbereichen übertragen werden sollen ist auch das *Blockversagen von Schraubengruppen* mit SL-Verbindungen zu berechnen. Hierbei wird der gesamte Anschlussbereich infolge Zug- und Schubversagen der Anschlussbleche herausgerissen (schräffierter Bereich in **Bild 8-25d**).

Bei zentrischer Belastung symmetrisch angeordneter Schraubengruppen muss erfüllt sein

$$V_{eff,1,Rd} = A_{nt} \cdot R_m / \gamma_{M2} + A_{nv} \cdot R_e / (\sqrt{3} \cdot \gamma_{M0}) \quad (8.46a)$$

A_{nt} nutzbare zugbeanspruchte Stabquerschnittsfläche (senkrecht zur Kraftrichtung)

A_{nv} nutzbare schubbeanspruchte Stabquerschnittsfläche (in Kraftrichtung)

und bei exzentrischer Belastung

$$V_{eff,2,Rd} = 0,5A_{nt} \cdot R_m / \gamma_{M2} + A_{nv} \cdot R_e / (\sqrt{3} \cdot \gamma_{M0}) \quad (8.46b)$$

Bei auf Zug in Schraubenachse beanspruchten Schrauben, z. B. in **Bild 8-25c**, kann die Gefahr bestehen, dass die Schraube durch die Anschlussteile gezogen wird. Dann ist die Tragfähigkeit der Verbindung bezüglich Durchstanzen nach DIN EN 1993-1-8 zu überprüfen.

Da zur Vermeidung größerer Blechbiegung bei An schlüssen mit zugbeanspruchten Schrauben im Allgemeinen dicke Bleche verwendet werden, ist das Durchstanzen in der Regel nicht maßgebend. Die Blechbiegung ist hier meist das maßgebende Tragfähigkeitskriterium und muss

daher unbedingt beachtet werden. In DIN EN 1993-1-8 wird hierfür das Modell des äquivalenten T-Stummels mit Zugbeanspruchung verwendet.

8.4.4 Moment(schub)belastete Anschlüsse

Bei diesen geht die Wirkungslinie der resultierenden äußeren Kraft F in größerem Abstand z am Schwerpunkt S der Schraubenverbindung vorbei, wie bei Anschlässen von Biegeträgern, Konsolblechen u. dgl. (**Bild 8-26a**). Während die Kraft F bzw. deren Komponenten F_y und F_x die Schrauben gleichmäßig beanspruchen, erfahren durch die „Drehwirkung“ des Momentes $M = F \cdot z = F_y \cdot a + F_x \cdot h$ die vom Schwerpunkt der Schraubengruppe am weitesten entfernten Schrauben die größte Kraft (**Bild 8-26b**). Wird davon ausgegangen, dass sich das Bauteil um den Schwerpunkt S der Schraubengruppe drehen will, so gilt mit der Gleichgewichtsbedingung $\sum M_{(S)} = 0$ nach **Bild 8-26b**:

$$M_S = F_1 \cdot r_1 + F_2 \cdot r_2 + \dots + F_n \cdot r_n .$$

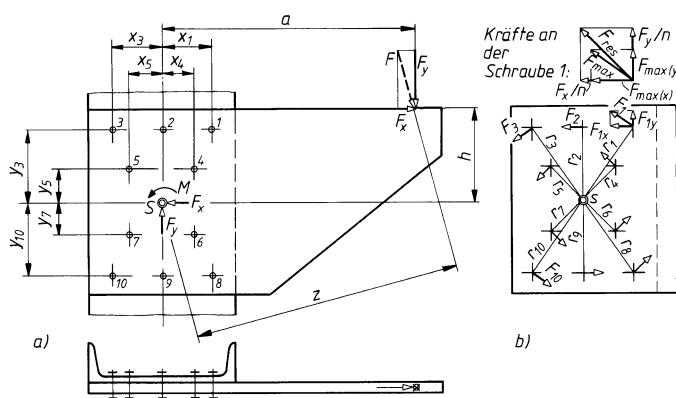


Bild 8-26
Moment(schub)belasteter Anschluss.
a) Schraubengruppe mit Belastung und Abständen,
b) Schraubenkräfte infolge Momentbelastung

Nimmt man an, dass sich die Reaktionskräfte der Schrauben wie Biegespannungen proportional zu ihrem Abstand vom Schwerpunkt der Schraubengruppe verteilen, so kann oben eingeführt werden:

$$F_2 = F_1 \cdot \frac{r_2}{r_1} , \quad F_3 = F_1 \cdot \frac{r_3}{r_1} \dots F_n = F_1 \cdot \frac{r_n}{r_1} .$$

Damit wird

$$M_S = F_1 \cdot \frac{r_1^2}{r_1} + F_1 \cdot \frac{r_2^2}{r_1} + F_1 \cdot \frac{r_3^2}{r_1} + \dots + F_1 \cdot \frac{r_n^2}{r_1} = \frac{F_1}{r_1} \sum r^2 .$$

Hieraus ergibt sich für die äußersten Schrauben die größte tangential gerichtete Schraubenkraft:

$$F_{\max} = F_1 = \frac{M_S \cdot r_{\max}}{\sum r^2} = \frac{M_S \cdot r_{\max}}{\sum(x^2 + y^2)} \quad (8.47)$$

M_S im Schwerpunkt S der Schraubengruppe wirkendes Anschlussmoment, z. B. nach **Bild 8-26a**: $M_S = F \cdot z$

r_{\max} Abstand der am weitesten vom Schwerpunkt entfernten Schraube, z. B. nach **Bild 8-26b**:

$$r_{\max} = r_1$$

r direkte Abstände der Schrauben vom Schwerpunkt der Verbindung

x, y Koordinatenabstände der Schrauben vom Schwerpunkt

Die meist noch auftretenden Normal- und Querkräfte F_x und F_y (**Bild 8-26a**) werden berücksichtigt, indem man die größte tangential gerichtete Schraubenkraft F_{\max} nach Gl. (8.47) in ihre Komponenten $F_{\max(x)}$ und $F_{\max(y)}$ zerlegt und die auf n Schrauben gleichmäßig verteilten Kraftanteile F_x/n und F_y/n addiert.

Für eine äußere Schraube wird mit der waagerechten Komponente von F_{\max} bei Berücksichtigung der Normalkraft F_x

$$F_{x\text{ges}} = F_{\max} \cdot \frac{y_{\max}}{r_{\max}} + \frac{F_x}{n} = \frac{M_S \cdot y_{\max}}{\Sigma(x^2 + y^2)} + \frac{F_x}{n} \quad (8.48a)$$

und in gleicher Weise die senkrechte Komponente

$$F_{y\text{ges}} = F_{\max} \cdot \frac{x_{\max}}{r_{\max}} + \frac{F_y}{n} = \frac{M_S \cdot x_{\max}}{\Sigma(x^2 + y^2)} + \frac{F_y}{n} \quad (8.48b)$$

Die beiden Komponenten können zur resultierenden Schraubenkraft zusammengesetzt werden (**Bild 8-26b**)

$$F_{\text{res}} = \sqrt{F_{x\text{ges}}^2 + F_{y\text{ges}}^2} \quad (8.48c)$$

M_S, r, x, y wie zu Gl. (8.47)

F_{\max} größte tangential gerichtete Schraubenkraft aus der Wirkung des Drehmomentes nach Gl. (8.47)

F_x, F_y auf den Anschluss wirkende Normal- bzw. Querkraft

n Anzahl der Schrauben im Anschluss

In der Praxis wird bei schmalen, hohen Schraubenfeldern der waagerechte Reihenabstand x in den Gln. (8.47) und (8.48) gleich null gesetzt, um den Rechenaufwand zu verringern. In gleicher Weise lassen sich auch momentbelastete Niet- und Punktschweißanschlüsse berechnen.

Mit F_{res} sind Scher-Lochleibungsverbindungen (rohe Schrauben, Niete, Punktschweißverbindungen) auf Abscheren und Lochleibungsdruck und gleifeste Verbindungen auf die zulässige übertragbare Kraft je hochfeste Schraube nachzuprüfen.

Die durch Löcher geschwächten Bauteilquerschnitte müssen ggf. noch festigkeitsmäßig nachgeprüft werden.

8.4.5 Konsolanschlüsse

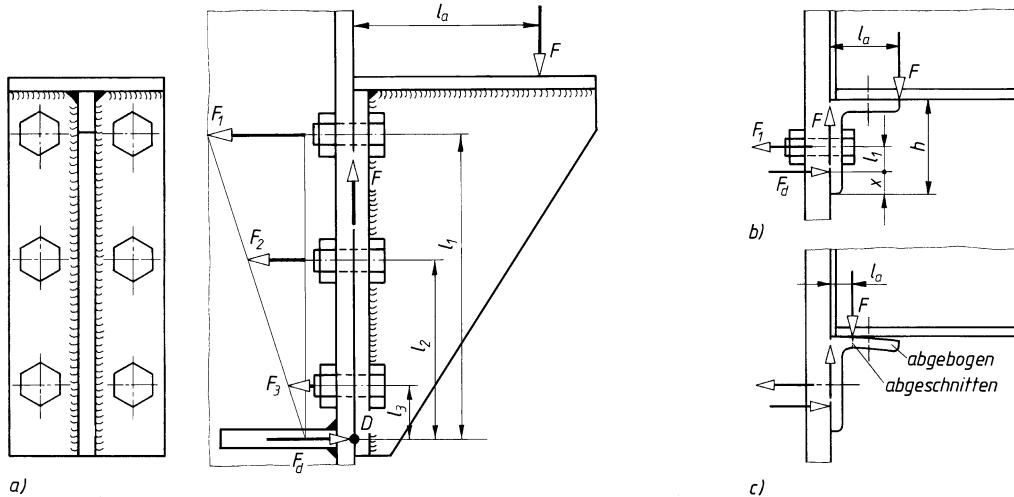
Zum Anschluss konsolartiger Bauteile, z. B. an Stützen, Träger u. dgl., können Sechskantschrauben nach DIN 7990, Sechskant-Passschrauben nach DIN 7968 oder hochfeste Schrauben nach DIN EN 14399 verwendet werden. Durchmesser und Anordnung sind sinngemäß wie bei Nietverbindungen (s. unter 7.5) zu wählen.

Der Anschluss hat außer der Auflagekraft F noch ein Biegemoment $M_b = F \cdot l_a$ aufzunehmen (**Bild 8-27**). Die Schubwirkung durch F wird von allen Schrauben gleichmäßig aufgenommen, möglichst durch Reibungsschluss. Wegen der Gefahr des Gleitens werden Scher-Lochleibungsverbindungen zunächst mit der Kraft F auf Abscheren und Lochleibung nach den Gln. (8.39) und (8.40) geprüft.

Durch die Kippwirkung von M_b entstehen in den Schrauben Zugkräfte, die sich relativ sicher berechnen lassen, wenn sich ein Druckpunkt angeben lässt. Hierzu sollte am unteren Teil der Konsole eine Versteifung angebracht werden, die als Druckpunkt wirkt (**Bild 8-27a**). Vom Druckpunkt aus stellen sich dann näherungsweise linear veränderliche Schraubenkräfte ein. Die Schrauben oberhalb des Druckpunktes haben die Zugkräfte $F_1, F_2 \dots F_n$ aufzunehmen, die sich wie ihre Abstände $l_1, l_2 \dots l_n$ von D verhalten: $F_1 : F_2 : \dots : F_n = l_1 : l_2 : \dots : l_n$.

Aus der Bedingung $\Sigma M_{(D)} = 0$ folgt

$$M_b = F \cdot l_a = F_1 \cdot l_1 + F_2 \cdot l_2 + \dots + F_n \cdot l_n .$$

**Bild 8-27**

- a) Konsolanschluss mit 6 Schrauben,
- b) Winkelanschluss für Trägerauflage,
- c) Winkelanschluss mit abgebogenem Auflageschenkel

Nach Einsetzen und Umformen ergibt sich bei einer Anzahl z beanspruchter Schrauben ($z = 3$, $F_1 = F_{\max}$ in **Bild 8-27a**) die *größte Zugkraft in einer Schraube*

$$F_{\max} = \frac{M_b}{z} \cdot \frac{l_1}{l_1^2 + l_2^2 + \dots + l_n^2} \quad (8.49)$$

Für die am Rand sitzenden, mit F_{\max} belasteten Schrauben der Kategorien B und C ist die Tragfähigkeit der Schrauben bezüglich Zugkraft nach Gl. (8.41) nachzuweisen und ein Iterationsnachweis nach Gl. (8.42) durchzuführen. Bei entsprechend steifen Stirnplatten ist der Anschluss auch als gleitfeste Verbindung der Kategorie C mit Nachweis nach Gl. (8.44b) ausführbar.

Für Anschlüsse der Winkelstähle nach **Bild 8-27b** und **c** ist die gleiche Berechnung möglich. Da der Druckpunkt D hier nicht durch Aussteifungen eindeutig festgelegt ist, muss für D eine Wirkungslinie in plausiblen Abstand vom Druckrand geschätzt werden, z. B. $x = h/8$ bis $h/4$.

Bei dem Anschluss nach **Bild 8-27b** wird der Angriffspunkt der Kraft F sicherheitshalber an der Außenkante des Auflageschenkels angenommen. Durch leichtes Abbiegen dieses Schenkels (um ≈ 2 mm) rückt der Angriffspunkt von F näher an die Anschlussebene, damit werden das Biegemoment M_b und die Schraubenkräfte kleiner (**Bild 8-27c**). Ähnliche Verhältnisse werden erreicht, wenn der Schenkel vor der Rundung einfach abgeschnitten wird.

8.5 Bewegungsschrauben

Bewegungsschrauben dienen zum Umformen von Dreh- in Längsbewegungen oder zum Erzeugen großer Kräfte, z. B. bei Leitspindeln von Drehmaschinen, bei Spindeln von Pressen, Ventilen, Schraubenwinden, Schraubstöcken, Schraubzwingen, Abziehvorrichtungen u. dgl. Als „Hubschrauben“ haben sie jedoch wegen der zunehmenden Anwendung der Pneumatik und Hydraulik kaum noch Bedeutung.

Als Bewegungsgewinde soll möglichst Trapezgewinde und nur in Ausnahmefällen bei rauem Betrieb mit stoßartiger Beanspruchung, z. B. bei Kupplungsspindeln von Schienenfahrzeugen, Rundgewinde verwendet werden. Für nur in eine Richtung hoch beanspruchte Hubspindeln, z. B. für Hebebühnen, kommt auch Sägengewinde in Frage (s. auch unter 8.1.2-1).

Als Werkstoffe für Spindeln werden insbesondere die Baustähle E295 und E335 verwendet.

8.5.1 Entwurf

Bei *kurzen druckbeanspruchten* Bewegungsschrauben ohne Knickgefahr oder *zugbeanspruchten* Bewegungsschrauben ergibt sich der *erforderliche Kernquerschnitt des Gewindes*

$$A_3 \geq \frac{F}{\sigma_{d(z)} \text{zul}} \quad (8.50)$$

$\sigma_{d(z)} \text{zul}$ zulässige Druck-(Zug-)spannung; man setzt bei vorwiegend ruhender Belastung: $\sigma_{d(z)} \text{zul} = R_e(R_{p0,2})/1,5$, Schwellbelastung: $\sigma_{d(z)} \text{zul} = \sigma_{zdSch}/2$, Wechselbelastung: $\sigma_{d(z)} \text{zul} = \sigma_{zdW}/2$, R_e bzw. $R_{p0,2}$ sowie σ_{zdSch} und σ_{zdW} aus **TB 1-1**

Lange, druckbeanspruchte Schrauben oder Spindeln (**Bild 8-28**), bei denen die Gefahr des Ausknickens besteht, werden zweckmäßig gleich auf Knickung berechnet. Aus der Euler-Knickgleichung ergibt sich der *erforderliche Kerndurchmesser des Gewindes*

$$d_3 = \sqrt[4]{\frac{64 \cdot F \cdot S \cdot l_k^2}{\pi^3 \cdot E}} \quad (8.51)$$

- F Druckkraft für die Spindel
- S Sicherheit; man wählt zunächst $S \approx 6 \dots 8$
- l_k rechnerische Knicklänge je nach vorliegendem Knickfall; für die Spindeln, **Bild 8-28**, setze man $l_k \approx 0,7 \cdot l$, was dem „Euler-Knickfall“ 3 entspricht und allgemein bei geführten Spindeln angenommen werden kann. Euler-Knickfälle s. **Bild 6-34**
- E Elastizitätsmodul des Spindelwerkstoffes; für Stahl: $E = 2,1 \cdot 10^5 \text{ N/mm}^2$

Gewählt wird die dem ermittelten Kernquerschnitt A_3 bzw. Kerndurchmesser d_3 nächstliegende Gewindegröße aus Gewindetabellen, für Trapezgewinde nach **TB 8-3**.

Die vorgewählte Spindel ist in jedem Fall auf Festigkeit und meist noch auf Knicksicherheit zu prüfen.

8.5.2 Nachprüfung auf Festigkeit

Bewegungsschrauben werden außer auf Druck oder Zug auch noch auf Verdrehung durch das aufzunehmende Drehmoment beansprucht. Bei der Festigkeitsprüfung ist zunächst festzustellen, welche Teile der Schraube oder Spindel welche Beanspruchung aufzunehmen haben, wobei zweckmäßig folgende Fälle unterschieden werden.

Beanspruchungsfall 1: Die Längskraft F wirkt in der Spindel, vom Muttergewinde aus betrachtet, auf der anderen Seite als das eingeleitete Drehmoment T , z. B. bei der Spindel einer Spindelpresse nach **Bild 8-28a**.

Dabei wird der eine Teil der Spindel, hier der obere, auf Verdrehung, der andere Teil (mit der Länge l) auf Druck bzw. Knickung (oder auch auf Zug) beansprucht, sofern kein nennenswertes zusätzliches (Reibungs-)Moment, z. B. das Lagerreibungsmoment M_{RL} an der Auflage bei A , auftritt.

Für den „Verdrehteil“ gilt für die *Verdrehspannung*:

$$\tau_t = \frac{T}{W_t} \leq \tau_{t \text{zul}} \quad (8.52)$$

T Drehmoment für die Spindel nach Gl. (8.55)
 W_t Torsionswiderstandsmoment aus $W_t = \pi/16 \cdot d_3^3$, d_3 Gewinde-Kerndurchmesser aus Gewindetabellen, für Trapezgewinde aus **TB 8-3**
 $\tau_{t \text{zul}}$ zulässige Verdrehspannung; man setzt bei vorwiegend ruhender Belastung: $\tau_{t \text{zul}} = \tau_{tF}/1,5$, bei Schwellbelastung: $\tau_{t \text{zul}} = \tau_{tSch}/2$, bei Wechselbelastung: $\tau_{t \text{zul}} = \tau_{tW}/2$; τ_{tF} nach **Bild 3-14**; τ_{tSch} und τ_{tW} aus **TB 1-1** (Umrechnung mit K_t beachten – s. Kapitel 3)

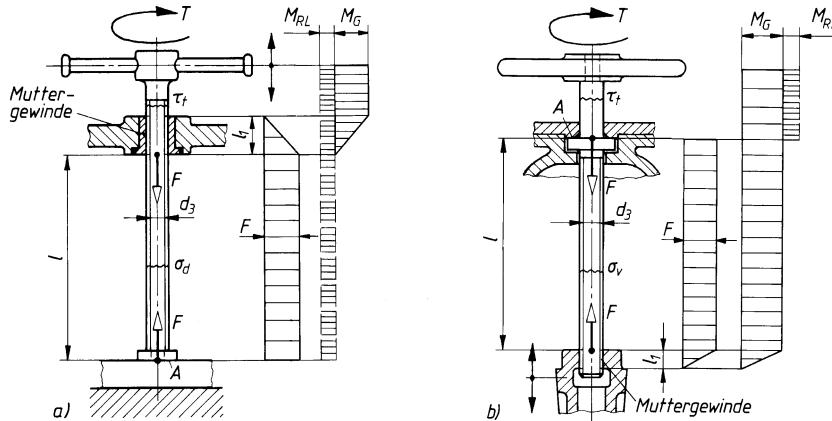


Bild 8-28 Beanspruchungsfälle bei Bewegungsschrauben mit Verlauf der Längskraft F sowie der Gewinde- und Lagerreibungsmomente M_G und M_{RL} (meist $M_G \gg M_{RL}$).

- Beanspruchung der Spindel einer Spindelpresse (Fall 1),
- Beanspruchung der Spindel eines Absperrschiebers (Fall 2)

Für den „Druckteil“ („Zugteil“) gilt für die *Druck-(Zug-)spannung*:

$$\sigma_{d(z)} = \frac{F}{A_3} \leq \sigma_{d(z) \text{ zul}} \quad (8.53)$$

F Druck-(Zug-)kraft für die Spindel

A_3 Kernquerschnitt des Gewindes aus Gewindetabellen, für Trapezgewinde aus **TB 8-3**

$\sigma_{d(z) \text{ zul}}$ zulässige Druck-(Zug-)spannung wie zu Gl. (8.50); bei großen Spindeldurchmessern ist der Größeneinfluss auf die Festigkeitswerte zu beachten, s. Gl. (3.7)

Bei längeren druckbeanspruchten Spindeln ist dieser Teil unbedingt noch auf Knickung zu prüfen, s. unter 8.5.3.

Beanspruchungsfall 2: Die Längskraft F wirkt in der Spindel, vom Muttergewinde aus betrachtet, auf der gleichen Seite wie das eingeleitete Drehmoment T , z. B. bei der Spindel eines Absperrschiebers, nach **Bild 8-28b**.

Dabei wird der eine Teil der Spindel, hier der obere, auf Verdrehung, der andere Teil (mit der Länge l) auf Druck, seltener auf Zug, und Verdrehung beansprucht. Für diesen zu prüfenden Teil der Spindel gilt für die *Vergleichsspannung* nach Gl. (3.5):

$$\sigma_v = \sqrt{\sigma_{d(z)}^2 + 3 \cdot \left(\frac{\sigma_{\text{zul}}}{\varphi \cdot \tau_{\text{zul}}} \cdot \tau_t \right)^2} \leq \sigma_{d(z) \text{ zul}} \quad (8.54)$$

$\sigma_{d(z)}$ vorhandene Druck-(Zug-)spannung in der Spindel nach Gl. (8.53)

$\sigma_{\text{zul}}, \tau_{\text{zul}}$ zulässige Spannungen für die vorhandenen Beanspruchungsfälle; für übliche Fälle kann gesetzt werden $\sigma_{\text{zul}}/(\varphi \cdot \tau_{\text{zul}}) \approx 1$

φ Faktor zur Berechnung des Anstrengungsverhältnisses: $\varphi = 1,73$

τ_t vorhandene Verdrehspannung in der Spindel nach Gl. (8.52)

$\sigma_{d(z) \text{ zul}}$ zulässige Spannung wie zu Gl. (8.50)

Bei längeren druckbeanspruchten Spindeln ist dieser Teil unbedingt noch auf Knickung zu prüfen, s. unter 8.5.3.

Das aufzuwendende Drehmoment T entspricht dem Anzugsmoment M_A nach Gl. (8.24). Hierbei ist das Auflagereibungsmoment M_{RA} durch das Lagerreibungsmoment M_{RL} (bei A in **Bild 8-28**)

zu ersetzen. Das erforderliche Drehmoment wird damit

$$T = F/2 \cdot [d_2 \cdot \tan(\varphi \pm \varphi') + d_L \cdot \mu_L] \quad (8.55)$$

- F Längskraft in der Spindel
 d_2 Flankendurchmesser des Gewindes aus Gewindetabellen, für Trapezgewinde aus **TB 8-3**
 φ Steigungswinkel des Gewindes aus Gl. (8.1); für eingängiges Trapezgewinde ist $\varphi \approx 3^\circ \dots 5,5^\circ$ (Richtwert)
 φ' Gewinde-Gleitreibungswinkel¹⁾; man setzt bei Spindel aus Stahl und Führungsmutter aus Gusseisen, trocken: $\varphi' \approx 12^\circ$
 aus CuZn- und CuSn-Legierungen, trocken: $\varphi' \approx 10^\circ$
 aus vorstehenden Werkstoffen, geschmiert: $\varphi' \approx 6^\circ$
 aus Spezial-Kunststoff, trocken: $\varphi' \approx 6^\circ$
 aus Spezial-Kunststoff (s. **TB 8-18**), geschmiert: $\varphi' \approx 2,5^\circ$
 d_L wirksamer Reibungsdurchmesser in der Kontaktfläche A
 μ_L Reibungszahl in der Kontaktfläche A

Das + in () gilt bei dem für die Berechnung maßgebenden „Anziehen“, das – beim „Lösen“ der Spindel.

8

8.5.3 Nachprüfung auf Knickung

Lange Spindeln sind außer auf Festigkeit auch auf Knicksicherheit zu prüfen. Zunächst ist festzustellen, ob elastische oder unelastische Knickung vorliegt. Dazu ist der Schlankheitsgrad zu ermitteln. Aus der allgemeinen Gleichung

$$\lambda = \frac{l_k}{i} = \frac{\text{rechnerische Knicklänge}}{\text{Trägheitsradius}}$$

folgt mit

$$i = \sqrt{\frac{I}{A_3}} = \sqrt{\frac{\pi \cdot d_3^4 \cdot 4}{64 \cdot d_3^2 \cdot \pi}} = \frac{d_3}{4}$$

der *Schlankheitsgrad der Spindel*

$$\lambda = \frac{4 \cdot l_k}{d_3} \quad (8.56)$$

l_k rechnerische Knicklänge (s. auch zu Gl. (8.51))

d_3 Kerndurchmesser des Gewindes aus Gewindetabellen, für Trapezgewinde aus **TB 8-3**

Es liegt *elastische Knickung* vor, wenn $\lambda \geq \lambda_0$ ist, mit der Grenzschlankheit

$$\lambda_0 = \pi \cdot \sqrt{E/\sigma_{dp}} \approx \pi \cdot \sqrt{E/(0,8R_{p0,2})} \quad (8.57)$$

In diesem Fall ist die *Knickspannung nach Euler* zu berechnen zu

$$\sigma_K = \frac{E \cdot \pi^2}{\lambda^2} \approx \frac{21 \cdot 10^5}{\lambda^2} \quad (8.58)$$

Im *unelastischen Bereich*, d. h. für $\lambda < \lambda_0$ gilt allgemein für die Knickspannung (Gleichung der Johnson-Parabel):

$$\sigma_K = \sigma_{ds} - (\sigma_{ds} - \sigma_{dp}) \cdot \left(\frac{\lambda}{\lambda_0} \right)^2$$

Setzt man darin näherungsweise $\sigma_{ds} \approx R_{p0,2}$ bzw. R_e (Quetschgrenze) und $\sigma_{dp} \approx 0,8\sigma_{ds}$ (Proportionalitätsgrenze), dann ergibt sich die *Knickspannung nach Tetmajer* zu

$$\sigma_K = R_{p0,2} \left[1 - 0,2 \left(\frac{\lambda}{\lambda_0} \right)^2 \right] \quad (8.59)$$

¹⁾ Entsprechende Haftreibungswinkel φ'_0 sind erfahrungsgemäß 10 bis 40 % größer.

Für S235 wird $\lambda_0 = 105$ und damit

$$\sigma_K = 310 - 1,14 \cdot \lambda \quad (8.59a)$$

für E295 und E335 werden $\lambda_0 \approx 89$ und

$\sigma_K \approx 335 - 0,62 \cdot \lambda$	$\frac{\sigma_K}{N/mm^2}$	λ
	—	—

(8.59b)

Die Knickspannung muss gegenüber der vorhandenen Spannung eine ausreichende *Sicherheit* haben:

$$S = \frac{\sigma_K}{\sigma_{\text{vorh}}} \geq S_{\text{erf}} \quad (8.60)$$

σ_{vorh} vorhandene Spannung im druckbeanspruchten Spindelteil; für Beanspruchungsfall 1 ist $\sigma_{\text{vorh}} = \sigma_d$ nach Gl. (8.53), für Beanspruchungsfall 2 ist $\sigma_{\text{vorh}} = \sigma_v$ nach Gl. (8.54) zu setzen

S_{erf} erforderliche Sicherheit:
bei elastischer Knickung mit σ_K nach Gl. (8.57) soll sein: $S_{\text{erf}} \approx 3 \dots 6$ mit zunehmendem Schlankheitsgrad λ ($\lambda_{\max} = 250$)
bei unelastischer Knickung mit σ_K nach Gl. (8.58) bzw. (8.59) soll sein: $S_{\text{erf}} \approx 4 \dots 2$ mit abnehmendem Schlankheitsgrad λ

Hinweis: Bei Schlankheitsgrad $\lambda < 20$ erübrigt sich eine Nachrechnung auf Knickung, es braucht dann nur auf Festigkeit geprüft werden.

8.5.4 Nachprüfung des Muttergewindes (Führungsgewinde)

Die Länge l_1 des Muttergewindes einer Bewegungsschraube (**Bild 8-28**) ist so zu bemessen, dass die volle Tragkraft der Schraube bzw. Spindel vom Gewinde der Mutter ohne Schädigung übertragen wird. Dabei ist, im Gegensatz zu Befestigungsschrauben, nicht so sehr die Festigkeit, sondern vielmehr die Flächenpressung der Gewindeflanken entscheidend. Unter der Annahme einer gleichmäßigen Pressung aller Gewindegänge – in Wirklichkeit werden die ersten tragenden Gänge stärker beansprucht – ist die Flächenpressung $p = F/A_{\text{ges}}$.

Wird für die Gesamtfläche der tragenden Gewindegänge $A_{\text{ges}} = n \cdot A_g$ gesetzt und hierin für die Fläche eines Ganges $A_g = d_2 \cdot \pi \cdot H_1$ und für die Anzahl der Gänge $n = l_1/P$, dann ergibt sich für die *Flächenpressung des Gewindes*

$$p = \frac{F \cdot P}{l_1 \cdot d_2 \cdot \pi \cdot H_1} \leq p_{\text{zul}} \quad (8.61)$$

F von der Spindelführung aufzunehmende Längskraft
 P Gewindeteilung gleich Abstand von Gang zu Gang, bei eingängigem Gewinde gleich Steigung, bei mehrgängigem Gewinde ist $P = P_h/n$ mit Steigung P_h und Gangzahl n (s. auch zu Gl. (8.1))
 l_1 Länge des Muttergewindes
 d_2 Flankendurchmesser des Gewindes aus Gewindetabellen, für Trapezgewinde aus **TB 8-3**
 H_1 Flankenüberdeckung des Gewindes aus Gewindetabellen, für Trapezgewinde aus **TB 8-3**
 p_{zul} zulässige Flächenpressung der Gewindeflanken, Richtwerte s. **TB 8-18**

Durch Umformung der Gleichung kann mit p_{zul} auch die *erforderliche Mutterlänge* l_1 ermittelt werden, wobei wegen der ungleichmäßigen Verteilung der Flächenpressung im Gewinde $l_1 \approx 2,5 \cdot d$ (Gewindedurchmesser) nicht überschreiten soll.

8.5.5 Wirkungsgrad der Bewegungsschrauben, Selbsthemmung

Der Wirkungsgrad ist das Verhältnis von nutzbarer zu aufgewandelter Arbeit: $\eta = W_n/W_a$. Für eine Spindelumdrehung wird mit $W_n = F \cdot P_h$ und $W_a = F_u \cdot d_2 \cdot \pi + F \cdot \mu_L \cdot \pi \cdot d_L$ sowie $F_u = F \cdot \tan(\varphi + \varphi')$ (s. unter 8.3.4-1) der Wirkungsgrad bei Umwandlung von Drehbewegung in Längsbewegung

$$\eta = \frac{\tan \varphi}{\tan(\varphi + \varphi') + \mu_L \cdot d_L/d_2} \approx \frac{\tan \varphi}{\tan(\varphi + \varphi')} \quad (8.62)$$

$\varphi, \varphi', \mu_L, d_L, d_2$ wie zu Gl. (8.55)

Hinweis: Näherung gilt bei vernachlässigbarer Lagerreibung (bei A in Bild 8.28).

Bei Umwandlung von Längsbewegung in Drehbewegung, was nur bei nicht selbsthemmendem Gewinde möglich ist, wird $\eta' \approx \tan(\varphi - \varphi')/\tan \varphi$.

Gewinde sind *selbsthemmend*, wenn Steigungswinkel $\varphi <$ Reibungswinkel φ' , wie bei allen Befestigungsgewinden und eingängigen Bewegungsgewinden.

Bei *nicht selbsthemmenden* Gewinden ist $\varphi > \varphi'$, wie bei mehrgängigen Bewegungsgewinden.

Für den Grenzfall $\varphi = \varphi'$ wird, wie aus Gl. (8.62) folgt, der Wirkungsgrad $\eta < 0,5$, d. h. bei selbsthemmenden Schraubgetrieben ist stets $\eta < 0,5$; umgekehrt ist bei nicht selbsthemmenden Getrieben $\eta > 0,5$.

Die Frage, wann Selbsthemmung vorliegt und wann nicht, lässt sich durch folgende „Gedankenbrücke“ leicht beantworten:

Selbsthemmend – Befestigungsschraube – *kleiner* Steigungswinkel – Steigungswinkel *kleiner* als Reibungswinkel

Nicht selbsthemmend – Drillbohrer – *großer* Steigungswinkel – Steigungswinkel *größer* als Reibungswinkel

8.6 Berechnungsbeispiele

Beispiel 8.1: Die Schraubenverbindung zwischen einem zweiteiligen Hydraulikkolben $\varnothing 100$ mm aus S275 und einer Kolbenstange $\varnothing 30$ mm aus C35E ist für einen maximalen Öldruck $p_e = 50$ bar zu berechnen (Bild 8-29). Der Schubmotor (Zylinder) hat stündlich ca. 90 Arbeitstakte auszuführen. Bei Entlastung durch die Betriebskraft F_B soll die Dichtungskraft gleich (Rest-)Klemmkraft noch mindestens $F_{KI} = 15$ kN betragen. Vorgesehen ist eine unbehandelte Zylinderschraube nach DIN EN ISO 4762, die bei geöltem Gewinde mit einem messenden Drehmomentschlüssel angezogen wird.

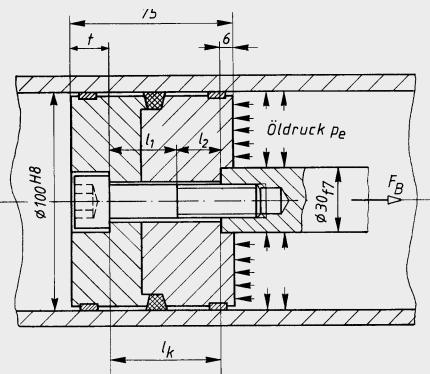


Bild 8-29
Hydraulikzylinder.
Verbindung von Kolben und Kolbenstange
durch eine zentrale Schraube

Allgemeiner Lösungshinweis: Es handelt sich hier um eine vorgespannte Befestigungsschraube, also ist der Berechnungsgang nach den Angaben unter 8.3.9-2 maßgebend. Da von der Schraube eine Betriebskraft F_B aufzunehmen ist und im Betriebszustand außerdem eine Dichtungskraft gleich (Rest-)Klemmkraft F_{KI} gefordert wird, ist die Montagevorspannkraft F_{VM} mit Gl. (8.29) zu berechnen und für dynamisch (schwellende) Belastung nachzurechnen.

- **Lösung:** Unter Vernachlässigung der Reibungs- und Massenkräfte kann die schwelend wirkende Betriebskraft (Kolbenkraft) $F_B = p \cdot A$ = Druck mal beaufschlagte Kolbenfläche berechnet werden. Mit der um den Stangenquerschnitt kleineren Kolbenfläche $A = \pi/4 \cdot (D^2 - d^2) = \pi/4 (10^2 - 3^2) \text{ cm}^2 = 71,5 \text{ cm}^2$ und dem Druck $p = 50 \text{ bar} = 500 \text{ N/cm}^2$ wird die Betriebskraft

$$F_B = 500 \text{ N/cm}^2 \cdot 71,5 \text{ cm}^2 = 35\,750 \text{ N} = 35,8 \text{ kN}.$$

Mit den Rechenschritten 1., 2. usw. kann jetzt die systematische Schraubenberechnung durchgeführt werden:

1. Die Wahl der geeigneten Festigkeitsklasse erfolgt nach folgenden Gesichtspunkten:

Festigkeitsklasse	allgemeine Anwendung für	Tragfähigkeit in %	Bruchdehnung in %	Preisvergleich in %	Aufgrund der Flächenpressung geeignet für
8.8	normale Beanspruchung	100	12	100	alle Baustähle
10.9	hohe Vorspannkräfte	140	9	ca. 150	Baustähle ab S275
12.9	höchstbeanspruchte Verbindungen	168	8	ca. 150	Vergütungsstähle Gusseisen

Gewählt wird (für Kopfaulage aus S275) eine Schaftschraube der Festigkeitsklasse 10.9. Für die dynamisch axiale (zentrische) Betriebskraft $F_B = 35,7 \text{ kN}$ und die Festigkeitsklasse 10.9 wird nach **TB 8-13** zunächst grob vorgewählt (mit F_B bis 40 kN): Schaftschraube M16. Für die gewählte Schraube muss mindestens noch überschlägig geprüft werden, ob die zulässige Flächenpressung unter dem Schraubenkopf nicht überschritten wird. Nach Gl. (8.4) gilt

$$p \approx \frac{F_{sp}/0,9}{A_p} \leq p_G.$$

Mit $F_{sp} = 119 \text{ kN}$ aus **TB 8-14** bei $\mu_{ges} \approx 0,12$ (**TB 8-12a** für geölte Schrauben), $A_p = 181 \text{ mm}^2$ nach **TB 8-9** oder aus $A_p \approx \pi/4 (d_w^2 - d_h^2)$ ergibt sich

$$p \approx \frac{119\,000 \text{ N}/0,9}{181 \text{ mm}^2} \approx 730 \text{ N/mm}^2.$$

Die Grenzflächenpressung für S275 mit $R_m = 430 \text{ N/mm}^2$ liegt nach **TB 8-10** zwischen S235 und E295. Mit interpolierten $p_G \approx 600 \text{ N/mm}^2$ ist sie zu klein. Da die Festigkeitsklasse 10.9 beibehalten werden soll, muss der Kolbenwerkstoff in E295 geändert werden. Bei der nun zugelassenen Grenzflächenpressung $p_G = 710 \text{ N/mm}^2$ sind Kriechvorgänge unter dem Schraubenkopf kaum mehr zu befürchten.

2. Für die erforderliche Montagevorspannkraft gilt nach Gl. (8.29)

$$F_{VM} = k_A [F_{KI} + F_B(1 - \Phi) + F_Z] \leq F_{sp}.$$

Den Anziehfaktor k_A erhält man entsprechend dem angegebenen Anziehverfahren (messender Drehmomentschlüssel bei $\mu = 0,12$) aus **TB 8-11**: $k_A = 1,7$.

Für die Ermittlung des Kraftverhältnisses $\Phi = F_{BS}/F_B = n \cdot \delta_T / (\delta_S + \delta_T)$ nach Gl. (8.11) sind zunächst die elastischen Nachgiebigkeiten der Schraube δ_S und der verspannten Teile δ_T zu berechnen. Nach Gl. (8.7) gilt für die elastische Nachgiebigkeit der Schraube

$$\delta_S = \delta_K + \delta_1 + \delta_G + \delta_{Ge} + \delta_M.$$

Da die Länge der Schraube noch nicht bekannt ist, wird diese zunächst ermittelt.

Nach **Bild 8-29** wird mit der Senktiefe $t = k_1 + 0,6 \text{ mm} = 16,6 \text{ mm}$ (**TB 8-9**) und für eine Einschraubtiefe $l_e \approx 1,25 \cdot 16 \text{ mm} = 20 \text{ mm}$ (**TB 8-15**) eine $l = 69 \text{ mm} - 16,6 \text{ mm} + 20 \text{ mm} = 72,4 \text{ mm}$ lange Schraube erforderlich. Gewählt wird nach **TB 8-9** $l = 80 \text{ mm}$.

Mit der Gewindelänge $b_1 = 44 \text{ mm}$ (**TB 8-9**), der Länge des Schaftelelementes $l_1 = 80 \text{ mm} - 44 \text{ mm} = 36 \text{ mm}$, der Länge des nicht eingeschraubten Gewindes $l_2 = 69 \text{ mm} - 16,6 \text{ mm} - 36 \text{ mm} = 16,4 \text{ mm}$ und den Querschnitten $A_N = \pi \cdot 16^2 \text{ mm}^2 / 4 = 201 \text{ mm}^2$ und $A_3 = 144,1 \text{ mm}^2$ (**TB 8-1**) lässt sich die

elastische Nachgiebigkeit der gesamten Schraube nach Gl. (8.8) wie folgt berechnen:

- für Schraubenkopf:

$$\delta_K = \frac{0,4 \cdot 16 \text{ mm}}{210\,000 \text{ N/mm}^2 \cdot 201 \text{ mm}^2} = 0,152 \cdot 10^{-6} \frac{\text{mm}}{\text{N}}$$

- für glatten Schaft:

$$\delta_1 = \frac{36 \text{ mm}}{210\,000 \text{ N/mm}^2 \cdot 201 \text{ mm}^2} = 0,853 \cdot 10^{-6} \frac{\text{mm}}{\text{N}}$$

- für freies belastetes Gewinde:

$$\delta_G = \frac{16,4 \text{ mm}}{210\,000 \text{ N/mm}^2 \cdot 144,1 \text{ mm}^2} = 0,542 \cdot 10^{-6} \frac{\text{mm}}{\text{N}}$$

- für eingeschraubtes Gewinde:

$$\delta_{Ge} = \frac{0,5 \cdot 16 \text{ mm}}{210\,000 \text{ N/mm}^2 \cdot 144,1 \text{ mm}^2} = 0,264 \cdot 10^{-6} \frac{\text{mm}}{\text{N}}$$

- für Einschraubgewindeglobusbereich:

$$\delta_M = \frac{0,33 \cdot 16 \text{ mm}}{210\,000 \text{ N/mm}^2 \cdot 201 \text{ mm}^2} = 0,125 \cdot 10^{-6} \frac{\text{mm}}{\text{N}}$$

$$\delta_S = 1,936 \cdot 10^{-6} \frac{\text{mm}}{\text{N}}$$

8

Die elastische Nachgiebigkeit der verspannten Teile wird nach Gl. (8.9) berechnet:

$$\delta_T = \frac{l_k}{A_{ers} \cdot E_T}.$$

Bei einer flächenmäßigen Ausdehnung des Kolbens $D_A = 100 \text{ mm} > d_w + l_k = 24 \text{ mm} + 52,4 \text{ mm} = 76,4 \text{ mm}$ gilt mit der Grenzbedingung $D_A = d_w + l_k = 76,4 \text{ mm}$ für den Ersatzquerschnitt nach Gl. (8.10)

$$A_{ers} = \frac{\pi}{4} (d_w^2 - d_h^2) + \frac{\pi}{8} d_w (D_A - d_w) \cdot [(x+1)^2 - 1].$$

Mit $d_w \approx 24 \text{ mm}$, $d_h = 17,5 \text{ mm}$ (DIN EN 20273 mittel, nach **TB 8-8**), der Grenzbedingung $D_A = d_w + l_k = 76,4 \text{ mm}$ und $x = \sqrt[3]{l_k \cdot d_w / D_A^2} = \sqrt[3]{52,4 \text{ mm} \cdot 24 \text{ mm} / 76,4^2 \text{ mm}^2} = 0,6$ erhält man

$$A_{ers} = \frac{\pi}{4} (24^2 \text{ mm}^2 - 17,5^2 \text{ mm}^2) + \frac{\pi}{8} 24 \text{ mm} (76,4 \text{ mm} - 24 \text{ mm}) \cdot [(0,6+1)^2 - 1] = 982 \text{ mm}^2$$

und damit

$$\delta_T = \frac{52,4 \text{ mm}}{982 \text{ mm}^2 \cdot 210\,000 \text{ N/mm}^2} = 0,254 \cdot 10^{-6} \frac{\text{mm}}{\text{N}}.$$

Damit kann das Kraftverhältnis Φ_k für zentrische Krafteinleitung in Ebenen durch die Schraubenkopf- und Mutterauflage (s. zu Gl. (8.17)) ermittelt werden

$$\Phi_k = \frac{\delta_T}{\delta_S + \delta_T} = \frac{0,254 \cdot 10^{-6} \text{ mm/N}}{1,936 \cdot 10^{-6} \text{ mm/N} + 0,254 \cdot 10^{-6} \text{ mm/N}} = 0,116.$$

Entsprechend **Bild 8-15** wird geschätzt, dass die Krafteinleitungsebenen im Abstand $n \cdot l_k \approx 0,3l_k$ liegen. Damit wird nach Gl. (8.17) das tatsächliche Kraftverhältnis

$$\Phi = n \cdot \Phi_k = 0,3 \cdot 0,116 = 0,035.$$

Der Vorspannkraftverlust durch Setzen der Verbindung wird nach Gl. (8.19) bestimmt:

$$F_Z = \frac{f_Z}{\delta_S + \delta_T} = \frac{0,011 \text{ mm}}{1,936 \cdot 10^{-6} \text{ mm/N} + 0,254 \cdot 10^{-6} \text{ mm/N}} = 5,02 \text{ kN}.$$

Der Gesamtsetzbetrag f_Z bestimmt sich hierin nach **TB 8-10a** bei Längskraft und geschlichteten Oberflächen ($R_z = 16 \mu\text{m}$ festgelegt) aus Setzen im eingeschraubten Gewinde, in der Kolbentrennfuge, unter Schraubenkopf und Kolbenstangenende zu $f_Z = (3 + 2 + 3 + 3) \mu\text{m} = 11 \mu\text{m}$.

Mit den vorstehend bestimmten Werten kann nun die Montagevorspannkraft bestimmt werden

$$F_{VM} = 1,7[15 \text{ kN} + 35,7 \text{ kN} (1 - 0,035) + 5,02 \text{ kN}] = 92,6 \text{ kN}.$$

Da $F_{VM} = 92,6 \text{ kN} < F_{sp} = 119 \text{ kN}$ ist die gewählte Zylinderschraube M16–10.9 weit ausreichend bemessen.

3. Bei drehmomentgesteuertem Anziehen ergibt sich das Anziehdrehmoment nach **TB 8-14** zu

$$M_A = M_{sp} = 302 \text{ Nm}.$$

4. Wenn die Schraube bei der Montage auf $F_{sp} = 119 \text{ kN}$ vorgespannt wird, ist nach Gl. (8.34a) die Einhaltung der maximalen Schraubenkraft unter der Betriebskraft zu prüfen. Für Schaftschrauben muss dabei sein:

$$\Phi \cdot F_B \leq 0,1 \cdot R_{p0,2} \cdot A_s.$$

Mit $R_{p0,2} = 940 \text{ N/mm}^2$ (Mindestwert nach **TB 8-4**) und $A_s = 157 \text{ N/mm}^2$ (**TB 8-1**) lautet die Beziehung

$$0,033 \cdot 35\,700 \text{ N} \leq 0,1 \cdot 940 \text{ N/mm}^2 \cdot 157 \text{ mm}^2$$

$$1,18 \text{ kN} < 14,76 \text{ kN}.$$

Die Bedingung nach Gl. (8.34a) ist also erfüllt, die maximale Schraubenkraft wird nicht überschritten. Wegen der dynamischen Belastung ist die Schraubenverbindung noch auf Dauerhaltbarkeit nach Gl. (8.20a) zu prüfen:

$$\sigma_a = \pm \frac{F_a}{A_s} \leq \sigma_A.$$

Mit der Ausschlagkraft nach Gl. (8.15) $F_a = \pm(F_{Bo} - F_{Bu}) \cdot \Phi/2$ wird mit $F_{Bo} = 35,7 \text{ kN}$ als oberem Grenzwert, $F_{Bu} = 0$ als unterem Grenzwert der schwelrend wirkenden Betriebskraft und $\Phi = 0,035$

$$F_a = \pm \frac{35\,700 \text{ N} - 0}{2} 0,035 = \pm 625 \text{ N}.$$

Hiermit und mit dem Spannungsquerschnitt $A_s = 157 \text{ mm}^2$ (**TB 8-1**) wird die Ausschlagsspannung

$$\sigma_a = \pm \frac{625 \text{ N}}{157 \text{ mm}^2} \approx \pm 4 \text{ N/mm}^2.$$

Die Ausschlagfestigkeit für schlussvergütete Gewinde M16–10.9 ist nicht vorspannkraftabhängig und beträgt nach den Angaben zu Gl. (8.21)

$$\sigma_{A(SV)} \approx \pm 0,85 \left(\frac{150}{d} + 45 \right) = \pm 0,85 \left(\frac{150}{16} + 45 \right) = \pm 46,2 \text{ N/mm}^2.$$

Die Schraube ist dauerfest, da $\sigma_a = \pm 4 \text{ N/mm}^2 < \sigma_A = \pm 46,2 \text{ N/mm}^2$.

5. Abschließend soll die bereits unter 1. überschlägig vorgenommene Berechnung der Flächenpressung unter dem Schraubekopf genauer ausgeführt werden. Für drehmomentgesteuertes Anziehen gilt nach Gl. (8.36)

$$p = \frac{F_{sp} + \Phi \cdot F_B}{A_p} \leq p_G.$$

Mit den weiter vorn ermittelten Werten ergibt sich

$$p = \frac{119 \text{ kN} + 0,035 \cdot 35,7 \text{ kN}}{181 \text{ mm}^2} = 664 \text{ N/mm}^2 \leq p_G = 710 \text{ N/mm}^2.$$

Ergebnis: Für die Verbindung von Kolben und Kolbenstange ist eine Zylinderschraube ISO 4762–M16 × 80–10.9 erforderlich.

■ **Beispiel 8.2:** Für die Verschraubung des Deckels eines Druckbehälters mit eingelegtem Welldichtring (gewellter Ring aus Alu-Blech mit Weichstoffauflage; $d_a = 545 \text{ mm}$, $d_i = 505 \text{ mm}$) sind Festigkeitsklasse und Anzahl der im Entwurf festgelegten Sechskantschrauben M16 *überschlägig* zu ermitteln (**Bild 8-30**).

Der Behälter hat einen Innendurchmesser $d_i = 500 \text{ mm}$ und steht unter dem konstanten inneren Gasdruck $p_e = 8 \text{ bar}$. Die höchste Temperatur (Berechnungstemperatur) des Gases beträgt ca. 20°C .

Allgemeiner Lösungshinweis. Bei der Deckelverschraubung handelt es sich streng genommen um eine exzentrisch verspannte und exzentrisch belastete Schraubenverbindung mit nicht direkt (Dichtung!) aufeinanderliegenden Teilen, an welche hohe sicherheitstechnische Anforderungen gestellt werden. Für derartige Berechnungen an Druckbehältern sind die AD-Merkblätter (Arbeitsgemeinschaft Druckbehälter) maßgebend (hier AD-Merkblatt B7, Schrauben). Diese sind als „Regeln der Technik“ anerkannt; bei ihrer sinngemäßen Anwendung gilt im Zweifelsfall die „ingenieurmäßige Sorgfaltspflicht“ als erfüllt.

TB 8-13 gestattet auch bei exzentrischem Kraftangriff (nächsthöhere Laststufe wählen!) eine für Entwürfe ausreichend genaue Wahl der Schrauben.

Konstruktionsregeln für die Gestaltung von Flanschverbindungen:

1. Möglichst große Schraubenzahl ergibt gleichmäßige und sichere Abdichtung ($n \geq 4$).
2. Verhältnis Schraubenabstand zu Lochdurchmesser $l_a/d_h \leq 5$.
3. Schrauben unter M10 sind nicht zulässig.

► **Lösung:** Auf Grund der Bedingung $l_a/d_h \leq 5$ wird zunächst die Schraubenzahl festgelegt. Bei normalem Durchgangsloch „mittel“ nach **TB 8-8** ist $d_h = 17,5 \text{ mm}$ und somit der größte zulässige Schraubenabstand $l_a \approx 5 \cdot 17,5 \text{ mm} \approx 88 \text{ mm}$.

Damit ergibt sich bei einem geschätztem Lochkreisdurchmesser $D \approx 570 \text{ mm}$:

$$n \approx \frac{D \cdot \pi}{l_a} = \frac{570 \text{ mm} \cdot \pi}{88 \text{ mm}} \approx 20.$$

Bei der Berechnung der auf den Deckel wirkenden Druckkraft wird sicherheitshalber davon ausgegangen, dass der Druck bis Mitte Dichtung, also bis zum mittleren Dichtungsdurchmesser d_m wirksam ist. Mit $d_a = 545 \text{ mm}$ und $d_i = 505 \text{ mm}$ wird $d_m = 525 \text{ mm}$. Für die Druckkraft gilt (unter Beachtung der Beziehung $1 \text{ bar} = 10 \text{ N/cm}^2$):

$$F = p_e \frac{d_m^2 \cdot \pi}{4} = 80 \text{ N/cm}^2 \cdot \frac{52,5^2 \text{ cm}^2 \cdot \pi}{4} = 173\,090 \text{ N} \approx 173 \text{ kN}.$$

Die Betriebskraft je Schraube wird dann

$$F_B = \frac{F}{n} = \frac{173 \text{ kN}}{20} = 8,65 \text{ kN}.$$

Hierfür kann nun aus **TB 8-13** die erforderliche Festigkeitsklasse überschlägig ermittelt werden. In Zeile „stat. axial“ müsste bei zentrischem Kraftangriff in der Spalte „bis 10 kN“ abgelesen werden, bei exzentrischem Kraftangriff ist aber die nächsthöhere Laststufe zu wählen, es gilt die Spalte „bis 16 kN“. Danach werden für den Nenndurchmesser 16 mm (M16) empfohlen: 4.8, 5.6; gewählt wird die gängige Festigkeitsklasse 5.6.

Ergebnis: Im Entwurf sind 20 Sechskantschrauben M16 der Festigkeitsklasse 5.6 vorzusehen.

Die Kontrollrechnung nach dem AD-Merkblatt B7 ergibt für den Betriebszustand eine erforderliche Vorspannkraft $F_V \approx 10 \text{ kN}$ und für den Einbauzustand vor der Druckaufgabe eine erforderliche Vorspann-(Vorpress-)Kraft $F_V \approx 27 \text{ kN}$ pro Schraube.

Durch die „Vorpresskraft“

$$F_V \approx 27 \text{ kN} < F_{sp} = 38 \text{ kN} \quad (\text{aus } F_{sp(5.6)} = F_{sp(8.8)} \frac{R_{p0.2(5.6)}}{R_{p0.2(8.8)}} = 80,9 \text{ kN} \frac{300 \text{ N/mm}^2}{640 \text{ N/mm}^2} \approx 38 \text{ kN})$$

mit $F_{sp(8.8)} \approx 80,9 \text{ kN}$ bei $\mu_{ges} \approx 0,12$ nach **TB 8-14** und $R_{p0.2}$ -Werten nach **TB 8-4**

muss die Dichtung soweit verformt werden, dass sie sich den Unebenheiten der Auflageflächen bleibend anpasst.

Bedingt durch die Art der Bemessung sind sowohl für den Betriebs- als auch für den Einbauzustand rechnerisch 20 Schrauben M16 der Festigkeitsklasse 5.6 erforderlich. Der Entwurf kann also unverändert ausgeführt werden!

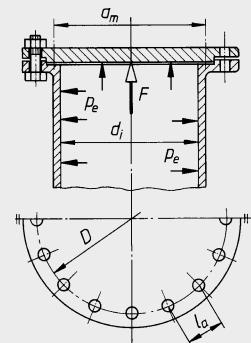


Bild 8-30 Deckelverschraubung eines Druckbehälters

Beispiel 8.3: Ein geradverzahnter Stirnradkranz ($m = 4 \text{ mm}$, $z = 48$) aus C45E soll durch 8 Sechskantschrauben nach DIN EN ISO 4014 ein wechselnd wirkendes Drehmoment $T_{\max} = 630 \text{ Nm}$ gleitfest auf einen Nabenkörper aus EN-GJL-250 übertragen (Bild 8-31). Der Lochkreisdurchmesser und die maximale Schraubengröße liegen mit $D = 150 \text{ mm}$ bzw. M12 bereits fest. Zu ermitteln sind:

- alle für die konstruktive Ausführung erforderlichen Daten, wenn die mit mikroverkapseltem Klebstoff gesicherten Schrauben mit einem Signal gebenden Drehmomentschlüssel angezogen werden, wobei Erfahrungswerte aus einigen Einstellversuchen verfügbar sind,
- eine geeignete Passung für den Sitz des Zahnkranzes auf dem Nabenkörper ($\varnothing 120$).

Allgemeiner Lösungshinweis: Es handelt sich um eine querbeanspruchte Schraubenverbindung, welche wegen des wechselnden Drehmoments unbedingt auf Reibungsschluss ausgelegt werden sollte. Danach ist für die vorgespannten Schrauben die Berechnung nach 8.3.9-2 maßgebend, wobei F_{VM} mit Gl. (8.30) zu berechnen ist ($F_B = 0$).

► **Lösung a):** Das Drehmoment $T_{\max} = 630 \text{ Nm}$ wird durch die senkrecht zur Zahnflanke (längs der Eingriffslinie) wirkende Zahnkraft (Normalkraft) F_n in das Rad eingeleitet (Bild 8-32). F_n kann in 2 Komponenten, die auf den Teilkreis bezogene Umfangskraft F_t und die Radialkraft F_r zerlegt werden. Für die Umfangskraft gilt

$$F_t = \frac{2 \cdot T}{d} = \frac{2 \cdot 630 \cdot 10^3 \text{ N/mm}}{192 \text{ mm}} = 6563 \text{ N}.$$

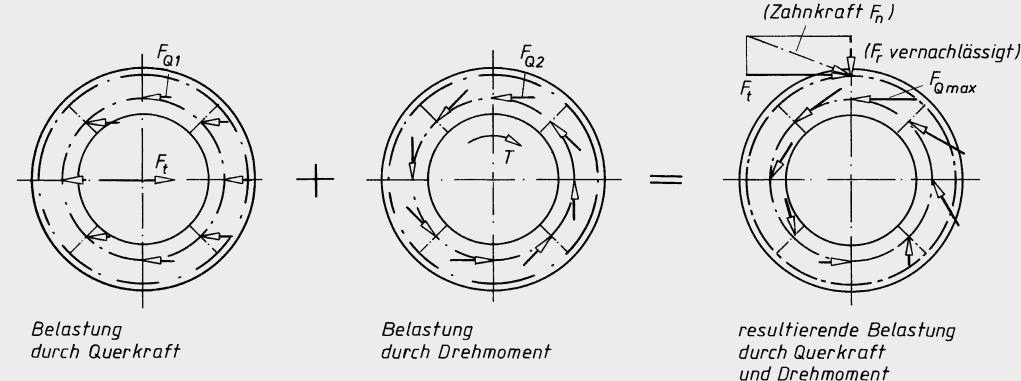


Bild 8-32 Angenommene Lastverteilung in einer Zahnkranzverschraubung

Die Radialkraft F_r wird im Interesse eines einfachen Lösungsansatzes vernachlässigt (Fehler ca. 6%). Die am Teilkreisdurchmesser angreifende Umfangskraft F_t belastet das „Schraubenfeld“ durch die Querkraft F_t und durch das Drehmoment T_{\max} (Lastverteilung in Wirklichkeit schwer durchschaubar!). Die von jeder Schraube zu übertragende Querkraft ergibt sich durch „Überlagerung“ dieser Kraftwirkungen (Bild 8-32):

Aus Querkraftbelastung:

$$F_{Q1} = \frac{F_t}{n} = \frac{6563 \text{ N}}{8} = 820 \text{ N},$$

aus Momentbelastung:

$$F_{Q2} = \frac{2 \cdot T}{D \cdot n} = \frac{2 \cdot 630 \cdot 10^3 \text{ Nmm}}{150 \text{ mm} \cdot 8} = 1050 \text{ N}.$$

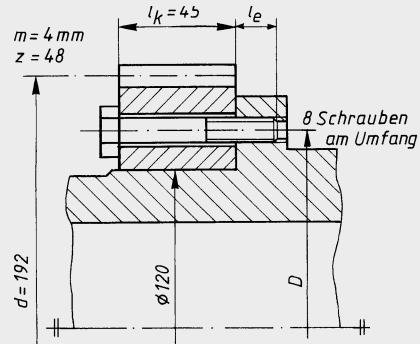


Bild 8-31 Verschraubung eines Zahnkranzes

Im Betrieb müssen die nacheinander am Eingriffspunkt der Verzahnung vorbeilaufenden Schrauben bei jeder Umdrehung einmal die größte Querkraft $F_{Q\max} = 820 \text{ N} + 1050 \text{ N} = 1870 \text{ N}$ aufnehmen (**Bild 8-32**). Bei zu kleiner Vorspannkraft (durch Setzungen) der Schrauben oder durch unerwartete Spitzenbelastung kann es dann zu örtlichem Gleiten in der Trennfuge kommen. Das dabei auftretende innere Losdrehmoment der Schrauben müsste durch geeignete Sicherungsmaßnahmen aufgenommen werden (z.B. Verkleben des Gewindes).

Die erforderliche Normalkraft als Klemmkraft je Schraube und Reibfläche ergibt sich aus Gl. (8.18) zu

$$F_{\text{KI}} = \frac{F_{Q\text{ges}}}{\mu_T \cdot z} \quad \text{bzw.} \quad \frac{F_{Q\max}}{\mu_T}.$$

Mit gewählten $\mu_T = 0,20$ als Haftreibungszahl für Stahl auf GJL bei trockenen und glatten Fugenflächen nach **TB 8-12b** wird

$$F_{\text{KI}} = \frac{1870 \text{ N}}{0,20} = 9,35 \text{ kN}.$$

Die erforderliche Schraubengröße lässt sich ausreichend genau mit der Überschlagsgleichung Gl. (8.2) bestimmen

$$A_s \geq \frac{F_B + F_{\text{KI}}}{\frac{R_{p0,2}}{\kappa \cdot k_A} - \beta \cdot E \cdot \frac{f_Z}{l_k}}.$$

Mit der Klemmkraft $F_{\text{KI}} = 9,35 \text{ kN}$ ($F_B = 0$), der 0,2%-Dehngrenze $R_{p0,2} = 640 \text{ N/mm}^2$ für die „normale“ Festigkeitsklasse 8.8 (**TB 8-4**), dem Anziehfaktor $k_A = 1,6$ nach **TB 8-11** bei Anziehen mit dem Drehmomentschlüssel (Anziehdrehmoment versuchsmäßig bestimmt), dem Reduktionsfaktor $\kappa = 1,24$ für $\mu_G = 0,14$ bei mikroverkapseltem Klebstoff, dem Nachgiebigkeitsfaktor $\beta \approx 1,1$ für Schaftschrauben, dem Setzbetrag $f_Z = 0,011 \text{ mm}$ und der Klemmlänge $l_k = 45 \text{ mm}$ ergibt sich der mindestens erforderliche Spannungsquerschnitt

$$A_s \geq \frac{9350 \text{ N}}{\frac{640 \text{ N/mm}^2}{1,24 \cdot 1,6} - 1,1 \cdot 210000 \text{ N/mm}^2 \frac{0,011 \text{ mm}}{45 \text{ mm}}} = 35,1 \text{ mm}^2.$$

Nach **TB 8-1** wird eine Schraube M8–8.8 mit $A_s = 36,6 \text{ mm}^2$ gewählt.

Mit dem Spannmoment $M_{\text{sp}} = 27,3 \text{ Nm}$ nach **TB 8-14** bei Sicherung der Schraube mit mikroverkapseltem Klebstoff ($\mu_{\text{ges}} = 0,14$ nach **TB 8-12**) wird das erforderliche Anziehdrehmoment der Schraube

$$M_A \approx M_{\text{sp}} = 27,3 \text{ Nm}.$$

Eine Nachprüfung der Flächenpressung unter dem Schraubenkopf erübriggt sich bei 8.8-Schrauben auf vergüteten Bauteilen.

Ergebnis: Unter Berücksichtigung der Einschrautiefe $l_e = 1,0 \cdot 8 \text{ mm} = 8 \text{ mm}$ (**TB 8-15**; 8.8, $d/P < 9$, GJL 250) sind für die Zahnkranzverschraubung Sechskantschrauben ISO 4014–M8 × 55–8.8 (mit Klebstoffbeschichtung) vorzusehen.

► **Lösung b):** Übergangspassung (z. B. H7/k6) um Rundlauf zu gewährleisten.

■ **Beispiel 8.4:** Für eine Spindelpresse, **Bild 8-33**, mit einer Druckkraft $F = 100 \text{ kN}$ und einer größten Spindellänge $l = 1,2 \text{ m}$ sind Spindel und Spindelführung zu berechnen.

- Das erforderliche, nicht selbsthemmende Trapezgewinde der Spindel aus E295 ist zunächst durch überschlägige Berechnung zu ermitteln.
- die vorgewählte Spindel ist auf Festigkeit nachzuprüfen,
- die Nachprüfung auf Knickung ist durchzuführen und danach, falls erforderlich oder zweckmäßig, eine Änderung des Spindeldurchmessers vorzunehmen,
- die erforderliche Länge l_1 der Führungsmutter ist festzulegen.

► **Lösung a):** Die überschlägige Berechnung und damit die Vorewahl des Spindelgewindes erfolgt nach 8.5.1. Da es sich um eine längere, druckbeanspruchte und damit knickgefährdete Spindel handelt, wird diese gleich auf Knickung nach Gl. (8.51) vorberechnet. Danach ergibt sich der erforderliche Gewinde-Kern-

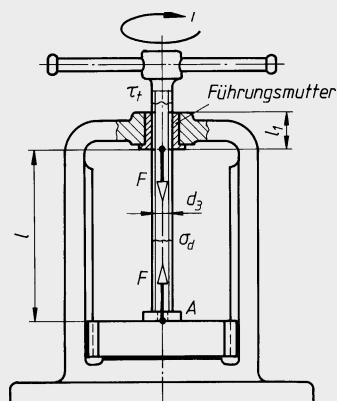


Bild 8-33 Hand-Spindelpresse

durchmesser

$$d_3 = \sqrt[4]{\frac{64 \cdot F \cdot S \cdot l_k^2}{\pi^3 \cdot E}}.$$

Es werden hierin gesetzt: Druckkraft $F = 10^5 \text{ N}$, Sicherheit $S = 8$, rechnerische Knicklänge $l_k \approx 0,7 \cdot l \approx 0,7 \cdot 1200 \text{ mm} = 840 \text{ mm}$, Elastizitätsmodul für Stahl $E = 2,1 \cdot 10^5 \text{ N/mm}^2$; damit wird

$$d_3 = \sqrt[4]{\frac{64 \cdot 10^5 \text{ N} \cdot 8 \cdot 840^2 \text{ mm}^2}{\pi^3 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \text{ N/mm}^2}} \approx 49 \text{ mm}.$$

Es wird nun aus **TB 8-3** ein Trapezgewinde mit dem nächstliegenden Kerndurchmesser gesucht. Danach wird zunächst vorgewählt ein Gewinde mit $d = 60 \text{ mm}$ Nenndurchmesser, $d_3 = 50 \text{ mm}$ Kerndurchmesser und $P = 9 \text{ mm}$ Teilung. Da ein nicht selbsthemmendes Gewinde gefordert ist, wird dieses als dreigängiges gewählt. Die Bezeichnung lautet nach den Angaben zu 8.1.2-2: Tr60 × 27P9.

Ergebnis: Vorgewählt wird ein dreigängiges Trapezgewinde: Tr60 × 27P9.

- **Lösung b):** Vor der Festigkeitsprüfung ist zunächst zu klären, welcher „Beanspruchungsfall“ vorliegt. Nach den Angaben zu 8.5.2 und nach **Bild 8-28** ist das eindeutig der „Beanspruchungsfall 1“. Damit gilt zunächst für den oberen Teil der Spindel für die Verdrehspannung nach Gl. (8.52):

$$\tau_t = \frac{T}{W_t} \leq \tau_{t,zul}.$$

Das Drehmoment für die Spindel wird nach Gl. (8.55):

$$T = F \cdot d_2 / 2 \cdot \tan(\varphi + \varphi') .$$

Hier sind: $F = 100 \text{ kN} = 100000 \text{ N}$; Flankendurchmesser aus **TB 8-3**: $d_2 = 55,5 \text{ mm}$; Steigungswinkel aus Gl. (8.1): $\tan \varphi = P_h / (d_2 \cdot \pi)$, mit $P_h = n \cdot P = 3 \cdot 9 \text{ mm} = 27 \text{ mm}$ wird $\tan \varphi = 27 \text{ mm} / (55,5 \text{ mm} \cdot \pi) \approx 0,15$ und damit $\varphi \approx 8^\circ 30'$; der Gewindereibungswinkel wird $\varphi' = 6^\circ$ gesetzt, geschmiertes Gewinde angenommen. Mit diesen Werten wird

$$T = 100000 \text{ N} \cdot 55,5 \text{ mm} / 2 \cdot \tan(8^\circ 30' + 6^\circ) = 2775000 \text{ Nmm} \cdot \tan 14^\circ 30' \\ = 717660 \text{ Nmm} (\approx 718 \text{ Nm}).$$

Das polare Widerstandsmoment wird $W_t = \pi / 16 \cdot d_3^3 = \pi / 16 \cdot 50^3 \text{ mm}^3 = 24544 \text{ mm}^3$.

$$\tau_t = \frac{717660 \text{ Nmm}}{24544 \text{ mm}^3} = 29,2 \text{ N/mm}^2.$$

Diese Spannung ist so gering, dass sich ein Vergleich mit der zulässigen Spannung erübrigt. Für die im unteren Spindelteil auftretende Druckspannung gilt nach Gl. (8.53), wobei ein etwaiges Reibungsmoment M_{RL} in der Spindelführung bei A vernachlässigt wird:

$$\sigma_d = \frac{F}{A_3} \leq \sigma_{d,zul}.$$

Mit $F = 100000 \text{ N}$ und Kernquerschnitt $A_3 = 1963 \text{ mm}^2$ (aus **TB 8-3**) wird

$$\sigma_d = \frac{100000 \text{ N}}{1963 \text{ mm}^2} \approx 51 \text{ N/mm}^2.$$

Auch σ_d ist so klein, daß auf den Vergleich mit $\sigma_{d,zul}$ verzichtet wird.

Ergebnis: Die vorgewählte Spindel ist festigkeitsmäßig weit ausreichend bemessen, da die vorhandene Verdrehspannung und Druckspannung wesentlich kleiner als die zulässigen Spannungen sind.

- **Lösung c):** Für die Nachprüfung auf Knickung wird zunächst der Schlankheitsgrad nach Gl. (8.56) berechnet:

$$\lambda = \frac{4 \cdot l_k}{d_3} = \frac{4 \cdot 840 \text{ mm}}{50 \text{ mm}} = 67$$

mit der rechnerischen Knicklänge $l_k = 840 \text{ mm}$ (s. unter a)) und dem Kerndurchmesser $d_3 = 50 \text{ mm}$. Nach Gl. (8.57) ergibt sich die Grenzschlankheit für E295 zu

$$\lambda_0 = \pi \cdot \sqrt{E / (0,8 \cdot R_{p0,2})} = \pi \sqrt{210000 / (0,8 \cdot 295)} = 94.$$

Mit $\lambda < \lambda_0$ liegt unelastische Knickung vor, d. h. die Knickspannung muss nach Tetmajer aus Gl. (8.59a) ermittelt werden:

$$\sigma_K = (335 - 0,62 \cdot \lambda) \text{ N/mm}^2, \quad \sigma_K = (335 - 0,62 \cdot 67) \text{ N/mm}^2 \approx 293 \text{ N/mm}^2.$$

Mit $\sigma_{\text{vorh}} \equiv \sigma_d = 51 \text{ N/mm}^2$ wird dann die Knicksicherheit nach Gl. (8.60):

$$S = \frac{\sigma_K}{\sigma_d}, \quad S = \frac{293 \text{ N/mm}^2}{51 \text{ N/mm}^2} = 5,7 \approx 6.$$

Nach Angaben zur Gl. (8.60) wird bei unelastischer Knickung eine erforderliche Sicherheit $S_{\text{erf}} \approx 3$ (bei $\lambda \approx 67$) empfohlen. Die vorhandene Sicherheit $S \approx 6$ ist also reichlich hoch. Darum soll das nächst kleinere Trapezgewinde gewählt werden: Tr52 × 24P8.

Damit müsste die Rechnung nun wiederholt werden. Auf die Festigkeitsprüfung kann zweifellos verzichtet werden, da auch hierbei die vorhandenen Spannungen unter den zulässigen bleiben werden. Die Nachprüfung auf Knickung muss jedoch wiederholt werden, wobei aber auf eine detaillierte Rechnung verzichtet werden soll. Entsprechend obigem Rechnungsgang werden:

$$\text{Druckspannung } \sigma_d \approx 69 \text{ N/mm}^2, \quad \lambda = 78 < \lambda_0 = 94, \quad \sigma_K = 287 \text{ N/mm}^2, \quad S \approx 4 > S_{\text{erf}} = 3 \dots 4.$$

Also auch hier ist die Sicherheit ausreichend.

Ergebnis: Es wird endgültig eine Spindel aus E295 mit dreigängigem Trapezgewinde gewählt: Tr52 × 24P8 nach DIN 103.

► **Lösung d):** Die Länge l_1 der Führungsmutter wird aufgrund der zulässigen Flächenpressung nach Gl. (8.61) ermittelt:

$$l_1 = \frac{F \cdot P}{p_{\text{zul}} \cdot d_2 \cdot \pi \cdot H_1}.$$

Es sind: Längskraft $F = 100\,000 \text{ N}$, Gewindeteilung $P = 8 \text{ mm}$, zul. Flächenpressung $p_{\text{zul}} \approx 10 \text{ N/mm}^2$ (nach **TB 8-18** für Spindel aus Stahl und Mutter aus hier gewählter CuSn-Legierung und Dauerbetrieb), Flankendurchmesser $d_2 = 48 \text{ mm}$ (aus **TB 8-3**), Flankenüberdeckung des Gewindes $H_1 = 4 \text{ mm}$ (aus **TB 8-3**); hiermit wird

$$l_1 = \frac{100\,000 \text{ N} \cdot 8 \text{ mm}}{10 \text{ N/mm}^2 \cdot 48 \text{ mm} \cdot \pi \cdot 4 \text{ mm}} = 132,7 \text{ mm}; \quad \text{ausgeführt } l_1 = 130 \text{ mm}.$$

Die maximale Länge $l_1 \approx 2,5 \cdot d = 2,5 \cdot 52 \text{ mm} = 130 \text{ mm}$ ist damit allerdings gerade erreicht.

Ergebnis Die Länge der Führungsmutter wird $l_1 = 130 \text{ mm}$.

8.7 Literatur

Bauer, C. O. (Hrsg.): Handbuch der Verbindungstechnik. München: Hanser, 1991

Betschon, F.: Handbuch der Verschraubungstechnik. Grafenau: expert, 1982

Böllhoff GmbH (Hrsg.): Technik rund um Schrauben. 2. Aufl. Bielefeld: Böllhoff, 1987

DIN Deutsches Institut für Normung (Hrsg.): DIN-Taschenbücher. Berlin: Beuth

Gewinde, 10. Aufl. 2013 (DIN-Taschenbuch 45)

Grundnormen, 5. Aufl. 2011 (DIN-Taschenbuch 193)

Schrauben, Nationale Normen, 23. Aufl. 2011 (DIN-Taschenbuch 10)

Schrauben, Europäische Normen, 2. Aufl. 2012 (DIN-Taschenbuch 362)

Schraubwerkzeuge, 10. Aufl. 2009 (DIN-VDI-Taschenbuch 41)

Technische Lieferbedingungen für Schrauben, Muttern und Unterlegteile, 10. Aufl. 2013 (DIN-Taschenbuch 55)

Muttern, Zubehörteile für Schraubenverbindungen, 9. Aufl. 2011 (DIN-Taschenbuch 140)

Esser, J.: Ermüdungsbruch: Eine Einführung in die neuzeitliche Schraubenberechnung. 21. Aufl. Neuss: Bauer & Schaurte Kärcher, 1991

Galwelat, M., Beitz, W.: Gestaltungsrichtlinien für unterschiedliche Schraubenverbindungen. In: Konstruktion 33 (1981), Heft 6, S. 213–218

Grode, H.-P., Kaufmann, M.: Internationale Gewindeführungen. 2. Aufl. Berlin, Köln: Beuth, 1988 (Beuth-Kommentare)

- Illgner, K.-H., Esser, J.: Schrauben-Vademecum.* 9. Aufl. Bramsche: Rasch, 2001
- Junker, G., Blume, D.: Neue Wege einer systematischen Schraubenberechnung.* Düsseldorf: Tritsch, 1965
- Kloos, K. H., Thomalla, W.: Zur Dauerhaltbarkeit von Schraubenverbindungen.* In: Verbindungstechnik 11 (1979), Hefte 1 bis 4
- Kübler, K.-H., Mages, W.: Handbuch der hochfesten Schrauben.* Berlin: Cornelsen, 1994
- Kübler, K.-H.: Vereinfachtes Berechnen von Schraubenverbindungen.* In: Verbindungstechnik 10 (1978), Heft 6 und 7/8
- Petersen, C.: Stahlbau. Grundlagen der Berechnung und baulichen Ausbildung von Stahlbauten.* Wiesbaden: Springer Vieweg, 2013
- Rieg, F., Kaczmarek, M. (Hrsg.): Taschenbuch der Maschinenelemente.* Leipzig: Hanser, 2006
- Stahl-Informations-Zentrum (Hrsg.):**
- Geschaubte Verbindungen im Stahlbau. Ausgabe 2012 (Merkblatt 322)
 - Verein Deutscher Ingenieure (Hrsg.): Schraubenverbindungen: beanspruchungsgerecht konstruiert und montiert. Düsseldorf: VDI, 1989 (VDI Berichte 766)
- VDI-Richtlinie 2230: Systematische Berechnung hochbeanspruchter Schraubenverbindungen**
- Bl. 1 Zylindrische Einschraubenverbindungen. Düsseldorf: VDI, 2014
 - Bl. 2 Mehrschraubenverbindungen. Düsseldorf: VDI, 2014
- Verband der Technischen Überwachungsvereine (Hrsg.):**
- AD-Merkblatt B7: Schrauben
 - AD-Merkblatt W7: Schrauben und Muttern aus ferritischen Stählen
- Wagenknecht, G.: Stahlbau-Praxis nach Eurocode 3.* Band 2. 4. Aufl. Berlin: Beuth, 2014
- Wiegand, H., Kloos, K.-H., Thomalla, W.: Schraubenverbindungen.* 5. Aufl. Berlin: Springer, 2007 (Konstruktionsbücher Band 5)
- Weitere Informationen z. B. von folgenden Firmen und Institutionen:
- Atlas Copco, Essen (Schrauber, Zeitschrift „Druckluftkommentare“), (www.atlascopco.com)
 - Böllhoff GmbH & Co. KG, Bielefeld (Gewindetechnik), (www.boellhoff.com)
 - Eduard Wille GmbH & Co. KG, Wuppertal (Schraubwerkzeuge), (www.stahlwille.de)
 - Kamax-Werke Rudolf Kellermann, Osterode am Harz (Mitteilungen aus den Kamax-Werken), (www.kamax.de)
 - Richard Bergner, Verbindungstechnik GmbH & Co. KG, Schwabach (RIBE-Blauhefte), (www.ribe.de)
 - Textron Verbindungstechnik GmbH & Co. OHG, Neuss (Sonderdrucke, Prospekte), (www.textronfasteningsystems.com)

9 Bolzen-, Stiftverbindungen und Sicherungselemente

9.1 Funktion und Wirkung

Bauteile lassen sich einfach und kostengünstig mit Bolzen, Stiften oder ähnlichen Formteilen verbinden. Diese Verbindungselemente werden sowohl für lose als auch für feste Verbindungen, für Lagerungen, Führungen, Zentrierungen, Halterungen und zum Sichern der Bauteile gegen Überlastung, z. B. als Brechbolzen in Sicherheitskupplungen, verwendet.

Bei losen Verbindungen und auch zur Aufnahme von Axialkräften müssen die Bolzen bzw. die gelagerten oder verbundenen Teile häufig durch Sicherungselemente, wie Splinte, Sicherungsringe oder Querstifte, gegen Verschieben oder Verdrehen gesichert werden.

9

9.2 Bolzen

9.2.1 Formen und Verwendung

Bolzen ohne Kopf nach DIN EN 22340 (**Bild 9-1a** und **b**) und *Bolzen mit Kopf* nach DIN EN 22341 (**Bild 9-1c**) entsprechen der ISO-Norm (Hauptabmessungen, s. **TB 9-2**). Sie sind ohne und mit Splintloch (Form A bzw. B) genormt und werden vorwiegend als Gelenkbolzen, z. B. für Stangenverbindungen (Bilder 9-2a und 9-21), verwendet.

Bolzen mit Kopf und Gewindezapfen nach DIN 1445 (**Bild 9-1d**) werden vorwiegend als festsitzende Lager- und Achsbolzen, z. B. für Seil- und Laufrollen (**Bild 9-18**), benutzt.

Für die Bolzendurchmesser empfehlen die Normen die Toleranzklasse h11 (nach Vereinbarung mit dem Hersteller z. B. auch a11, c11, f8).

Für die Bolzen wählt man meist einen härteren Werkstoff als für die Bauteile, um Fressgefahr und übermäßigen Verschleiß zu vermeiden. Normbolzen werden aus Automatenstahl (Härte 125 bis 245 HV) hergestellt. Hochbelastete Gelenkbolzen werden aus entsprechendem Vergütungs- und Einsatzstahl gefertigt, wärmebehandelt und geschliffen.

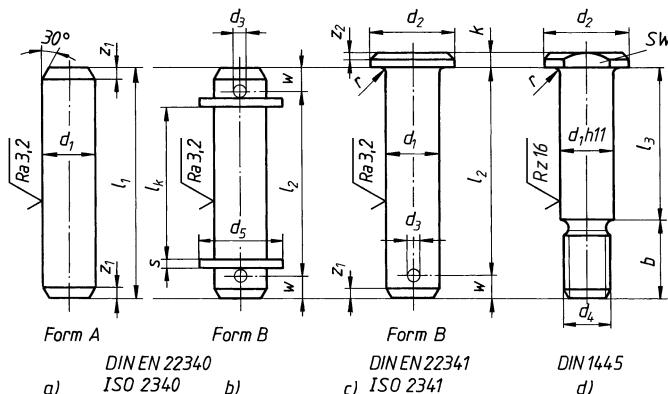


Bild 9-1

Bolzenformen

- Bolzen ohne Kopf
- Bolzen ohne Kopf und mit Splintlöchern
- Bolzen mit Kopf und mit Splintloch (Form A ohne Splintloch)
- Bolzen mit Kopf und mit Gewindezapfen

Maße siehe **TB 9-2**

Bolzenverbindungen mit Schwenk- bzw. langsamen Umlaufbewegungen arbeiten meist im Bereich der Festkörper- bzw. Mischreibung und sind deshalb durch Fressen bzw. übermäßigen Verschleiß (Ausschlagen) gefährdet. Betriebssichere Lösungen lassen sich durch die Wahl geeigneter Gleitpartner nach **TB 9-1** finden. Bei weichen Bolzen und Bauteilbohrungen haben sich auch eingebaute gehärtete Spannbuchsen nach DIN 1498 und DIN 1499 (s. **Bilder 9-9** und **9-31**) bewährt. Bei höheren Anforderungen (extreme Temperaturen, höchste Lagerbelastung, Korrosion u. a.) ermöglicht eine dünne Gleitbeschichtung aus Festschmierstoffen (Graphit, MoS₂, PTFE) oft eine wartungsfreie Lebensdauerschmierung. Soll eine Schmierung der Lauffläche mittels Schmiernippel durch den Bolzen hindurch erfolgen, dann sind Schmierlöcher nach DIN 1442 (Norm zurückgezogen) vorzusehen (**Bilder 9-17, 9-18** und **9-19**).

9.2.2 Gestalten und Entwerfen der Bolzenverbindungen im Maschinenbau

Bolzenverbindungen sind im Prinzip etwa nach **Bild 9-2a** gestaltet. Die Bolzen werden dabei auf Biegung, Schub und Flächenpressung beansprucht.

Bei den üblichen Ausführungen (proportional festgelegt) ist erfahrungsgemäß bei nicht gleitenden Flächen (ruhende Gelenke) die *Biegung* und bei gleitenden Flächen (einfache Gleitlager) die *Flächenpressung* für die Bemessung der Verbindung maßgebend.

1. Einbaufälle und Biegemomente

Der freigemachte Bolzen (**Bild 9-2a**) stellt einen geraden Biegestab (Träger) dar, der mit der Stangenkraft F belastet wird. Je nach der Passung zwischen dem Bolzen und der Stangen- bzw. Gabelbohrung unterliegt der Bolzen dort verschiedenen *Einspannbedingungen*, die von erheblichem Einfluss auf die Größe der im Bolzen auftretenden Biegemomente sind. Vereinfachend wird eine gleichmäßige Pressungsverteilung über die Bolzenlänge und ein nicht vorhandenes seitliches Spiel des Stangenkopfes angenommen. Der tatsächlich vorliegende Beanspruchungszustand ist nur näherungsweise darstellbar. Von praktischer Bedeutung sind folgende *Einbaufälle*:

Einbaufall 1: Der Bolzen sitzt in der Gabel und in der Stange mit einer Spielpassung (**Bild 9-2b**).

- 1: Bolzen als frei aufliegender Träger
- 2: Querkraftfläche
- 3: Momentenfläche

Der Bolzen kann sich ungehindert verformen. Die Belastung (Stange) und die Stützung (Gabelwangen) erfolgen durch Streckenlasten (vgl. **Bild 9-2a**).

Das größte Biegemoment wirkt im Bolzenquerschnitt

$$M_{b\max} = \frac{F \cdot (t_s + 2t_G)}{8}$$

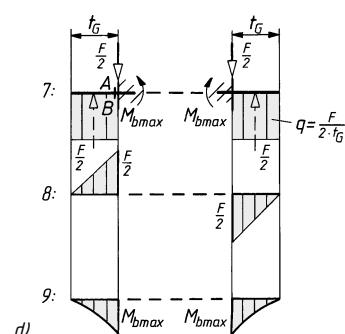
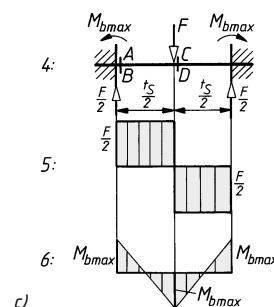
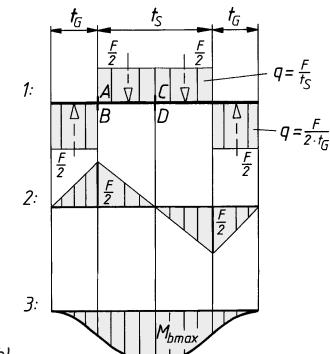
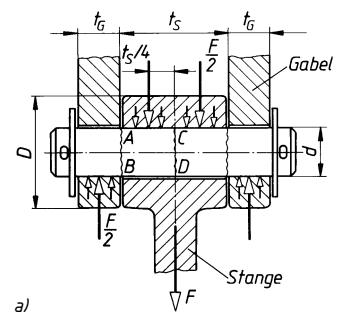


Bild 9-2 Bolzenverbindung

a) Prinzipielle Gestaltung, b) Einbaufall 1, c) Einbaufall 2, d) Einbaufall 3

Einbaufall 2: Der Bolzen sitzt in der Gabel mit einer Übermaßpassung und in der Stange mit einer Spielpassung (**Bild 9-2c**).

4: Bolzen als beidseitig eingespannter Träger

5: Querkraftfläche im Bereich der Stange

6: Momentenfläche im Bereich der Stange

Das Biegemoment ist in den Bolzenquerschnitten A–B und C–D gleich groß:

$$M_{b\max} = \frac{F \cdot t_S}{8}$$

Die Nachgiebigkeit der Gabelwangen führt statt zu einer starren nur zu einer teilweisen Einspannung. Dies wird bei der Berechnung des Biegemomentes näherungsweise dadurch berücksichtigt, dass die Stangenkraft F als ungünstige mittige Einzellast angesetzt wird.

Einbaufall 3: Der Bolzen sitzt in der Stange mit einer Übermaß- und in der Gabel mit einer Spielpassung (**Bild 9-2d**).

7: Bolzen als mittig eingespannter Träger

8: Querkraftfläche im Bereich der Gabel

9: Momentenfläche im Bereich der Gabel

Die aus der Stange ragenden Enden bilden Kragträger. Das größte Biegemoment wirkt im Einspannquerschnitt A–B:

$$M_{b\max} = \frac{F \cdot t_G}{4}$$

Ein Vergleich der Einbaufälle zeigt, dass sich durch Einspannen des Bolzens in der Gabel oder in der Stange die Biegebeanspruchung stark herabsetzen lässt. Dies setzt allerdings starre Bauenteile und sehr feste Bolzensitze voraus.

2. Festlegen der Bauteilabmessungen

Günstige Stangenkopf- und Gabelwangendicken ergeben folgende Richtwerte für die Maßverhältnisse:

- nicht gleitende Flächen: $t_S/d = 1,0$ und $t_G/d = 0,5$
- gleitende Flächen: $t_S/d = 1,6$ und $t_G/d = 0,6$

Diese Richtwerte für t_S und t_G in die Momentengleichungen für die Einbaufälle eingesetzt und die Biegegleichung $\sigma_b \approx M_b/0,1 \cdot d^3$ nach d umgeformt, ergibt für eine angenommene reine Biegebeanspruchung folgende *einfache Benennungsgleichung* für den *Bolzendurchmesser*

$$d \approx k \cdot \sqrt{\frac{K_A \cdot F_{nenn}}{\sigma_{b,zul}}} \quad (9.1)$$

F_{nenn} Stangenkraft

K_A Anwendungsfaktor zur Berücksichtigung stoßartiger Belastung nach **TB 3-5**

$\sigma_{b,zul}$ zulässige Biegespannung

Abhängig von der Mindestzugfestigkeit $R_m = K_t \cdot R_{mN}$ (mit K_t nach **TB 3-11a** und R_{mN} nach **TB 1-1**) gilt erfahrungsgemäß: $0,3 \cdot R_m$ bei ruhender, $0,2 \cdot R_m$ bei schwellender und $0,15 \cdot R_m$ bei wechselnder Belastung.

Für nicht gehärtete Normbolzen und Normstifte (Härte 125 bis 245 HV) kann mit dem Richtwert $R_m = 400 \text{ N/mm}^2$ gerechnet werden.

k Einspannfaktor, abhängig vom Einbaufall (Klammerwerte bei Gleitverbindungen)

$k = 1,6$ (1,9) für Einbaufall 1 (Bolzen lose in Stange und Gabel)

$k = 1,1$ (1,4) für Einbaufall 2 (Bolzen mit Übermaßpassung in der Gabel)

$k = 1,1$ (1,2) für Einbaufall 3 (Bolzen mit Übermaßpassung in der Stange)

Genormte Bolzen- bzw. Stiftdurchmesser s. **TB 9-2** bzw. **TB 9-3**.

Die Augen der Stange und Gabel werden, wesentlich abhängig vom Spiel bzw. Übermaß zwischen Bolzen und Bohrung, vergleichsweise hoch beansprucht. Erfahrungsgemäß wählt man für den Augen(Naben)-Durchmesser: $D \approx (2,5 \dots 3) \cdot d$ für Stahl und GS, $D \approx (3 \dots 3,5) \cdot d$ für GJL (GG), vgl. **Bild 9-2a**. Die größeren Werte gelten bei stramm eingepressten Bolzen (Sprengkraft!).

9.2.3 Berechnen der Bolzenverbindungen im Maschinenbau

Nach Festlegung eines genormten Bolzendurchmessers, der Bolzenlänge und der endgültigen Abmessungen der Bauteile wird die Verbindung festigkeitsmäßig nachgeprüft.

Für die Biegespannung des Vollbolzens gilt:

$$\sigma_b = \frac{K_A \cdot M_{b\text{nenn}}}{W} \approx \frac{K_A \cdot M_{b\text{nenn}}}{0,1 \cdot d^3} \leq \sigma_{b\text{zul}} \quad (9.2)$$

$M_{b\text{nenn}}$ Biegemoment je nach Einbaufall

K_A Anwendungsfaktor zur Berücksichtigung stoßartiger Belastung nach **TB 3-5**

d Bolzendurchmesser

$\sigma_{b\text{zul}}$ zulässige Biegespannung wie zu Gl. (9.1); bei hoher Kerbwirkung genauer nach Kapitel 3

Im *Einbaufall 3* ist wegen des kleinen Hebelarmes die Biegespannung klein, die Schubspannung aber vergleichweise groß und kann nicht mehr ohne weiteres vernachlässigt werden.

Bild 9.3 zeigt jedoch, dass die Verteilung der gemeinsam auftretenden Biege- und Schubspannungen günstig ist: In der Randfaser trifft $\sigma_{b\text{max}}$ mit $\tau = 0$ und in der Nulllinie τ_{max} mit $\sigma_b = 0$ zusammen.

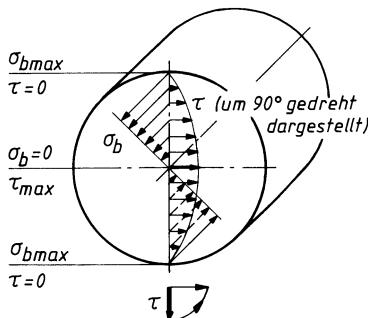


Bild 9.3
Spannungsverteilung im Bolzenquerschnitt

9

Für die *größte Schubspannung* in der *Nulllinie* gilt daher für Vollbolzen:

$$\tau_{\text{max}} = \frac{4}{3} \cdot \frac{K_A \cdot F_{\text{nenn}}}{A_S \cdot 2} \leq \tau_{\text{a zul}} \quad (9.3)$$

F_{nenn} Stangenkraft

K_A Anwendungsfaktor zur Berücksichtigung stoßartiger Belastung nach **TB 3-5**

A_S Querschnittsfläche des Bolzens

$\tau_{\text{a zul}}$ zulässige Scherspannung

Abhängig von der Mindestzugfestigkeit $R_m = K_t \cdot R_{mN}$ (mit K_t nach **TB 3-11a** und R_m nach **TB 1-1**) gilt erfahrungsgemäß: $0,2 \cdot R_m$ bei ruhender, $0,15 \cdot R_m$ bei schwellender und $0,1 \cdot R_m$ bei wechselnder Belastung.

Für nicht gehärtete Normbolzen und Normstifte (Härte 125 bis 245 HV) kann mit dem Richtwert $R_m = 400 \text{ N/mm}^2$ gerechnet werden.

Bei der Verwendung von *Hohlbolzen* im Leichtbau (z. B. Kolbenbolzen) besteht bei Wanddicken $\leq d/6$ die Gefahr einer unzulässig großen Bolzendeformation (Ovaldrücken und Verklemmen). Die *größte Schubspannung* in der Nulllinie $\tau_{\text{max}} = 2 \cdot \tau_m = K_A \cdot F_{\text{nenn}}/A_S$ wird hier doppelt so groß als bei der Annahme einer gleichmäßigen Spannungsverteilung und ist deshalb stets nachzuprüfen. Da die Bolzen mit Spiel in den Augen der Stange und/oder Gabel sitzen, besteht bei dynamischer Belastung bzw. Gleitbewegung die Gefahr des vorzeitigen Verschleißes der Bauteile (Ausschlagen). Die *vorhandene mittlere Flächenpressung* ist darum niedrig zu halten und zu prüfen:

$$p = \frac{K_A \cdot F_{\text{nenn}}}{A_{\text{proj}}} \leq p_{\text{zul}} \quad (9.4)$$

F_{nenn}	Stangenkraft
K_A	Anwendungsfaktor zur Berücksichtigung stoßartiger Belastung nach TB 3-5
A_{proj}	projizierte gepresste Bolzenfläche über der die Flächenpressung als gleichmäßig verteilt gedacht werden kann. Die durch den Stangenkopf im mittleren Teil des Bolzens gepresste Fläche ist damit $A_{\text{proj}} = d \cdot t_S$, die durch die Gabel gepresste Fläche $A_{\text{proj}} = 2 \cdot d \cdot t_G$ (s. Bild 9-2a)
p_{zul}	zulässige mittlere Flächenpressung Abhängig von der Mindestzugfestigkeit $R_m = K_t \cdot R_{mN}$ der gepressten Bauteile (mit K_t nach TB 3-11a, b und R_{mN} nach TB 1-1 bis TB 1-3) gilt bei <i>nicht gleitenden Flächen</i> : $0,35 \cdot R_m$ bei ruhender und $0,25 \cdot R_m$ bei schwellender Belastung. Maßgebend ist der festigkeitsmäßig schwächere Werkstoff. Richtwerte bei <i>niedriger Gleitgeschwindigkeit</i> s. TB 9-1 . Für nicht gehärtete Normbolzen und Normstifte (Härte 125 bis 245 HV) kann mit dem Richtwert $R_m = 400 \text{ N/mm}^2$ gerechnet werden.

Die Stangenköpfe im Maschinenbau werden prinzipiell wie die Augenstäbe entsprechend **Bild 9-4** beansprucht. Bei hochbelasteten zugbeanspruchten Gelenken muss außer dem Stangenquerschnitt unbedingt der am meisten gefährdete Wangenquerschnitt festigkeitsmäßig nachgeprüft werden. Nach **Bild 9-4** wirken im Wangenquerschnitt die Zugkraft $F/2$, und da der Bolzen das Loch nicht satt ausfüllt, wird der Ringbereich in grober Näherung durch $M \approx F(d_L + c)/8$ auf Biegung beansprucht. Scheitel und Wange werden dabei meist gleich breit ausgeführt (Kreisringaugen). Für Stangenköpfe mit Bolzenspiel gilt für die größte Normalspannung im Wangenquerschnitt am Lochrand

$$\sigma = \frac{K_A \cdot F_{\text{nenn}}}{2 \cdot c \cdot t} + \frac{6 \cdot K_A \cdot F_{\text{nenn}} \cdot (d_L + c)}{8 \cdot c^2 \cdot t} = \frac{K_A \cdot F_{\text{nenn}}}{2 \cdot c \cdot t} \cdot \left[1 + \frac{3}{2} \left(\frac{d_L}{c} + 1 \right) \right] \leq \sigma_{\text{zul}} \quad (9.5)$$

F_{nenn}	Stangenzugkraft									
K_A	Anwendungsfaktor zur Berücksichtigung stoßartiger Belastung nach TB 3-5									
d_L	Lochdurchmesser									
c	Wangenbreite des Stangenkopfes (vgl. Bild 9-4)									
t	Dicke des Gabel- bzw. Stangenauges									
σ_{zul}	<table border="1"> <thead> <tr> <th></th> <th>Stahl</th> <th>GJL</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>statische Belastung</td> <td>$0,5 \cdot R_e$</td> <td>$0,5 \cdot R_m$</td> </tr> <tr> <td>dynamische Belastung</td> <td>$0,2 \cdot R_e$</td> <td>$0,2 \cdot R_m$</td> </tr> </tbody> </table> mit $R_e = K_t \cdot R_{eN}$ als Streckgrenze (0,2%-Dehngrenze) und $R_m = K_t \cdot R_{mN}$ als Mindestzugfestigkeit des Stangen- bzw. Gabelwerkstoffes nach TB 1-1 bzw. TB 1-2 und K_t nach TB 3-11a, b		Stahl	GJL	statische Belastung	$0,5 \cdot R_e$	$0,5 \cdot R_m$	dynamische Belastung	$0,2 \cdot R_e$	$0,2 \cdot R_m$
	Stahl	GJL								
statische Belastung	$0,5 \cdot R_e$	$0,5 \cdot R_m$								
dynamische Belastung	$0,2 \cdot R_e$	$0,2 \cdot R_m$								

9.2.4 Gestalten und Entwerfen von Bolzenverbindungen im Stahlbau

1. Einsatzbereiche

Der Vorteil der Bolzenverbindungen mit Augenstäben liegt in der einfachen Fertigung. Bedacht werden muss allerdings, dass es sich um eine nicht ausfallsichere Konstruktion handelt. Beim Bruch der Verbindung kommt es zum Versagen des Bauwerks. Gelenkbolzen-Verbindungen werden im modernen Stahlbau eingesetzt, wenn ein häufiges und einfaches Lösen der Verbindungen (z. B. mobiles Gerät, Pionierbrücken) oder eine gewisse Drehfähigkeit der Verbindung (z. B. Zugstangen bei Brücken) gefordert wird.

Zum einfachen Lösen der meist zweischnittig ausgeführten Bolzenverbindungen ist ausreichendes Lochspiel $\Delta d = 1$ bis 3 mm (1 mm für $d < 16 \text{ mm}$, 2 mm für $16 \text{ mm} \leq d \leq 24 \text{ mm}$ und 3 mm für $d \geq 27 \text{ mm}$) und ausreichendes Laschenspiel $s \geq 1 \text{ mm}$ vorzusehen.

Die Sicherung der Bolzen gegen Lösen erfolgt am einfachsten durch Splint mit Scheibe oder besser durch Bolzen mit Gewindezapfen und Kronenmutter, Sicherungsringe oder Scheiben mit Senkschrauben, Bild 9-20.

2. Bemessen der Augenstäbe nach DIN EN 1993-1-8

Eine exakte Berechnung der Augenlaschen ist aufwändig. Wie Versuche zeigen, muss die Dicke der Augenlaschen, der Bolzendurchmesser und das Lochspiel ausgewogen zueinander dimensioniert sein, Bild 9-4. Aus der Forderung, dass die Augen dieselbe Tragfähigkeit wie der Stab-

querschnitt ($A = b \cdot t$) haben soll, entstand mit den Bezeichnungen nach Bild 9-4 folgende Empfehlung $a = b/2 + (2/3) \cdot d_0$ und $c = b/2 + (1/3) \cdot d_0$. Wird die erforderliche Laschenbreite $b = F/(R_e \cdot t)$ in die vorhergehenden Gleichungen eingesetzt, so erhält man bezogen auf die Bemessungskraft die geometrischen Anforderungen, wenn die **Laschendicke t** vorgegeben ist als **Möglichkeit A** (Bild 9-4c)

$$a \geq \frac{F_{Ed} \cdot \gamma_{M0}}{2 \cdot t \cdot R_e} + \frac{2 \cdot d_0}{3} \quad (9.6a)$$

$$c \geq \frac{F_{Ed} \cdot \gamma_{M0}}{2 \cdot t \cdot R_e} + \frac{d_0}{3} \quad (9.6b)$$

Der im Bild 9-4d dargestellten Anforderung mit **vorgegebener Geometrie** liegt eine an der Ermüdungsfestigkeit orientierte Optimierung zugrunde. Sie beinhalten für die Dicke der Mittellasche und den Lochdurchmesser die **Möglichkeit B**

$$t \geq 0,7 \cdot \sqrt{\frac{F_{Ed} \cdot \gamma_{M0}}{R_e}} \quad (9.7a)$$

$$d_0 \leq 2,5 \cdot t \quad (9.7b)$$

F_{Ed} Bemessungswert der Stabkraft

R_e Streckgrenze des Augenlaschenwerkstoffes nach TB 6-5

d_0 Lochdurchmesser in den Laschen

t Dicke des Augenstabbleches (t_M oder $2t_A$)

a Scheitelhöhe des Augenstabes

c Wangenbreite des Augenstabes

γ_{M0} Teilsicherheitsbeiwert für Querschnitte: $\gamma_{M0} = 1,0$

9

Es können alternativ die Vorgaben zu Möglichkeit A oder Möglichkeit B ausgeführt werden. Bei Anwendung der Möglichkeit A müssen die Mindestabmessungen (a, c) und bei Anwendung der Möglichkeit B die erforderliche Bauteildicke (t, d_L) bestimmt werden. Der erforderliche Lochleibungsnachweis wird unter 9.2.5 geführt.

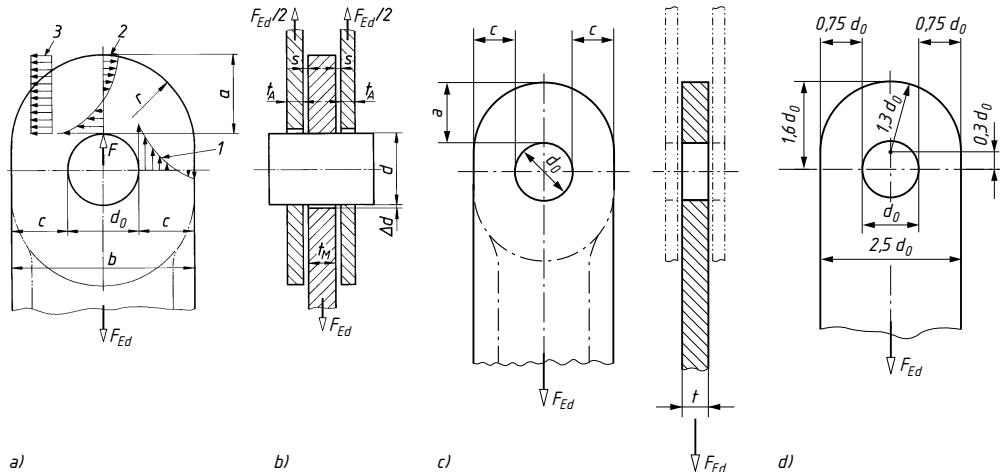


Bild 9-4

Bolzenverbindung mit Augenstäben im Stahlbau

a) Mitteltasche, b) Verbindung im Schnitt (schematisch), c) Augenstababmessung Möglichkeit A, d) Augenstababmessung Möglichkeit B.

1 Normalspannungsverlauf im Wangenquerschnitt, 2 Biegespannungsverlauf im Scheitelquerschnitt, 3 mittlere Schubspannung im Scheitelquerschnitt

(a Scheitelhöhe, b Laschenbreite, c Wangenbreite, d_0 Lochdurchmesser, d Bolzendurchmesser, Δd Lochspiel, s Laschenspiel, t_M bzw. t_A Dicke der Mittel- bzw. Außenlasche)

9.2.5 Bemessung für massive Rundbolzen nach DIN EN 1993-1-8

Der Festigkeitsnachweis der vorwiegend ruhend belasteten Gelenkbolzen erfolgt grundsätzlich wie unter 9.2.3 auf Querkraftbiegung, Abscheren, Lochleibung und die Kombination von Abscheren und Biegung.

1. Bolzenverbindungen bei denen eine unbehinderte Verdrehung in den Augen erforderlich ist

Nachweis gegen Abscheren des Bolzens

$$F_{vRd} = 0,6 \cdot A \cdot R_m / \gamma_{M2} \geq F_{vEd} \quad (9.8)$$

F_{vRd} Bemessungswert der Abschertragfähigkeit des Bolzens je Scherfläche

F_{vEd} Bemessungswert der einwirkenden Abscherkraft auf eine Scherfläche

A Querschnittsfläche des Bolzens, mit d als Bolzendurchmesser: $A = \pi \cdot d^2 / 4$

R_m Zugfestigkeit des Bolzenwerkstoffes, z. B. nach TB 6-5

γ_{M2} Teilsicherheitsbeiwert für die Beanspruchbarkeit von Bolzen: $\gamma_{M2} = 1,25$

9

Nachweis der Lochleibung von Augenstab und Bolzen

$$F_{bRd} = 1,5 \cdot t \cdot d \cdot R_e / \gamma_{M0} \geq F_{bEd} \quad (9.9)$$

F_{bRd} Bemessungswert der Lochleibungstragfähigkeit des Bolzens

F_{bEd} Bemessungswert der einwirkenden Stabkraft

t Dicke des Augenstahbleches (Mittellasche t_M , Außenlaschen $2 \cdot t_A$)

d Bolzendurchmesser

R_e kleinerer Wert der Streckgrenze des Bolzen- und des Augenstabwerkstoffes, z. B. nach TB 6-5

γ_{M0} Teilsicherheitsbeiwert bei Querschnittsnachweisen: $\gamma_{M0} = 1,0$

Bestimmung des maximalen Biegemomentes

Die einwirkenden Biegemomente sind unter der Annahme zu berechnen, dass die Augenlaschen gelenkige Auflager bilden, Bild 9-2b. Dabei wird von einer über die Breite der Mittellasche und der Außenlaschen konstanten Pressungsverteilung ausgegangen.

Mit den Bezeichnungen nach Bild 9-4b erhält man mit dem Bemessungswert der einwirkenden Stabkraft das maximale Biegemoment.

$$M_{Ed} = \frac{F_{Ed}}{8} (t_M + 2t_A + 4s) \quad (9.10a)$$

F_{Ed} Bemessungswert der einwirkenden Stabkraft

t_M Dicke der Mittellasche

t_A Dicke der Außenlaschen

s Laschenspiel

Nachweis der Momententragfähigkeit

$$M_{Rd} = 1,5 \cdot W \cdot R_e / \gamma_{M0} \geq M_{Ed} \quad (9.10b)$$

M_{Rd} Bemessungswert der Momententragfähigkeit des Bolzens

M_{Ed} Bemessungswert des einwirkenden Biegemomentes nach Gl. (9.10a)

W Widerstandsmoment des Bolzenquerschnitts für Biegung: $W = \pi \cdot d^3 / 32$, mit d als Bolzendurchmesser

R_e Streckgrenze des Bolzenwerkstoffes, z. B. nach TB 6-5

γ_{M0} Teilsicherheitswert bei Querschnittsnachweisen: $\gamma_{M0} = 1,0$

Interaktionsnachweis

Im Hinblick auf das gemeinsame Wirken von Biegung und Abscheren muss in den maßgebenden Schnitten die Bedingung eingehalten werden

$$\left(\frac{M_{Ed}}{M_{Rd}}\right)^2 + \left(\frac{F_{vEd}}{F_{vRd}}\right)^2 \leq 1 \quad (9.11)$$

Es dürfen nur die an einer Querschnittsstelle gleichzeitig auftretenden M_{Ed} - und F_{Ed} -Werte eingesetzt werden.

2. Austauschbare Bolzen

Um plastische Deformationen der Bolzen und Augen zu begrenzen, sind für austauschbare Bolzen Gebrauchstauglichkeitsnachweise gegen Lochleibung und Biegung zu führen.

Gebrauchstauglichkeitsnachweis gegen Lochleibung

$$F_{bRdser} = 0,6 \cdot t \cdot d \cdot R_e / \gamma_{M6ser} \geq F_{bEdser} \quad (9.12)$$

- F_{bRdser} Bemessungswert der Lochleibungstragfähigkeit des Bolzens im Grenzzustand der Gebrauchstauglichkeit
 F_{bEdser} Bemessungswert der einwirkenden Lochleibungskraft im Grenzzustand der Gebrauchstauglichkeit
 d Durchmesser des Bolzens
 t Dicke des Augenstabes ($t_M, 2t_A$)
 R_e kleinerer Wert der Streckgrenze des Bolzenwerkstoffes und des Werkstoffes des Augenstabes
 γ_{M6ser} Teilsicherheitsbeiwert für die Beanspruchbarkeit von Bolzen im Grenzzustand der Gebrauchstauglichkeit: $\gamma_{M6ser} = 1,0$

Ergänzend muss dann die Lochleibungsspannung auf den Bemessungswert der Hertz'schen Pressung begrenzt werden:

$$\sigma_{hEd} = 0,591 \sqrt{\frac{E \cdot F_{bEdser} \cdot (d_0 - d)}{d^2 \cdot t}} \leq 2,5 \cdot R_e / \gamma_{M6ser} \quad (9.13)$$

- $F_{bEdser}, d, t, R_e, \gamma_{M6ser}$ wie zu Gl. (9.12)
 $d_0 - d$ Nennlochspiel Δd
 $d \leq 16: \Delta d = 1 \text{ mm}, 16 \leq d \leq 24: \Delta d = 2 \text{ mm}, d > 27: \Delta d = 3 \text{ mm}$
 E Elastizitätsmodul des Bolzen- und Augenstabwerkstoffes, für St: $E = 210000 \text{ N/mm}^2$

Gebrauchstauglichkeitsnachweis gegen Biegeversagen

$$M_{Rdsr} = 0,8 \cdot W \cdot R_e / \gamma_{M6ser} \geq M_{Edsr} \quad (9.14)$$

- W, R_e , wie zu Gl. (9.10a, 9.10b)
 γ_{M6ser} Teilsicherheitsbeiwert für die Beanspruchbarkeit von Bolzen im Zustand der Gebrauchstauglichkeit: $\gamma_{M6ser} = 1,0$
 M_{Rdsr} Bemessungswert der Momententragfähigkeit im Zustand der Gebrauchstauglichkeit
 M_{Edsr} Bemessungswert des einwirkenden Biegemomentes im Grenzzustand der Gebrauchstauglichkeit

3. Bolzenverbindungen ohne geforderte Verdrehung in den Augen

Bolzen deren Austausch nicht vorgesehen und deren Länge kleiner als das Dreifache des Bolzendurchmessers ist, dürfen als Einschraubenverbindungen bemessen werden. Damit entfallen der Nachweis gegen Bolzenbiegung, der Interaktionsnachweis und der Gebrauchstauglichkeitsnachweis.

Die Lochleibungsdragfähigkeit der Bolzen (Schrauben) ist zu begrenzen auf $F_{bRd} \leq 1,5 \cdot R_m \cdot d \cdot t / \gamma_{M2}$, s. auch 8.4.3.

9.3 Stifte und Spannbuchsen

9.3.1 Formen und Verwendung

Stiftverbindungen werden hergestellt, indem in eine durch alle zu verbindenden Teile gehende Aufnahmebohrung ein Stift mit Übermaß eingedrückt wird. Die entstehende Verbindung ist form- und kraftschlüssig. Stifte dienen zur Sicherung der Lage (Fixierung, Zentrierung) von Bauteilen (Passstifte, **Bild 9-23**), zur scherfesten Verbindung von Maschinenteilen (Verbindungsstifte, **Bild 9-24**), zur Halterung von Federn oder „fliegenden“ Lagerung von Maschinenteilen (Steckstifte, **Bild 9-26**), zur Sicherung von Bolzen und Muttern (Sicherungsstifte) und zur Wegbegrenzung von Maschinenteilen (Anschlagstifte).

Bestimmend für den Einsatz der verschiedenen Stiftformen sind die verlangte Fixiergenauigkeit, die Herstellkosten für die Aufnahmebohrung (Passarbeit), die Sitzfestigkeit, die Lösbarkeit und die verlangte Scherkraft. Stifte sollen aus einem *härteren Werkstoff* als die zu verbindenden Bauteile sein. Ungehärtete Stifte werden fast ausschließlich aus Automatenstahl (Härte 125 bis 245 HV) hergestellt.

1. Kegelstifte

Kegelstifte mit dem Kegel 1:50 nach DIN EN 22339 (**Bild 9-5a**) können die bei häufigem Ausbau auftretende Abnutzung bzw. Lochaufweitung ausgleichen und stellen deshalb immer wieder die genaue Lage der Teile zueinander her. Sie werden überwiegend als Passstifte, aber auch als Verbindungsstifte, z. B. als Querstifte bei Stellringen und Wellengelenken (**Bild 9-24**), verwendet. Da die Aufnahmebohrung kegelig aufgerieben und der Stift eingepasst werden muss, ist ihre Anwendung kostspielig. Kegelstifte lassen sich leicht lösen, sind aber nicht rüttelfest. Kann der Kegelstift nicht herausgeschlagen werden wie z. B. bei Grundlöchern, so sind *Kegelstifte mit Gewindezapfen* nach DIN EN 28737 (**Bild 9-5b**) bzw. *mit Innengewinde* nach DIN EN 28736 (**Bild 9-5c**) zu verwenden, die mittels einer Mutter bzw. Schraube (Festigkeitsklasse 10.9) gelöst werden können (**Bild 9-5b**). Alle Kegelstifte werden in ungehärtetem Zustand eingesetzt (Härte 125 bis 245 HV).

2. Zylinderstifte

Zylinderstifte aus ungehärtetem Stahl und austenitischem nichtrostendem Stahl nach DIN EN ISO 2338 werden in den Toleranzklassen m6 und h8 gefertigt, **Bild 9-6a**. Ihre Anwendung entspricht den Kegelstiften. Das erforderliche Aufreiben der Bohrung macht ihre Anwendung kostspielig. Sie sind schwerer lösbar als Kegelstifte und auch nicht rüttelfest. Hauptabmessungen s. **TB 9-3**.

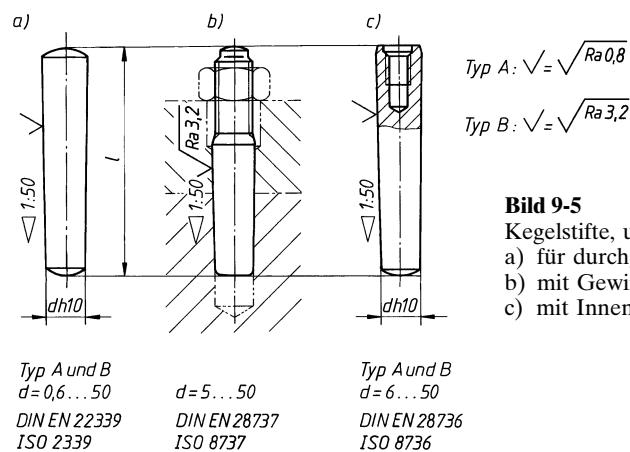
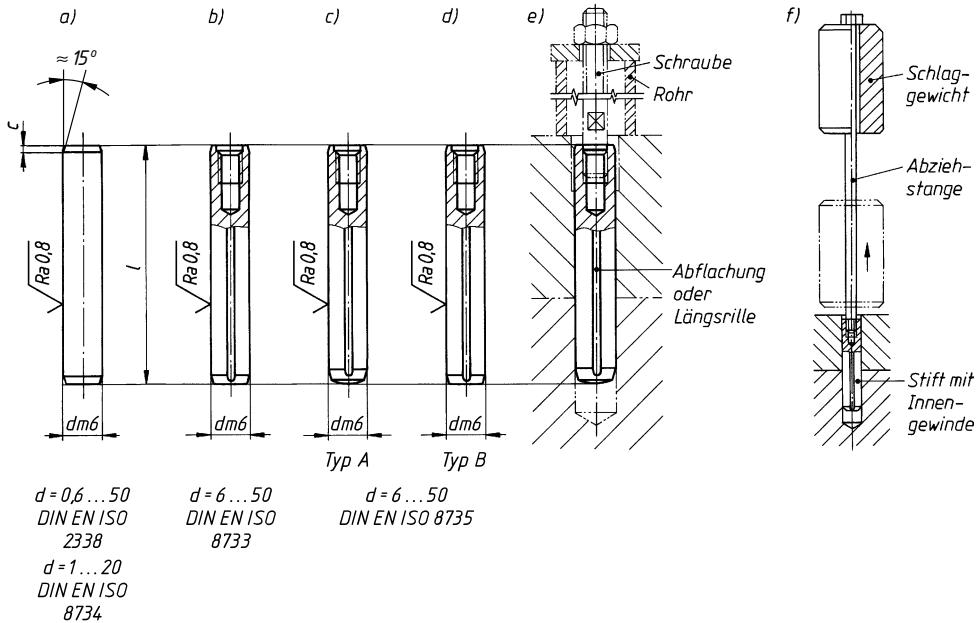


Bild 9-5

Kegelstifte, ungehärtet

- a) für durchgehende Löcher
- b) mit Gewindezapfen, für Grundlöcher,
- c) mit Innengewinde, für Grundlöcher



9

Bild 9-6 Genormte Zylinderstifte, ungehärtet und gehärtet

a) für durchgehende Löcher, b) bis d) mit Innengewinde und Abflachung oder Längsrille zur Druckentlastung, für Grundlöcher, e) Lösen eines Stiftes mit Hilfe einer Abziehschraube, f) Lösen eines Stiftes mit Hilfe eines handgeföhrten Schlaggewichtes

Zum Verbinden und Fixieren von hochbeanspruchten und gehärteten Teilen an Vorrichtungen und Werkzeugen kommen durchgehärtete (Typ A) bzw. einsatzgehärtete (Typ B) Zylinderstifte nach DIN EN ISO 8734 mit der Toleranzklasse m6 in Frage, **Bild 9-6a**. Kann der Zylinderstift nicht herausgeschlagen werden, wie z. B. bei Grundlöchern, so sind Zylinderstifte mit Innengewinde nach DIN EN ISO 8733 aus ungehärtetem Stahl und austenitischem Stahl bzw. nach DIN EN ISO 8735 aus gehärtetem Stahl und martensitischem nichtrostenden Stahl (Typ A mit Kuppe und Fase) oder einsatzgehärtetem Stahl (Typ B mit Fase) zu verwenden, **Bild 9-6b** bis **d**. Sie werden in der Toleranzklasse m6 ausgeführt.

Durch eine leichte Abflachung oder Längsrille am Stiftmantel kann die beim Eindrücken des Stiftes verdrängte Luft (Öl) entweichen. Die Stifte können unter Zuhilfenahme von Abziehschrauben „gezogen“ werden.

3. Kerbstifte und Kerbnägel

Im Gegensatz zu den glatten Kegel- und Zylinderstiften sind *Kerbstifte* und *Kerbnägel* (**Bild 9-7**) am Umfang mit 3 Kerbwulstpaaren versehen, die beim Einschlagen in das nur mit dem Spiralbohrer hergestellte Loch (Toleranzklasse H11) elastisch in die Kerbfurchen zurückgedrängt werden. Die dadurch gegenüber der unbeschädigt bleibenden Bohrlochwandung entstehende radiale Verspannung hält den Kerbstift (Kerbnagel) rüttelfest. Er kann mehrfach wiederverwendet werden. Die Herstellung solcher Verbindungen ist aufgrund der einfachen Arbeitsweise sehr wirtschaftlich.

Kerbstifte nach DIN EN ISO 8739 bis 8745 werden sowohl als Befestigungs- und Sicherungsstifte an Stelle von Kegel- und Zylinderstiften sowie auch als Lager- und Gelenkbolzen vielseitig verwendet (**Bild 9-25** und **9-26**). Mit *Kerbnägeln* nach DIN EN ISO 8746 und 8747 können gering beanspruchte Teile, wie Rohrschellen und Schilder, einfach und schnell befestigt werden (**Bild 9-27**).

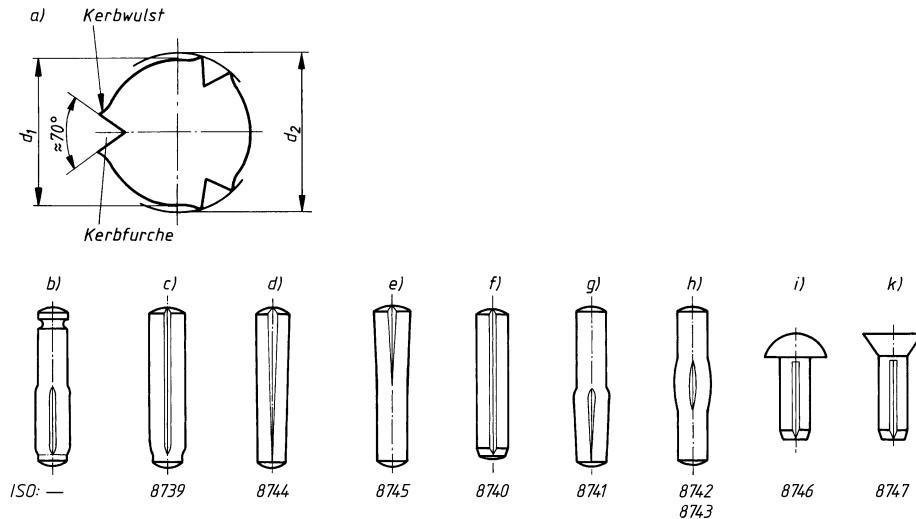


Bild 9-7 Kerbstifte und Kerbnägel ($d = 1,5 \text{ mm} \dots 25 \text{ mm}$ bzw. $1,4 \dots 20 \text{ mm}$)

a) Kerbprinzip, d_1 Stiftdurchmesser (h9 bzw. h11) = Lochdurchmesser (H11), d_2 Aufkerbdurchmesser, b) Passkerbstift mit Hals nach DIN 1469, c) Zylinderkerbstift mit Einführ-Ende, d) Kegelkerbstift, e) Passkerbstift, f) Zylinderkerbstift mit Fase, g) Steckkerbstift, h) Knebelkerbstift, 1/3 bzw. 1/2 der Länge gekerbt, i) Halbrundkerbnagel, k) Senkernagel

Kerbstifte werden in der Regel aus Stahl (Härte 125 bis 245 HV 30) oder austenitischem nichtrostendem Stahl (A1, Härte 210 bis 280 HV 30) hergestellt. Um ein Fressen der Stifte zu verhindern, muss ihre Festigkeit (Härte) größer als die der Bauteile sein. Bei gehärtetem Stahl und Guss ist stets ein Stiftwerkstoff hoher Festigkeit zu verwenden.

Beispiel für die Bezeichnung eines Zylinderkerbstiftes mit Fase, Nenndurchmesser $d_1 = 5 \text{ mm}$ und Nennlänge $l = 30 \text{ mm}$, aus Stahl:

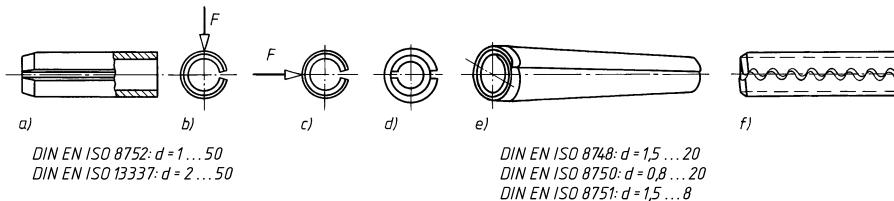
Kerbstift ISO 8740 – 5 × 30 – St

4. Spannstifte (Spannhülsen)

Spannstifte (**Bild 9-8a**) werden aus gewalztem Federbandstahl gerollt. Die *leichte Ausführung* nach DIN EN ISO 13337 unterscheidet sich von der *schweren Ausführung* nach DIN EN ISO 8752 nur durch die Wanddicke ($0,1 \cdot d$ bzw. $0,2 \cdot d$). Die in Längsrichtung geschlitzten Hülsen haben gegenüber dem Lochdurchmesser (gleich Nenndurchmesser) je nach Größe ein Übermaß von 0,2 bis 0,5 mm, so dass sich nach dem Eintreiben ein rüttelfester Sitz ergibt. Die Stifte lassen sich leicht austreiben und können mehrfach wieder verwendet werden. Kegelige Stiftenden erleichtern das Einführen in die Aufnahmehöhlung. Spannstifte sind zur Aufnahme von Stoß- und Schlagarbeit geeignet. Sie werden ähnlich wie Kerbstifte als Pass-, Befestigungs- und Sicherungsstifte verwendet. Als *Schrauben- und Bolzenhülsen (Scherhülsen)* werden sie dort eingesetzt, wo Scherkräfte zu übertragen sind und die Schrauben und Bolzen entlastet und klein gehalten werden sollen (**Bild 9-28**). Beim Einbau der Stifte ist die Lage des Schlitzes zur Kraftrichtung zu beachten (**Bild 9-8b** und **c**). Für große Scherkräfte können aus zwei ineinandergeschobenen Stiften *Verbundspannstifte* gebildet werden (**Bild 9-8d**).

Spiral-Spannstifte nach DIN EN ISO 8750 (Regelausführung), DIN EN ISO 8748 (schwere Ausführung) und DIN EN ISO 8751 (leichte Ausführung) werden durch spiralförmiges Aufwickeln (2 1/4 Windungen) von kaltgewalztem Bandstahl hergestellt (**Bild 9-8e**). Die Stiftenden sind konisch.

Alle Spannstifte sind erhältlich aus Stahl (St, vergütet auf 420 bis 545 HV 30), austenitischem nichtrostendem Stahl (A, kaltgehärtet) und martensitischem nichtrostendem Stahl (C, vergütet auf 460 bis 560 HV 30).

**Bild 9-8** Spannstifte

a) Spannstift, b) weiche Federung (vermeiden), c) harte Federung, d) Verbundspannstift, e) Spiral-Spannstift, f) Connex-Spannstift

Beim **Connex-Spannstift (Bild 9-8f)** bewirken die versetzt angeordneten Zähne des Schlitzes eine zusätzliche Axialspannung.

Gegenüber Spannstiften mit offenem Schlitz weisen beide Stiftarten folgende Vorteile auf: Erhöhte Sitzfestigkeit, gleich hohe Scherfestigkeit in jeder radialen Richtung, beim automatischen Verstiften tritt kein gegenseitiges Verkrallen der Stifte auf. Sie sind unempfindlich gegen Stoß- und Schlagbeanspruchung und werden als Pass-, Verbindungs- und Gelenkstifte (Achsen) eingesetzt.

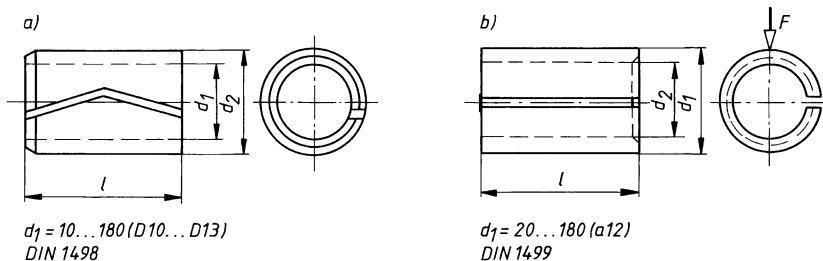
Die Aufnahmehohrungen (Toleranzklasse H12) für alle Spannstifte können einfach mit Spiralbohrern hergestellt werden.

5. Spannbuchsen für Lagerungen

Spannbuchsen werden aus vergütetem Federbandstahl 55Si7 gerollt, wahlweise mit geradem, pfeilförmigem und schrägem Schlitz (Form G, P und S) ausgeführt und als *Einspannbuchsen für Bohrungen* (DIN 1498, **Bild 9-9a**) bzw. als *Aufspannbuchsen für Zapfen* (DIN 1499, **Bild 9-9b**) verwendet. Sie können bei großen Lagerdrücken mit geringen Schwingbewegungen und bei nicht ausreichender Schmierung als Lager geeignet sein. Als leicht auswechselbare Verschleißteile erhöhen sie die Lebensdauer von Bauteilen, wie z. B. Bremsgestängen von Schienenfahrzeugen und Gelenken von Baumaschinen (**Bild 9-21**). Die aufnehmenden Bohrungen bzw. Zapfen werden in den Toleranzklassen H8 bzw. h8 ausgeführt.

Beispiel der Bezeichnung einer Einspannbuchse ohne Aussenkung (E) mit pfeilförmigem Schlitz (P) von Bohrung $d_1 = 32$ mm, Außendurchmesser ($d_2 = 40$ mm) und Länge $l = 25$ mm:

Einspannbuchse DIN 1498 – EP32/40 × 25

**Bild 9-9** Spannbuchsen für Lagerungen

a) Einspannbuchse ohne Aussenkung (Form E) und mit pfeilförmigem Schlitz (Form P) für Lagerungen mit Umlaufbewegungen, b) Aufspannbuchse mit geradem Schlitz (Form G) für Lagerungen mit Schwenkbewegungen. Schlitz gegenüber der Kraftrichtung um 90° versetzt

9.3.2 Berechnung der Stiftverbindungen

Stiftverbindungen, die hauptsächlich der Zentrierung und Lagesicherung von Bauteilen dienen und nur geringe Kräfte aufzunehmen haben, werden nicht berechnet. Der Durchmesser der Stifte wird erfahrungsgemäß in Abhängigkeit von der Größe der zu verbindenden Teile gewählt, wobei

die Angaben der betreffenden Normen zu beachten sind. Nur bei größeren Kräften erfolgt eine Festigkeitsprüfung der Verbindung. Stifte, die an Stelle von Bolzen verwendet werden, wie der Kerbstift als Gabelbolzen in **Bild 9-25**, werden sinngemäß auch wie Bolzen berechnet.

Da eine Festigkeitskontrolle der Spannstifte kaum möglich ist, sind in **TB 9-4** die im zweischichtigen Scherversuch ermittelten Abscherkräfte solcher Stiftformen gegeben. Diese bilden, je nach Belastungsfall und verlangter Sicherheit entsprechend herabgesetzt, eine ausreichend genaue Be- messungsgrundlage für Spannstift-Verbindungen.

1. Querstift-Verbindungen

Querstiftverbindungen, die ein Drehmoment zu übertragen haben, wie bei der Hebelnabe (**Bild 9-10a**), werden bei größeren Kräften auf Abscheren und Flächenpressung nachgeprüft.

Nach **Bild 9-10a** sind nachzuweisen, dass die mittlere *Flächenpressung* p_N in der Nabeno- bohrung die max. mittlere *Flächenpressung* p_W in der Welleno- bohrung und die *Scherspannung* τ_a im Stift die zulässigen Werte nicht übersteigen:

$$p_N = \frac{K_A \cdot T_{\text{nenn}}}{d \cdot s \cdot (d_W + s)} \leq p_{\text{zul}} \quad (9.15)$$

$$p_W = \frac{6 \cdot K_A \cdot T_{\text{nenn}}}{d \cdot d_W^2} \leq p_{\text{zul}} \quad (9.16)$$

$$\tau_a = \frac{4 \cdot K_A \cdot T_{\text{nenn}}}{d^2 \cdot \pi \cdot d_W} \leq \tau_{\text{a zul}} \quad (9.17)$$

T_{nenn} von der Verbindung zu übertragendes Nenndrehmoment

K_A Anwendungsfaktor zur Berücksichtigung stoßartiger Belastung nach **TB 3-5**

d Stiftdurchmesser

Erfahrungsgemäß wird für den Entwurf gewählt: $d = (0,2 \dots 0,3) \cdot d_W$

d_W Wellendurchmesser

s Dicke der Nabewand

Erfahrungsgemäß wird für den Entwurf gewählt: $s = (0,25 \dots 0,5) \cdot d_W$ für St- und GS-Naben, $s = 0,75 \cdot d_W$ für GJL-(GG)-Naben

p_{zul} zulässige mittlere Flächenpressung wie zu Gl. (9.4), für Kerbstifte gelten 0,7fache Werte

τ_{zul} zulässige Schubspannung wie zu Gl. (9.3), für Kerbstifte gelten 0,8fache Werte

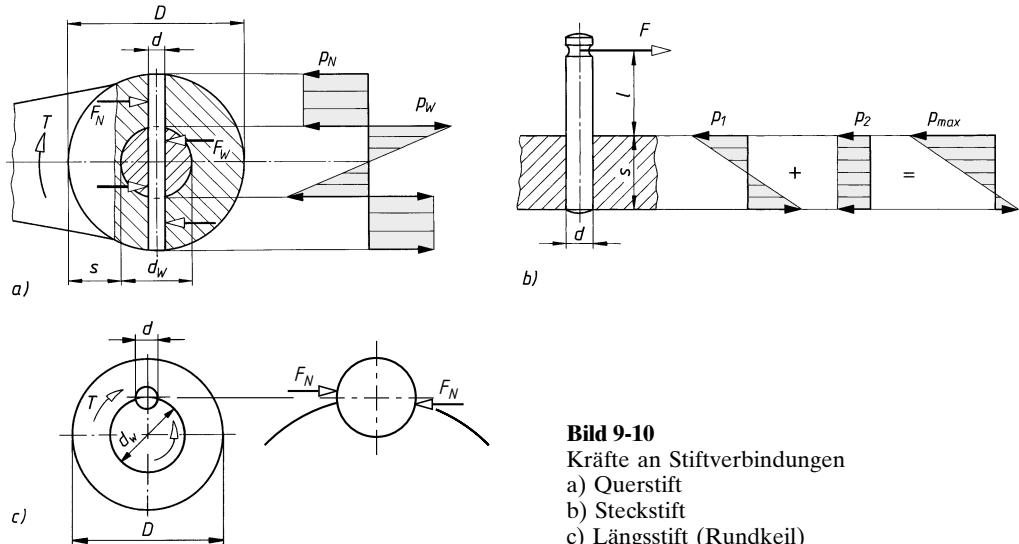


Bild 9-10
Kräfte an Stiftverbindungen
a) Querstift
b) Steckstift
c) Längsstift (Rundkeil)

2. Steckstift-Verbindungen

Bei Steckstift-Verbindungen nach **Bild 9-10b** wird der Stift durch das Moment $M_b = F \cdot l$ auf Biegung und durch F als Querkraft auf Schub beansprucht, der praktisch vernachlässigt werden kann. Es ist nachzuweisen, dass die vorhandene Biegespannung

$$\sigma_b = \frac{K_A \cdot M_{b\text{nenn}}}{W} \approx \frac{K_A \cdot M_{b\text{nenn}}}{0,1 \cdot d^3} \leq \sigma_{b\text{zul}} \quad (9.18)$$

$M_{b\text{nenn}}$ Nennbiegemoment

K_A Anwendungsfaktor zur Berücksichtigung stoßartiger Belastung nach **TB 3-5**

d Stiftdurchmesser

$\sigma_{b\text{zul}}$ Zulässige Biegespannung wie zu Gl. (9.1), für Kerbstifte gelten 0,8fache Werte

Ferner tritt in der Bohrung Flächenpressung auf. Diese setzt sich zusammen aus der durch die „Drehwirkung“ von F entstehenden Flächenpressung p_1 und der durch die Schubwirkung von F entstehenden Flächenpressung p_2 . Diese ergeben sich nach **Bild 9-10b** aus

$$p_1 = \frac{F \cdot (l + s/2)}{d \cdot s^2/6} \quad \text{und} \quad p_2 = \frac{F}{d \cdot s}$$

Für die *maximale mittlere Flächenpressung* gilt

$$p_{\max} = p_1 + p_2 = \frac{K_A \cdot F_{\text{nenn}} \cdot (6 \cdot l + 4 \cdot s)}{d \cdot s^2} \leq p_{\text{zul}} \quad (9.19)$$

K_A Anwendungsfaktor zur Berücksichtigung stoßartiger Belastung nach **TB 3-5**

F_{nenn} senkrecht zur Stiftachse wirkende Nennbiegekraft

l Hebelarm der Biegekraft

s Einstecktiefe des Stiftes

d Stiftdurchmesser

p_{zul} zulässige mittlere Flächenpressung wie zu Gl. (9.4), für Kerbstifte gelten die 0,7fachen Werte

9

3. Längsstift-(Rundkeil)-Verbindungen

Längsstift-Verbindungen nach **Bild 9-10c**, die ein Drehmoment zu übertragen haben, werden auf Flächenpressung und Abscheren des Stiftes beansprucht. Da rechnerisch die mittlere Flächenpressung doppelt so groß wie die Abscherspannung ist, kann die Scherbeanspruchung in Vollstiften vernachlässigt werden, solange $2 \cdot \tau_{a\text{zul}} \geq p_{\text{zul}}$ ist, was für alle üblichen Werkstoffpaarungen zutrifft. Für die *maßgebende mittlere Flächenpressung* in Nabe und Welle gilt bei Anordnung eines Stiftes:

$$p = \frac{4 \cdot K_A \cdot T_{\text{nenn}}}{d \cdot d_w \cdot l} \leq p_{\text{zul}} \quad (9.20)$$

T_{nenn} von der Verbindung zu übertragendes Nenndrehmoment

K_A Anwendungsfaktor zur Berücksichtigung stoßartiger Belastung nach **TB 3-5**

d Stiftdurchmesser

d_w Erfahrungsgemäß wählt man für den Entwurf $d = (0,15 \dots 0,2) \cdot d_w$

d_w Wellendurchmesser

l tragende Stiftlänge, abhängig von der Nabengröße, üblich $l = (1 \dots 1,5) \cdot d_w$

p_{zul} zulässige mittlere Flächenpressung wie zu Gl. (9.4), für Kerbstifte gelten die 0,7fachen Werte

Bei großen Drehmomenten ist die Anordnung mehrerer Stifte am Umfang zweckmäßig. Um ein Verlaufen der Längsbohrung bei der Fertigung zu vermeiden, sollten Wellen- und Nabengröße ungefähr die gleiche Härte haben.

9.4 Sicherungselemente

Sicherungsringe, Splinte, Achshalter u. a. derartige Elemente dienen der Sicherung von Maschinenteilen gegen axiales Verschieben, z. B. bei Bolzen und Wälzlagern (s. z. B. 14.2.3).

9.4.1 Sicherungsringe (Halteringe)¹⁾

Axial montierbare *Sicherungsringe* für *Wellen* nach DIN 471 und für *Bohrungen* nach DIN 472 (**Bild 9-11a** und **b**) werden federnd in Ringnuten eingesetzt. Der aus der Nut ragende Sicherungsring bildet dann eine axial belastbare Schulter und dient zum Festlegen von Bauteilen (z. B. Wälzlager). Konstruktionsdaten s. **TB 9-7**.

Durch die besondere Form der aus Federstahl (C67S oder C75S) bestehenden Ringe – die radiale Breite verkleinert sich zum freien Ende hin entsprechend dem Gesetz des gekrümmten Trägers gleicher Festigkeit – wird erreicht, dass diese beim Einbau (Spreizen bzw. Zusammenspannen mit Zangen nach DIN 5254 und DIN 5256 oder Konen) sich rund verformen und mit gleichmäßiger radialer Vorspannung in der Ringnut sitzen. Bei einseitiger Kraftübertragung kann die Nut nach der entlasteten Seite abgeschrägt werden. Sie lässt sich dadurch leichter fertigen und ihre Kerbwirkung ist geringer, **Bilder 9-12b** bis **d**.

Bei hohen Anforderungen an die Sicherheit kann eine radial formschlüssige Halterung des Ringes durch Überdeckung durch die Nabe vorgenommen werden, s. **Bild 9-12b**. Wegen der hohen Kerbwirkung der Nuten sollten Sicherungsringe möglichst nur an den biegungsfreien Enden von Bolzen, Achsen oder Wellen angeordnet werden.

Zur axialen Festlegung von Maschinenteilen mit großen Fasen oder Abrundungen verwendet man entweder „gewöhnliche“ Sicherungsringe in Verbindung mit *Stützscheiben* nach DIN 988 (**Bild 9-11c** und **TB 9-5**) aus Federstahl (Härte 440 bis 500 HV), welche bei großen Axialkräften ein Umstülpen der Ringe verhindern oder Sicherungsringe mit am Umfang gleichmäßig verteilten *Lappen* nach DIN 983 und DIN 984 (**Bild 9-11d** und **e**).

Zum Spielausgleich und zur genauen Lagebestimmung von Maschinenbauteilen haben sich *Passscheiben* nach DIN 988 aus Kaltband DC01C490 bewährt (**Bild 9-11c** und **TB 9-5**). Diese werden mit den gleichen Durchmessern wie Stützscheiben und häufig mit diesen zusammen verwendet (**Bild 9-30**). Sprengringe (zunächst geschlossene Ringe wurden durch „Sprengen“ geöffnet) mit konstanter radialer Breite verformen sich bei der Montage unrund und sind aus Bohrungen oft nur schwer

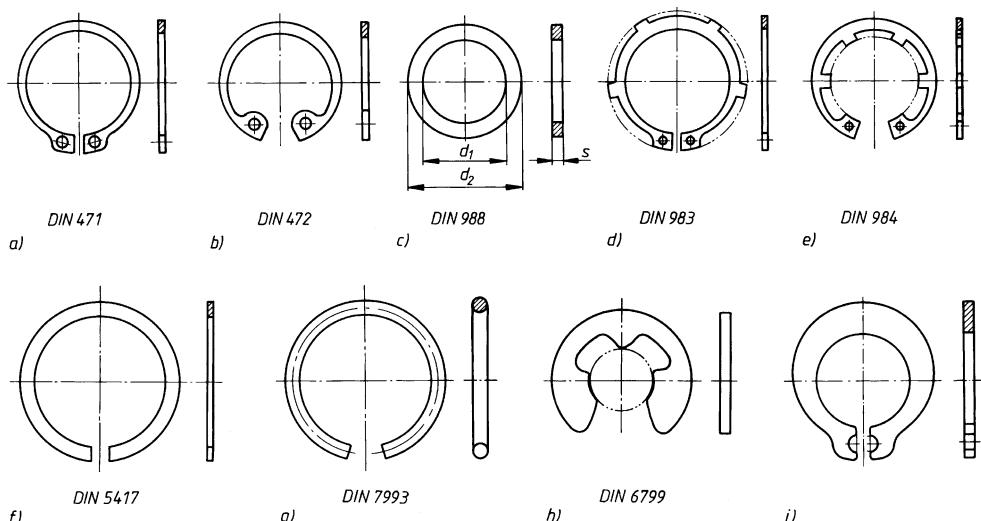
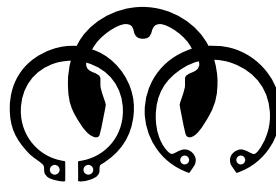


Bild 9-11 Sicherungselemente

- a) Sicherungsring für Wellen, b) Sicherungsring für Bohrungen, c) Pass- bzw. Stützscheibe, d) Sicherungsring mit Lappen für Wellen, e) Sicherungsring mit Lappen für Bohrungen, f) Sprengring für Wälzlager mit Ringnut, g) Runddraht-Sprengring, h) Sicherungsscheibe für Wellen, i) Greifring (selbstsperrend) für Wellen ohne Nut

¹⁾ Die bisherige Benennung „Sicherungsringe“ wird beibehalten, obwohl diese Elemente nur zum axialen Halten von Bauteilen auf Wellen oder in Bohrungen dienen und keine Sicherungswirkung haben.

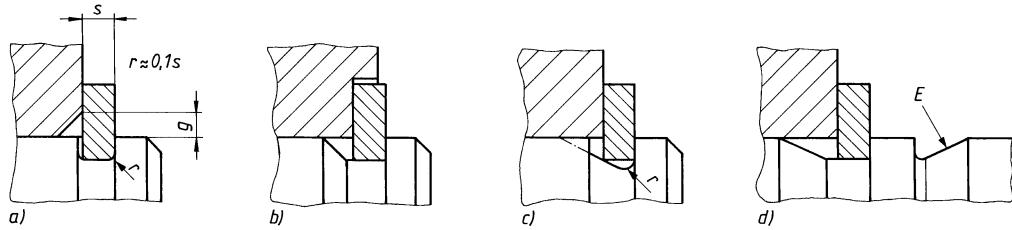


BENZING



Sicherungsringe | Systemtechnik | Stanzteile
Feinstanzteile | Ventile | Drahtbiegeteile
Formfedern | Dreh-/Frästeile | Druckgussteile

HUGO BENZING GMBH & CO. KG | D-70401 Stuttgart
Phone +49 (0)711.80006-0 | www.hugobenzing.de

**Bild 9-12** Nutausführungen für Wellen

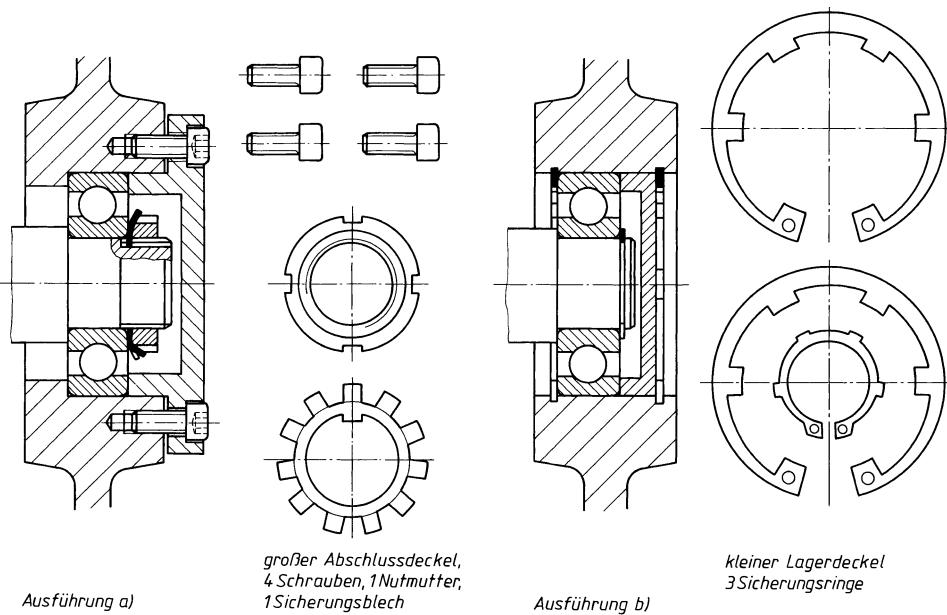
- Rechtecknut (Regelausführung), z. B. Anlage mit tragfähigkeitsminderndem Kantenabstand g
- geschrägte Nut (einfacher zu fertigen), z. B. mit Überdeckung des Ringes
- auf der Lastseite gerundete Nut, z. B. mit üblicher scharfkantiger Anlage, d) mit Entlastungsnut E zur Verbesserung der Dauerfestigkeit

9

auszubauen. Die Verwendung von Wälzlagern mit Nut in Verbindung mit Sprenglingen nach DIN 5417 (**Bild 9-11f**) bringt die Vorteile einer glatten Gehäusebohrung und kurzer Baulänge mit sich (**Bild 9-29**). Für untergeordnete Zwecke, insbesondere bei kleinen Axialkräften, können auch *Runddraht-Sprenginge* nach DIN 7993 (**Bild 9-11g**) verwendet werden. Im Büromaschinen- und Apparatebau werden für kleine Wellendurchmesser radial montierbare *Sicherungsscheiben* (Haltescheiben) nach DIN 6799 (**Bild 9-11h**) bevorzugt. Sie umschließen den Nutgrund federnd mit Segmenten und bilden eine verhältnismäßig hohe Schulter (**Bild 9-26** und **TB 9-7**).

Von den zahlreichen Sonderausführungen seien noch die selbstsperrenden Ringe erwähnt, so z. B. der *Greif-* oder *Spannring* für Wellen ohne Nut (**Bild 9-11i**). Mit ihm lässt sich das axiale Spiel von Teilen einstellen bzw. Spielfreiheit erreichen. Vor der Anwendung dieser nur durch Reibschluss wirkenden Ringe ist eine gründliche Erprobung ratsam, da die ohnehin kleinen axialen Haltekräfte stark streuen.

Dass sich durch die funktionsgerechte Verwendung von Sicherungsringen oftmals konstruktive Vereinfachungen erzielen und damit Kosten einsparen lassen, zeigt die Wälzlagierung im **Bild 9-13**. Die Ausführung b) erfordert weniger bearbeitete Flächen, keine Gewinde und ermöglicht eine glatt durchgehende Gehäusebohrung.

**Bild 9-13** Gestaltungsmöglichkeiten einer Wälzlagierung (Festlager)

9.4.2 Splinte und Federstecker

Die einfache und billige Splintsicherung wird vorwiegend bei losen, gelenkartigen Bolzenverbindungen und bei Schraubenverbindungen (Kronenmuttern) angewendet, s. **Bilder 9-18** und **9-20**. Als Werkstoff für Splinte nach DIN EN ISO 1234 (**Bild 9-14a**) wird überwiegend weicher Bau-Stahl angewendet; seltener Kupfer, Kupfer-Zink- und Aluminium-Legierungen. Sie dürfen bei wichtigen Verbindungen (z. B. am Kfz) nur einmal verwendet werden.

Bezeichnung eines Splintes (z. B. für Bolzen $\varnothing 20$ mm) von Nenndurchmesser (= Durchmesser des zugehörigen Splintloches) $d = 5$ mm und Länge $l = 32$ mm, aus Stahl (St):

Splint ISO 1234-5 × 32-St

Aus Federstahldraht hergestellte *Federstecker* nach DIN 11024 (**Bild 9-14b**) werden meist bei häufig zu lösenden Bolzenverbindungen eingesetzt (z. B. bei Baumaschinen, Kranen, s. **Bild 9-21**). Sie werden mit dem zu sichernden Bauteil unverlierbar verbunden, z. B. durch eine Kette. Splinte und Federstecker dürfen *nicht zur Kraftübertragung* verwendet werden.

Ihre Abmessungen werden nach den Durchmessern der zu sichernden Bolzen (vgl. **TB 9-2**) bzw. Schrauben gewählt.

Bezeichnung eines Federsteckers für einen Lochdurchmesser $d_1 = 5$ mm als Nenndurchmesser (zugeordnete Bolzendurchmesser $d_2 = 20 \dots 26$ mm), verzinkt:

Federstecker DIN 11024-5-verzinkt

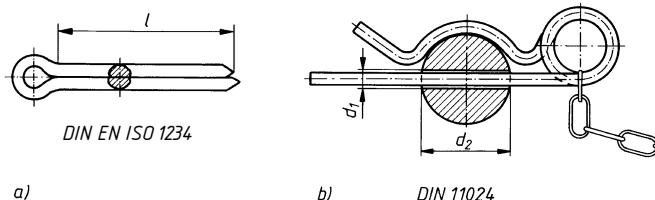


Bild 9-14
Sicherungselemente
a) Splint
b) Federstecker, eingebaut

9

9.4.3 Achshalter

Ruhende Achsen (Bolzen) werden gegenüber dem Gestell formschlüssig durch Achshalter verbunden. In einer Nut (Kreisabschnitt) oder Abflachung der Achse greift ein Stück Flachstahl ein, das mit dem Gestell verschraubt wird, **Bild 9-15a**. Die Achse wird dadurch gegen Verdrehen und Verschieben gesichert. Meist werden die Achsen an beiden Enden gehalten, s. **Bild 9-17**.

Für die Achsdurchmesser über 16 mm bis 250 mm sind sechs Größen in DIN 15058 für Hebezeuge genormt. Die Achshalter sind so anzurichten, dass die Befestigungsschrauben durch die Achskraft nicht beansprucht werden. Sie werden deshalb parallel oder entgegengesetzt zur Belastungsrichtung angebracht, s. **Bild 9-15b**. Für große Achsdurchmesser (>100 mm) sind zwei gegenüberliegende Achshalter vorzusehen, s. **Bild 9-15c**. Als Werkstoff dient blanker Flachstahl, z. B. S235JRC. TB 9-6 enthält eine Größenauswahl der genormten Achshalter.

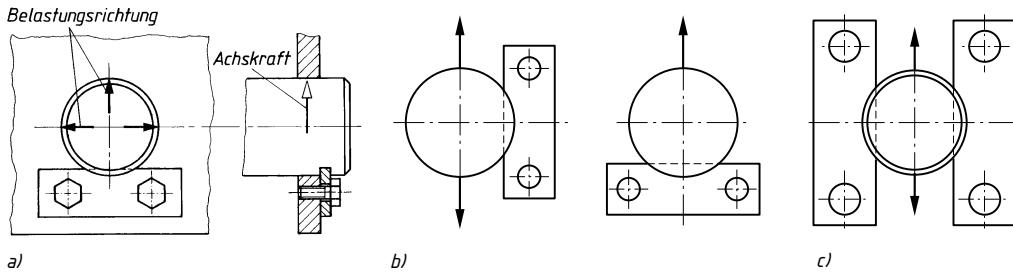


Bild 9-15 Achshalter (DIN 15058)

a) eingebauter Zustand, mit möglichen Belastungsrichtungen der Achse, b) Anordnung stets parallel oder entgegengesetzt zur Belastungsrichtung, c) zwei Achshalter für Achsdurchmesser über 100 mm.

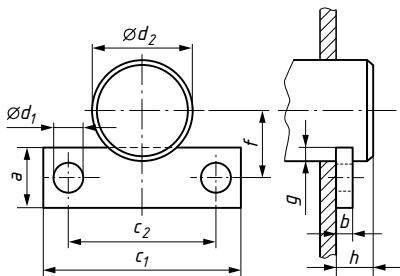


Bild 9-16
Achshalter (Maße s. TB 9-6)

Bezeichnung eines Achshalters für einen Achsdurchmesser von 40 mm mit Breite $a = 25$ mm und Dicke $b = 6$ mm: Achshalter DIN 15058-25 × 6

Wird für einen Achshalter nicht der genormte Lochdurchmesser – sondern z. B. $\varnothing 9$ mm statt $\varnothing 11$ mm – vorgesehen, lautet die Bezeichnung:
Achshalter DIN 15058-25 × 6 × 9

9

9.5 Gestaltungs- und Anwendungsbeispiele

Die folgenden Beispiele zeigen Anwendungen von Verbindungs- und Sicherungselementen, ergänzt durch Hinweise zu Passungen, Anordnungen usw.

Bild 9-17: Seilrolle mit Lagerbuchse aus Kupfer-Zinn-Legierung läuft auf der durch beidseitige Achshalter (1) gesicherten Achse (Bolzen ohne Kopf). Achshalter entgegengesetzt zur Lastrichtung angeordnet. Das radiale Schmierloch (2) liegt, um Kerbwirkung zu vermeiden, in der Biegeschwungsnullebene des Bolzens. Anlaufscheiben (3), z. B. nach DIN 15069 aus Kunststoff, verkleinern den Verschleiß an Nabentirnfläche und Anschlussbauteil. Toleranzklasse z. B. D10 für Buchse und h11 bzw. h9 für Bolzen aus blankem Rundstahl.

Bild 9-18: Bolzen mit Kopf und Gewindezapfen ist durch Kronenmutter mit Splint gesichert. Schmierlöcher nach DIN 1442 (Norm zurückgezogen) gestaltet. Toleranzklasse z. B. h11 für Bolzen und H11 für Tragblechbohrungen.

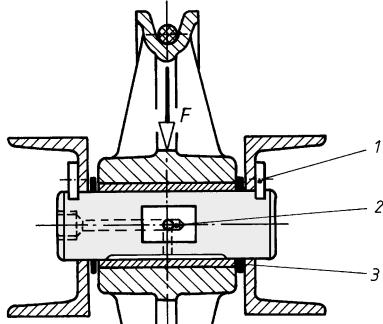


Bild 9-17 Gleitgelagerte Seilrolle

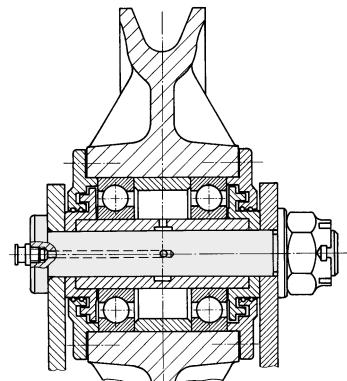


Bild 9-18 Wälzgelagertes Laufrad einer Seilschwebebahn

Bild 9-19: Der Innenring (1) des Gelenklers wird über Distanzbuchsen (3) auf Bolzen mit Kopf und Gewindezapfen axial festgelegt. Außenring (2) im Lenker (4) durch Runddraht-Sprengringe (5) axial gesichert. Nachschmierung durch den Bolzen über Ringnut und Schmierlöcher im Innenring. Bei rauem Betrieb Abdichtung durch Spezialdichtungen (6). Toleranzklasse z. B. j6 für Bolzen, M7 für Lenkerbohrung und H7 für Tragblechbohrungen.

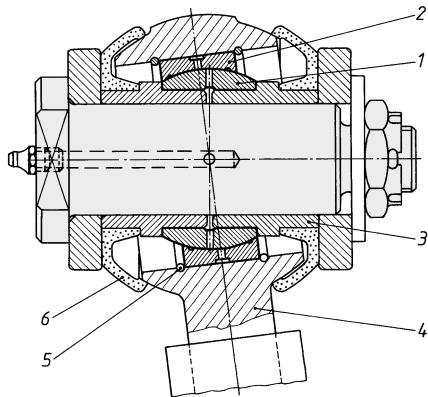


Bild 9-19 Räumlich einstellbares Lager eines Achslenkers

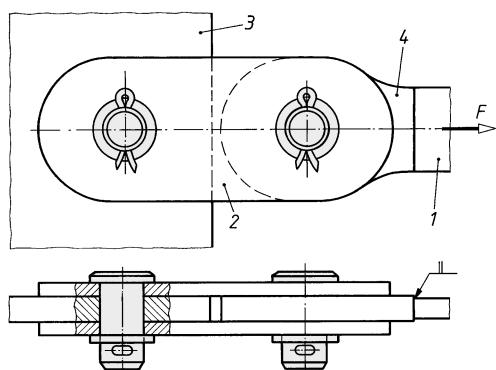


Bild 9-20 Gelenkverbindung im Stahlbau

9

Bild 9-20: Zugband (1) über zwei Laschen (2) gelenkig mit Knotenblech (3) verbunden. Kopfbolzen mittels Scheibe und Splint gesichert. Auge (4) stumpf an Zugband geschweißt. Als Lochspiel meist 1 bis 2 mm.

Bild 9-21: Einsatzgehärteter Bolzen mit Kopf, durch Scheibe (1) und Federstecker (2) gegen axiales Verschieben und durch angeschweißte Kragge (3) gegen Verdrehen gesichert. Nabe durch eine Einspannbuchse mit Schlitz (4) vor Verschleiß geschützt. Schlitz (5) liegt in unbelasteter Zone und dient als Schmiernippel. Schmierung erfolgt durch Schmiernippel (6). Bolzen ist rasch ohne Hilfsmittel lösbar. Toleranzklasse z. B. h11 für Bolzen, D10 für Einspannbuchsen-Bohrung und H11 für Tragblech-Bohrungen.

Bild 9-22: Flanschnaben (1) und (2) mit mehreren gekerbten Brechbolzen (3) verbunden. Sollbruchquerschnitte (4) so bemessen, dass sie bei der Umfangslast, die dem höchst zulässigen Drehmoment entspricht, abscheren und den Kraftfluß (---) unterbrechen. Meist in Verbindung mit anderen Kupplungen.

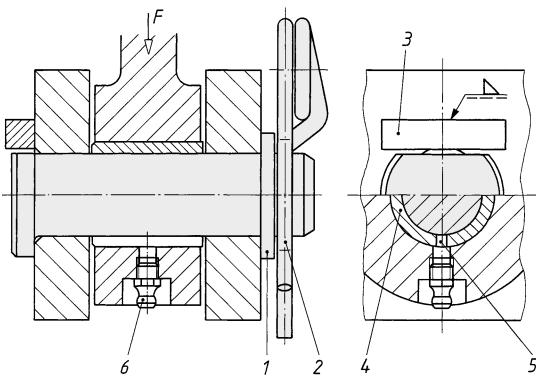


Bild 9-21 Hochbelastbare, rasch lösbare Gelenk-Bolzenverbindung

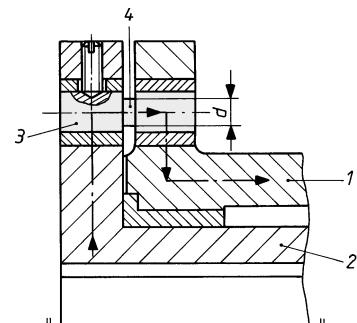


Bild 9-22 Brechbolzen-Sicherheitskupplung

Bild 9-23: Stifte (1) zur Lagesicherung des Gehäusedeckels unsymmetrisch angeordnet, um einen „verdrehten“ Einbau des Deckels zu vermeiden. Stift (2) als Führungsstift für Lagerbuchse. Toleranzklasse meist m6 für Stifte und H7 für Bohrungen.

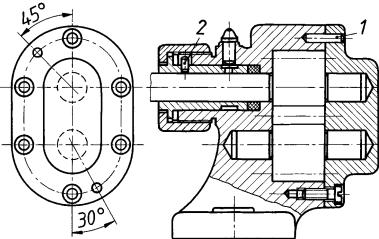


Bild 9-23 Lagesicherung mit Zylinderstift an einer Zahnradpumpe

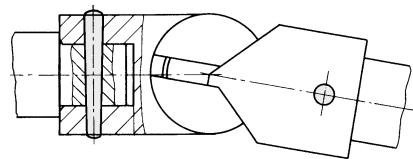


Bild 9-24 Befestigung eines Wellen-
gelenkes

Bild 9-24: Gelenkschaft mit Wellenzapfen durch Querstift verbunden. Außer Kegelstiften auch Kerb- oder Spannstifte geeignet.

Bild 9-25: Hebel auf Schaltwelle durch Zylinderkerbstift (1) als Tangentialstift befestigt. Stange mit Hebel durch Knebelkerbstift (2) gelenkig verbunden. Stiftlöcher einfach mit Spiralbohrer hergestellt (H11). Gabelbohrung z. B. Toleranzklasse D10.

Bild 9-26: Passkerbstift mit Hals (1) als Kurbelachse. Axiale Sicherung der Kurbelnabe durch Sicherungsscheibe (2). Zahnrad mit Kurbelnabe durch Zylinderkerbstift (3) als Längsstift (Rundkeil) verbunden. Stiftlöcher einfach mit Spiralbohrer hergestellt (H11). Bohrung der Kurbelnabe z. B. Toleranzklasse D10.

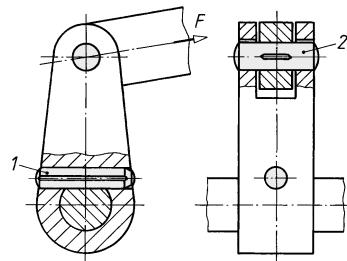


Bild 9-25 Schalthebel mit Tangential-
und Gelenkstift

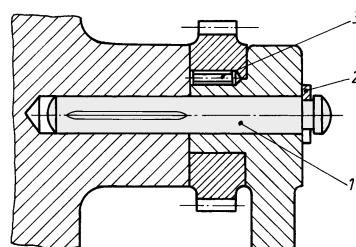


Bild 9-26 Lagerung einer Kurbel
mit einem befestigten Zahnrad

Bild 9-27: Befestigung von Schellen für kleinere Rohre, Kabel u. dgl. durch Halbrund- (oder Senk-)Kerbägel. Löcher einfach mit Spiralbohrer hergestellt (H11). Ungeeignet für Befestigungen in Holz.

Bild 9-28: Spannstifte (schwere Ausführung) sichern die Lage und entlasten die Schrauben weitgehend von dynamischer Querbelastung (Schlitzlage möglichst in Krafrichtung). Eine einwandfreie Mutter- und Schraubenkopfauflage erfordert große Scheiben nach DIN 7349. Aufnahmehöhlung (Toleranzklasse H12) mit Spiralbohrer herstellbar.

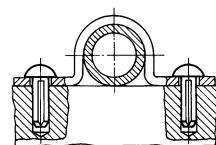


Bild 9-27
Befestigung von Rohr-
schellen

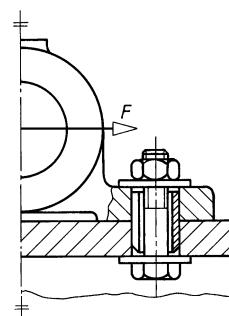


Bild 9-28
Befestigung eines
Stahlagers mit Spann-
stiften

Bild 9-29: Sprengring (1) sichert Wälzlager mit Nut im Außenring (2) gegen axiales Verschieben (Festlager) im Gehäuse. Sicherungsring mit Lappen (3) legt Welle axial fest (vgl. 14.2.3).

Bild 9-30: Stützscheibe (1) verhindert bei großer Axialkraft F_a ein Umstülpen des Sicherungsringes (3) infolge der großen Rundung am Wälzlagerrinnenring. Passscheibe (2) dient zur Einstellung des Axialsplieles (vgl. 14.2.3).

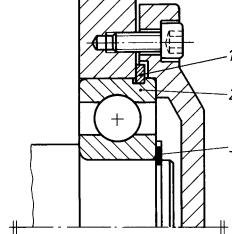


Bild 9-29
Axiale Festlegung
eines Walzlagers

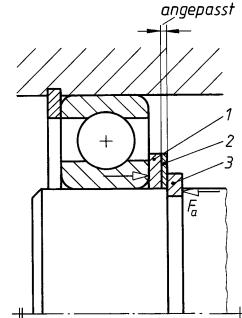


Bild 9-30
Axiale Festlegung
eines Walzlagers
mit Sicherungsringen

9.6 Berechnungsbeispiele

■ **Beispiel 9.1:** Ein Bolzengelenk soll durch eine stark stoßhaft auftretende Kraft $F = 9 \text{ kN}$ schwellend belastet werden. Für Stangen- und Gabelkopf ist der Werkstoff S235 vorgesehen. Als Bolzen soll ein ungehärteter Zylinderstift nach DIN EN ISO 2338, Toleranzfeld h8 verwendet werden, der in der Bohrung des Stangenkopfes mit einer Übermaßpassung sitzt. Im Betrieb führt der Bolzen keine Gleitbewegung in der Gabelbohrung aus.

- Die Hauptabmessungen des Gelenkes (d , t_s , t_G und D ; vgl. **Bild 9-2**) sind durch eine Entwurfsberechnung zu ermitteln. Für den gewählten Bolzen ist die Normbezeichnung anzugeben.
- Das Gelenk ist auf Abscheren und auf Flächenpressung in der Gabelbohrung zu prüfen.
- Die Toleranzklasse der Gabel- und Stangenbohrung ist zu wählen.

► **Lösung a):** Der erforderliche Bolzendurchmesser wird nach Gl. (9.1) bestimmt.

$$d \approx k \cdot \sqrt{\frac{K_A \cdot F_{\text{nenn}}}{\sigma_{b,zul}}}.$$

Da der Bolzen in der Stange mit einer Übermaßpassung und in der Gabel mit einer Spielpassung sitzt, liegt nach 9.2.2 der Einbaufall 3 vor, für den der Einspannfaktor $k = 1,1$ beträgt.

Für starke Stöße ergibt sich nach **TB 3-5c** der mittlere Anwendungsfaktor $K_A = 1,8$. Für den nichtgehärteten Normstift mit $R_m = 400 \text{ N/mm}^2$ wird bei schwelender Belastung $\sigma_{b,zul} = 0,2R_m \approx 0,2 \cdot 400 \text{ N/mm}^2 \approx 80 \text{ N/mm}^2$. Mit den vorstehenden Werten und der Stangenkraft $F = 9 \text{ kN}$ ergibt sich ein Bolzendurchmesser von

$$d \approx 1,1 \cdot \sqrt{\frac{1,8 \cdot 9000 \text{ N} \cdot \text{mm}^2}{80 \text{ N}}} \approx 15,6 \text{ mm}.$$

Nach **TB 9-3** wird der Normdurchmesser $d = 16 \text{ mm}$ gewählt.

Mit den der Gl. (9.1) zugrunde liegenden Proportionen $t_s \approx 1,0 \cdot d$ und $t_G \approx 0,5 \cdot d$ wird die Stangendicke $t_s \approx 1,0 \cdot 16 \text{ mm} \approx 16 \text{ mm}$ und die Dicke der Gabelwangen $t_G \approx 0,5 \cdot 16 \text{ mm} \approx 8 \text{ mm}$. Die erforderliche Stiftlänge ergibt sich damit zu $l = 16 \text{ mm} + 2 \cdot 8 \text{ mm} = 32 \text{ mm}$. Unter Beachtung der Fase $c \approx 3 \text{ mm}$ (vgl. **TB 9-3**) wäre eine Stiftlänge $l \approx 32 \text{ mm} + 2 \cdot 3 \text{ mm} \approx 38 \text{ mm}$ erforderlich. Um den Bolzenüberstand klein zu halten, wird die Normlänge $l = 35 \text{ mm}$ gewählt.

Für die Augen-(Naben)-Durchmesser gelten die unter 9.2.2 zur Entwurfsberechnung genannten Erfahrungswerte. Danach wählt man für das Stangenauge aus Stahl mit eingepresstem Bolzen $D \approx 2,5 \cdot d$, mit $d = 16 \text{ mm}$ wird $D \approx 2,5 \cdot 16 \text{ mm} = 40 \text{ mm}$. Das Gabelauge wird mit dem gleichen Durchmesser ausgeführt.

Ergebnis: Als Bolzen wird ein Zylinderstift ISO 2338 – 16h8 × 35 – St gewählt. Das Stangenauge wird 16 mm dick, die Gabelwangen werden 8 mm dick ausgeführt. Die Augen erhalten einen Durchmesser von 40 mm.

► **Lösung b):** Für die größte Schubspannung in der Nulllinie des Bolzens gilt nach Gl. (9.3):

$$\tau_{\max} \approx \frac{4}{3} \cdot \frac{K_A \cdot F_{\text{nenn}}}{A_S \cdot 2} \leq \tau_{\text{a zul}} .$$

Mit dem bereits unter a) ermittelten Anwendungsfaktor $K_A \approx 1,8$, der Bolzenquerschnittsfläche

$$A_S = 16^2 \text{ mm}^2 \cdot \pi/4 \approx 201 \text{ mm}^2$$

und der Stangenkraft $F = 9 \text{ kN}$ wird die größte Schubspannung

$$\tau_{\max} = \frac{4}{3} \cdot \frac{1,8 \cdot 9000 \text{ N}}{2 \cdot 201 \text{ mm}^2} = 54 \text{ N/mm}^2 .$$

Mit dem Norm-Richtwert $R_m = 400 \text{ N/mm}^2$ wird bei schwelender Belastung

$$\tau_{\text{a zul}} \approx 0,15 \cdot R_m \approx 0,15 \cdot 400 \text{ N/mm}^2 \approx 60 \text{ N/mm}^2 > \tau_{\max} = 54 \text{ N/mm}^2 .$$

Für die mittlere Flächenpressung in der Gabelbohrung gilt nach Gl. (9.4):

$$p = \frac{K_A \cdot F_{\text{nenn}}}{A_{\text{proj}}} \leq p_{\text{zul}} .$$

Mit dem Anwendungsfaktor $K_A \approx 1,8$, der projizierten gepressten Bolzenfläche (wobei $t_G = (35 \text{ mm} - 2 \cdot 3 \text{ mm} - 16 \text{ mm})/2 = 6,5 \text{ mm}$)

$$A_{\text{proj}} = 2 \cdot d \cdot t_G = 2 \cdot 16 \text{ mm} \cdot 6,5 \text{ mm} = 208 \text{ mm}^2$$

und der Stangenkraft $F = 9 \text{ kN}$ wird die vorhandene mittlere Flächenpressung

$$p = \frac{1,8 \cdot 9000 \text{ N}}{208 \text{ mm}^2} = 78 \text{ N/mm}^2 .$$

Für S235 als den festigkeitsmäßig schwächeren Werkstoff gilt mit $R_{mN} = 360 \text{ N/mm}^2$ (nach **TB 1-1**, $K_t = 1,0$) bei schwelender Belastung:

$$p_{\text{zul}} \approx 0,25R_m = 0,25 \cdot 360 \text{ N/mm}^2 = 90 \text{ N/mm}^2 > p = 78 \text{ N/mm}^2 .$$

Ergebnis: Das Bolzengelenk ist ausreichend bemessen, da die größte Schubspannung

$$\tau_{\max} = 54 \text{ N/mm}^2 < \tau_{\text{a zul}} = 75 \text{ N/mm}^2$$

und die mittlere Flächenpressung $p = 78 \text{ N/mm}^2 < p_{\text{zul}} = 90 \text{ N/mm}^2$.

Lösung c): Der Bolzen soll mit merklichem Spiel in der Gabel und mit Übermaß in der Stange sitzen. Anhand von **TB 2-5** wird im System Einheitswelle (glatter Bolzen h8) für die Gabelbohrung die Toleranzklasse F8 und für die Stangenbohrung die Toleranzklasse S7 gewählt.

Beispiel 9.2: Eine unter rauen Betriebsbedingungen arbeitende Laufrolle, welche in der Minute 3 Umdrehungen ausführt, soll nach **Bild 9-31** gelagert werden. Wegen der geringen Gleitgeschwindigkeit, verbunden mit unzureichender Schmierung, werden als Gleitpartner verschleißarme Spannbuchsen aus gehärtetem Federstahl eingesetzt. Dazu wird auf den Bolzen DIN 1445 – 30h8 × 92 × 120 – St eine Aufspannbuchse DIN 1499 – AG40/30 × 90 aufgezogen und in die Rolle eine Einspannbuchse DIN 1498 – FP40/50 × 50 (mit Pfeilschlitz) eingepresst. Durch die Kronenmutter wird der Bolzen nur so weit vorgespannt, dass er sich unter Last nicht verdrehen und verschieben kann.

Für die lediglich nach konstruktiven Gesichtspunkten ausgelegte Lagerung sind für eine schwelend und mit leichten Stößen auftretende Rollenlast $F = 32 \text{ kN}$ zu prüfen:

- der Bolzen auf Biegung und
- die mittlere Flächenpressung (Lagerdruck) zwischen den Spannbuchsen.

► **Lösung a):** Da die Aufspannbuchse den Bolzen auf der gesamten Schaftlänge umschließt, beträgt der tragende Bolzendurchmesser 40 mm. Der Verbundbolzen sitzt in der Gabel und in der Rolle mit einer Spielpassung, so dass nach 9.2.2-1 der Einbaufall 1 vorliegt. Danach wird unter Annahme einer Streckenlast und unter Vernachlässigung der geringen Vorspannung durch das Anziehen der Kronenmutter das maximale Biegemoment im Bolzenquerschnitt C–D (**Bild 9-2**)

$$M_{b\max} = \frac{F \cdot (t_S + 2 \cdot t_G)}{8}$$

und damit die Biegespannung nach Gl. (9.2):

$$\sigma_b = \frac{K_A \cdot M_{b\text{nenn}}}{0,1 \cdot d^3} \leq \sigma_{b\text{zul}}.$$

Mit der Rollendicke $t_S = 50 \text{ mm}$, der Gabelwangendicke $t_G = 20 \text{ mm}$ und der Rollenlast $F = 32 \text{ kN}$ wird das maximale Biegemoment

$$M_{b\max} = \frac{3,2 \cdot 10^4 \text{ N} (50 \text{ mm} + 2 \cdot 20 \text{ mm})}{8} = 3,6 \cdot 10^5 \text{ Nmm}.$$

Hiermit und mit dem Anwendungsfaktor $K_A \approx 1,1$ für leichte Stöße nach **TB 3-5c** sowie dem tragenden Bolzendurchmesser $d = 40 \text{ mm}$ wird unter Vernachlässigung der Schmierlöcher die vorhandene Biegespannung in der Randfaser der Aufspannbuchse

$$\sigma_b = \frac{1,1 \cdot 3,6 \cdot 10^5 \text{ Nmm}}{0,1 \cdot 40^3 \text{ mm}^3} \approx 62 \text{ Nmm}^2$$

und in der Randfaser des innen liegenden Bolzens (lineare Verteilung der Biegespannungen nach **Bild 9-3**)

$$\sigma_b \approx 62 \text{ N/mm}^2 \cdot \frac{15 \text{ mm}}{20 \text{ mm}} \approx 47 \text{ N/mm}^2.$$

Aus $\sigma_{b\text{zul}} \approx 0,2 \cdot R_m$ (wie zu Gl. (9.1)) erhält man bei schwelender Belastung für die Aufspannbuchse aus 55Si7 mit $R_m \approx 1300 \text{ N/mm}^2$ (nach DIN 17222 bzw. Herstellerangaben)

$$\sigma_{b\text{zul}} \approx 0,2 \cdot 1300 \text{ N/mm}^2 \approx 260 \text{ N/mm}^2$$

und für den Bolzen mit dem Richtwert $R_m = 400 \text{ N/mm}^2$

$$\sigma_{b\text{zul}} \approx 0,2 \cdot 400 \text{ N/mm}^2 \approx 80 \text{ N/mm}^2.$$

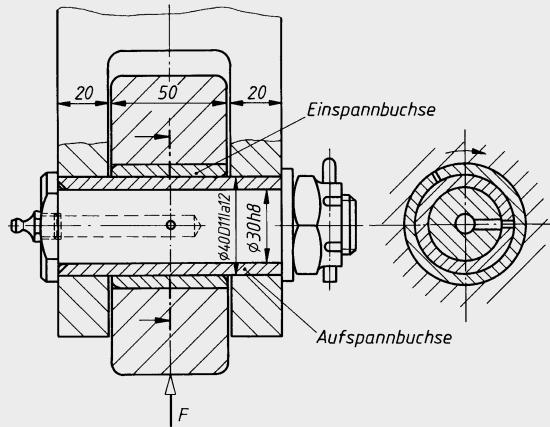


Bild 9-31 Lagerung einer Laufrolle

Ergebnis: Der Bolzen mit aufgepresster Aufspannbuchse ist ausreichend bemessen, da die näherungsweise ermittelten Biegespannungen

$$\sigma_b = 62 \text{ N/mm}^2 < \sigma_{b,zul} \approx 260 \text{ N/mm}^2 \quad \text{bzw.} \quad \sigma_b = 47 \text{ N/mm}^2 < \sigma_{b,zul} \approx 80 \text{ N/mm}^2.$$

► **Lösung b):** Für die mittlere Flächenpressung zwischen den Spannbuchsen gilt nach Gl. (9.4):

$$p = \frac{K_A \cdot F_{\text{nenn}}}{A_{\text{proj}}} \leq p_{\text{zul}}.$$

Die projizierte Fläche ist $A_{\text{proj}} = d \cdot t_S$ mit $d = 40 \text{ mm}$ und $t_S = 50 \text{ mm}$ also $A_{\text{proj}} = 40 \text{ mm} \cdot 50 \text{ mm} = 2000 \text{ mm}^2$; hiermit und mit $K_A \approx 1,1$ und $F = 32 \text{ kN}$ wird die mittlere Pressung der Gleitfläche

$$p = \frac{1,1 \cdot 3,2 \cdot 10^4 \text{ N}}{2 \cdot 10^3 \text{ mm}^2} \approx 18 \text{ N/mm}^2.$$

Für die Gleitpartner St gehärtet wird bei Fremdschmierung und Schwellbelastung nach **TB 9-1**, Zeile 11: $p_{\text{zul}} \approx 0,7 \cdot 25 \text{ N/mm}^2 \approx 18 \text{ N/mm}^2 = p_{\text{vorh.}}$

Ergebnis: Bei geringer Gleitgeschwindigkeit und Fremdschmierung (Fett) besteht für die Lagerung der Rolle keine Gefahr des Fressens oder vorzeitigen Verschleißes, da die mittlere Flächenpressung $p = 18 \text{ N/mm}^2$ den zulässigen Wert nicht überschreitet. Selbst wenn keine Wartung durch Schmierung möglich ist, bleibt die Lagerung funktionsfähig, da die aufeinander gleitenden Spannbuchsen hoch verschleißfest sind.

9

■ **Beispiel 9.3:** Die Nabe eines Schalthebels aus EN-GJL-200 soll mit einer Welle aus E295 mit $d_w = 20 \text{ mm}$ Durchmesser durch einen Kegelkerbstift nach DIN EN ISO 8744 als Querstift verbunden werden (**Bild 9-32**). Am Ende des Hebels mit der Länge $l_1 = 60 \text{ mm}$ ist zur Befestigung der Rückstellfeder ein Passkerbstift DIN 1469 – C6 × 25 – St (Kerbstift mit Hals und gerundeter Nut am Ende) eingesetzt, so dass bei $s = 12 \text{ mm}$ die freie Stiftlänge $l_2 = 10 \text{ mm}$ beträgt. Die größte Federkraft $F = 300 \text{ N}$ greift schwellend an. Stöße treten nicht auf.

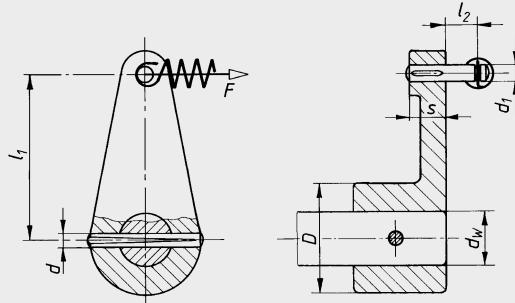


Bild 9-32 Schalthebel mit Stiftverbindungen

- Der zum Wellendurchmesser d_w passende (mittlere) Durchmesser d des Querstiftes und dessen Länge l sind festzulegen, wenn der Nabendurchmesser $D = 2 \cdot d_w$ ausgeführt wird. Die Normbezeichnung des Kegelkerbstiftes ist anzugeben.
- Die Querstiftverbindung ist zu prüfen.
- Der Passkerbstift ist zu prüfen, für den zunächst ein Durchmesser $d_1 = 6 \text{ mm}$ vorgesehen wird, der ggf. zu ändern ist.
- Die Flächenpressung für die Steckstift-Verbindung ist zu prüfen.

Lösung a): Nach den unter 9.3.2 für Querstift-Verbindungen genannten Erfahrungswerten wird für den Kegelkerbstift als (mittleren) Durchmesser gewählt:

$$d = (0,2 \dots 0,3) d_w, \quad d = 0,25 \cdot 20 \text{ mm} = 5 \text{ mm}.$$

Bei einem Nabendurchmesser $D = 2 \cdot d_w = 2 \cdot 20 \text{ mm} = 40 \text{ mm}$ wird auch für die Stiftlänge $l = 40 \text{ mm}$ festgelegt.

Ergebnis: Es wird ein Kerbstift ISO 8744 – 5 × 40 – St gewählt.

► **Lösung b):** Die Querstift-Verbindung wird nach 9.3.2 auf Flächenpressung und Abscheren geprüft. Für die in der Nabenoberfläche auftretende mittlere Flächenpressung gilt nach Gl. (9.15):

$$p_N = \frac{K_A \cdot T_{\text{nenn}}}{d \cdot s \cdot (d_w + s)} \leq p_{\text{zul}}.$$

Das Drehmoment beträgt $T = F \cdot l_1 = 300 \text{ N} \cdot 60 \text{ mm} = 18000 \text{ Nmm}$. Da keine Stöße auftraten, kann der Anwendungsfaktor $K_A = 1,0$ gesetzt werden. Die Dicke der Nabewand ist $s = (D - d_w)/2 = (40 \text{ mm} - 20 \text{ mm})/2 = 10 \text{ mm}$. Hiermit und mit dem Stiftdurchmesser $d = 5 \text{ mm}$ wird die vorhandene mittlere Flächenpressung

$$p_N = \frac{1,0 \cdot 18000 \text{ Nmm}}{5 \text{ mm} \cdot 10 \text{ mm} \cdot (20 \text{ mm} + 10 \text{ mm})} = 12 \text{ N/mm}^2.$$

Für den festigkeitsmäßig schwächeren Nabenwerkstoff EN-GJL-200 gilt mit $R_m = 200 \text{ N/mm}^2$ ($K_t = 1,0$), dem Kerbfaktor 0,7 und schwellender Belastung:

$$p_{zul} \approx 0,7 \cdot 0,25 \cdot 200 \text{ N/mm}^2 = 35 \text{ N/mm}^2 > p_N = 12 \text{ N/mm}^2.$$

Nun wird die größte in der Wellenbohrung auftretende mittlere Flächenpressung geprüft. Nach Gl. (9.16) gilt hierfür:

$$p_W = \frac{6 \cdot K_A \cdot T_{nenn}}{d \cdot d_w^2} \leq p_{zul}, \quad p_W = \frac{6 \cdot 1,0 \cdot 18000 \text{ Nmm}}{5 \text{ mm} \cdot 20^2 \text{ mm}^2} = 54 \text{ N/mm}^2.$$

Für den festigkeitsmäßig schwächeren Stiftwerkstoff wird mit $R_m = 400 \text{ N/mm}^2$ entsprechend:

$$p_{zul} \approx 0,7 \cdot 0,25 \cdot 400 \text{ N/mm}^2 \approx 70 \text{ N/mm}^2 > p_W = 54 \text{ N/mm}^2.$$

Abschließend wird der Stift noch auf Abscheren nach Gl. (9.17) geprüft:

$$\tau_a = \frac{4 \cdot K_A \cdot T_{nenn}}{d^2 \cdot \pi \cdot d_w} \leq \tau_{a zul}, \quad \tau_a = \frac{4 \cdot 1,0 \cdot 18000 \text{ Nmm}}{5^2 \text{ mm}^2 \cdot \pi \cdot 20 \text{ mm}} = 46 \text{ N/mm}^2.$$

Für den Kerbstift aus dem Standardwerkstoff entsprechend $R_m = 400 \text{ N/mm}^2$, dem Kerbfaktor 0,8 und schwellender Belastung ergibt sich:

$$\tau_{a zul} \approx 0,8 \cdot 0,15 \cdot 400 \text{ N/mm}^2 \approx 70 \text{ N/mm}^2 > \tau_a = 46 \text{ N/mm}^2.$$

Ergebnis: Die Querstiftverbindung ist ausreichend bemessen, da die mittlere Flächenpressung

$$p_N = 12 \text{ N/mm}^2 < p_{zul} \approx 35 \text{ N/mm}^2, \quad p_W = 54 \text{ N/mm}^2 < p_{zul} \approx 70 \text{ N/mm}^2$$

und auch die Scherspannung $\tau_a = 46 \text{ N/mm}^2 < \tau_{a zul} \approx 48 \text{ N/mm}^2$ ist.

- **Lösung c):** Der Passkerbstift wird durch die Federkraft F , am Hebelarm l_2 angreifend, auf Biegung beansprucht. Es ist nachzuweisen, dass nach Gl. (9.18)

$$\sigma_b = \frac{K_A \cdot M_{b,nenn}}{W} \leq \sigma_{b,zul}.$$

Mit dem Biegemoment $M_b = F \cdot l_2 = 300 \text{ N} \cdot 10 \text{ mm} = 3000 \text{ Nmm}$, dem Widerstandsmoment des Stiftes $W \approx 0,1 \cdot d^3 \approx 0,1 \cdot 6^3 \approx 21,6 \text{ mm}^3$ und dem Anwendungsfaktor $K_A = 1,0$ wird die Biegespannung

$$\sigma_b = \frac{1,0 \cdot 3000 \text{ Nmm}}{21,6 \text{ mm}^3} = 139 \text{ N/mm}^2.$$

Für den Normstift gilt mit $R_m = 400 \text{ N/mm}^2$, dem Kerbfaktor 0,8 und schwellender Belastung:

$$\sigma_{b,zul} \approx 0,8 \cdot 0,2 \cdot 400 \text{ N/mm}^2 \approx 64 \text{ N/mm}^2 < \sigma_b = 139 \text{ N/mm}^2.$$

Ergebnis: Der Passkerbstift ist zu knapp bemessen, da $\sigma_b = 139 \text{ N/mm}^2 > \sigma_{b,zul} \approx 64 \text{ N/mm}^2$. Sicherheitshalber wird als Durchmesser $d_1 = 8 \text{ mm}$ gewählt, womit dann $W = 51,2 \text{ mm}^3$ und $\sigma_b = 59 \text{ N/mm}^2 < \sigma_{b,zul} = 64 \text{ N/mm}^2$ werden.

- Lösung d):** Für die in der Bohrung des Hebelendes mit der Dicke $s = 12 \text{ mm}$ auftretende maximale mittlere Flächenpressung gilt nach Gl. (9.19)

$$p_{max} = \frac{K_A \cdot F_{nenn} \cdot (6 \cdot l + 4 \cdot s)}{d \cdot s^2} \leq p_{zul}, \quad p_{max} = \frac{1,0 \cdot 300 \text{ N} \cdot (6 \cdot 10 \text{ mm} + 4 \cdot 12 \text{ mm})}{8 \text{ mm} \cdot 12^2 \text{ mm}^2} = 28 \text{ N/mm}^2.$$

Die zulässige mittlere Flächenpressung beträgt $p_{zul} \approx 35 \text{ N/mm}^2$ (s. Lösung b)):

Ergebnis: Die Verbindung ist ausreichend bemessen, da die maximale mittlere Flächenpressung in der Hebelbohrung $p_{max} = 28 \text{ N/mm}^2 < p_{zul} \approx 35 \text{ N/mm}^2$.

Beispiel 9.4: Ein Zahnkranz mit $z = 52$ Zähnen, Modul $m = 6 \text{ mm}$, ist mit einem Kranlaufrad $\varnothing 315 \text{ mm}$ drehfest zu verbinden. Zahnkranzbohrung und Laufradzapfen werden mit einem Fügedurchmesser von 210 mm und der Übergangspassung $H7/m6$ ausgeführt. Nach dem Aufpressen des Zahnkrans auf das Laufrad wird die Verbindung durch zwei um 180° versetzte Zylinderschrauben ISO 2338 – 16 m6 × 35 – St als Längsstifte (Rundkeile) gegen Verdrehen gesichert (**Bild 9-33**). Zahnkranz und Laufrad sind aus GE 300.

Es ist zu prüfen, ob die beiden Längsstifte ein von den Zahnkräften verursachtes, mit mittleren Stößen schwelend auftretendes Drehmoment $T = 1060 \text{ Nm}$ übertragen können. Evtl. vorhandener Reibschluß durch die Übergangspassung wird sicherheitshalber nicht berücksichtigt.

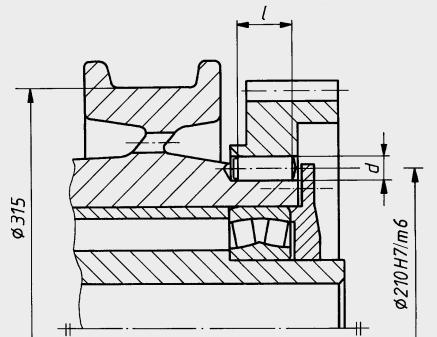


Bild 9-33 Befestigung eines Zahnkranges durch Längsstifte

Lösung: Die Längsstift-Verbindung wird nach 9.3.2 auf Flächenpressung geprüft. Nach Gl. (9.20) gilt:

$$p = \frac{4 \cdot K_A \cdot T_{\text{nem}}}{d \cdot d_w \cdot l} \leq p_{\text{zul}}.$$

Mit dem Anwendungsfaktor $K_A \approx 1,3$ ($1,2 \dots 1,4$) für mittlere Stöße nach **TB 3-5c** und mit 2 Zylinderschrauben der tragenden Länge $l = 29 \text{ mm}$ ($c = 3 \text{ mm}$ nach **TB 9-3**) wird die vorhandene mittlere Flächenpressung

$$p = \frac{4 \cdot 1,3 \cdot 1,06 \cdot 10^6 \text{ Nmm}}{2 \cdot 16 \text{ mm} \cdot 210 \text{ mm} \cdot 29 \text{ mm}} = 28 \text{ N/mm}^2.$$

Für den festigkeitsmäßig schwächeren Stiftwerkstoff mit $R_m = 400 \text{ N/mm}^2$ gilt bei schwelender Belastung:

$$p_{\text{zul}} \approx 0,25 \cdot 400 \text{ N/mm}^2 \approx 100 \text{ N/mm}^2 > p = 28 \text{ N/mm}^2.$$

Ergebnis: Die Längsstift-Verbindung ist ausreichend bemessen, da die mittlere Flächenpressung $p = 28 \text{ N/mm}^2 < p_{\text{zul}} \approx 100 \text{ N/mm}^2$.

9.7 Literatur

- Beke, J.: Beitrag zur Berechnung der Spannungen in Augenstäben. Eisenbau 12 (1921), S. 233–244
DIN Deutsches Institut für Normung (Hrsg.): Bolzen, Stifte, Niete, Keile, Sicherungsringe. 10. Aufl.
Berlin: Beuth, 2012 (DIN-Taschenbuch 43)
- Maaß, H.: Der Kolbenbolzen, ein einfaches Maschinenelement. Düsseldorf: VDI, 1975 (Fortschritt-Berichte VDI-Z, Reihe 1, Nr. 41)
- Mathar, J.: Über die Spannungverteilung in Schubstangenköpfen. Forsch.-Arbeit Ing.-Wesen, Heft 306, Düsseldorf: VDI, 1928
- Schmitz, H.: Theoretische und experimentelle Untersuchungen an Stift-Verbindungen. In: Konstruktion 12 (1960), Heft 1, S. 5–13; Heft 2, S. 83–85
- Stahl-Informations-Zentrum (Hrsg.): Stifte und Stiftverbindungen. 3. Aufl. Düsseldorf 1982 (Merkblatt 451)
- Szakacs, J.: Berechnung von Stangenköpfen unter Berücksichtigung des Bolzenspiels und der behinderten Verformung. In: Konstruktion 22 (1970), S. 172–178
- Wilms, V.: Auslegung von Bolzenverbindungen mit minimalem Bolzengewicht. In: Konstruktion 34 (1982), Heft 2, S. 63–70
- Firmeninformationen: Hugo Benzing GmbH & Co. KG, Stuttgart (www.hugobenzing.de); CONNEX AG, Wädenswil/Schweiz (www.connexch.com); Wilhelm Hedtmann GmbH & Co. KG, Hagen (www.hedtmann.com); Kerb-Konus-Vetriebs-GmbH, Amberg (www.kerbkonus.de); mbo Oßwald GmbH & Co. KG, Künsheim-Steinbach (www.mbo-osswald.com); Muhr & Bender KG, Attendorn (www.mubea.de); Seeger-Orbis GmbH & Co. KG, Königstein/Ts. (www.seeger-orbis.de)

Wir bieten Auswahl.



- Sicherungsringe
- Sprengringe
- Spiral-Sicherungsringe
- Wellenfedern **TRUE WAVE™**
- Schlauchschellen



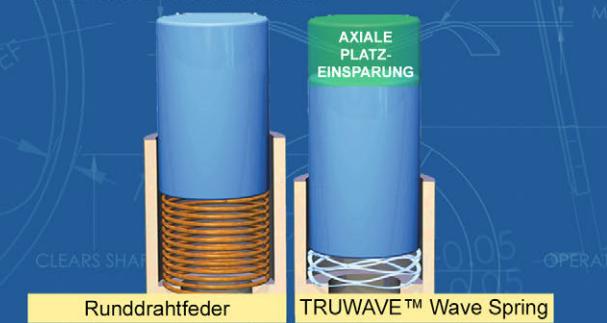
TRUE WAVE™

Für mehr Infos besuchen Sie uns bitte auf
www.rotorclip.com
oder senden Sie uns Ihre Anfrage per
Email an rcg@rotorclip.com

Wir bieten Lösungen.

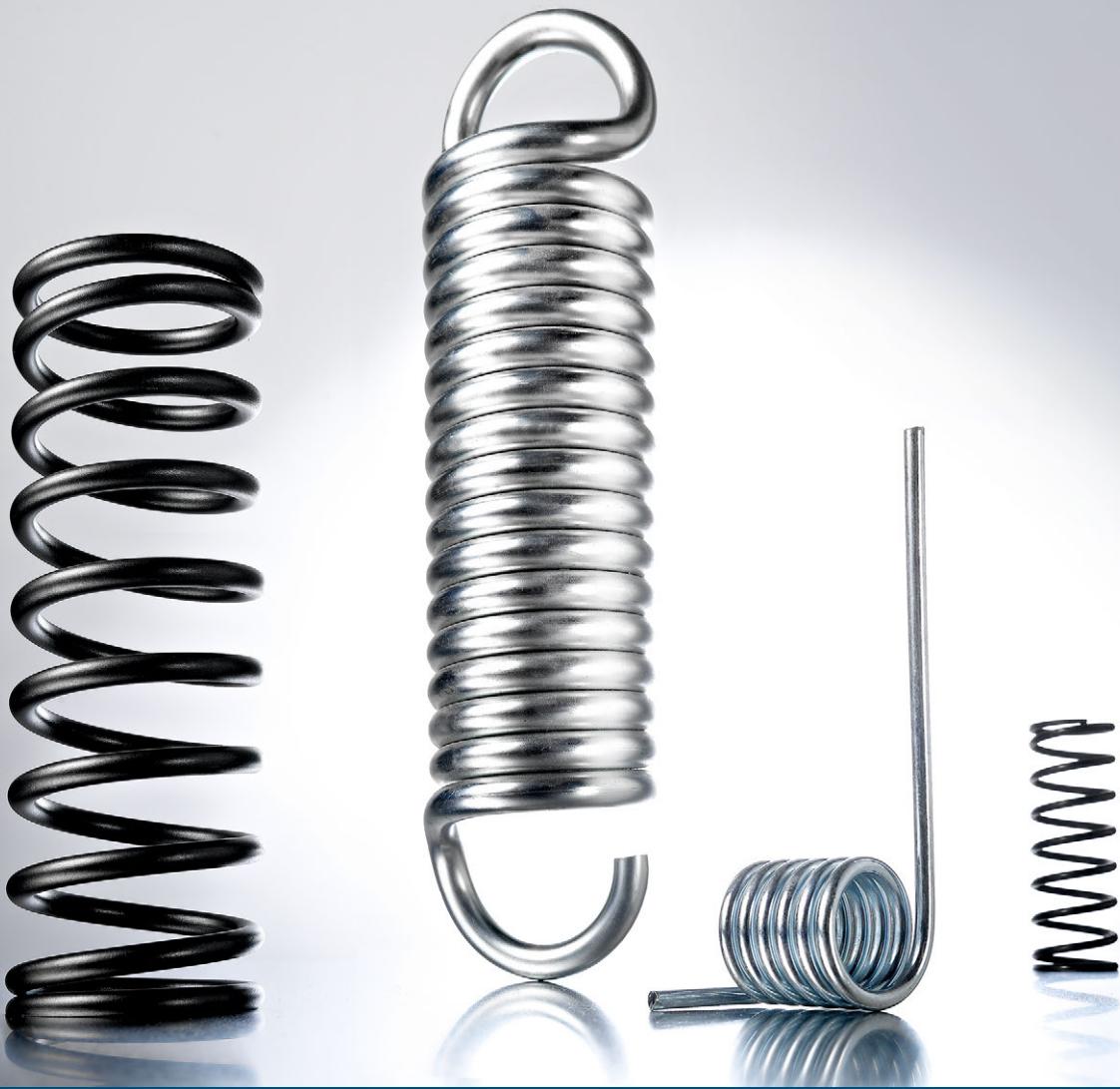


- Zertifizierte Qualität
- Komplettes Produkt Sortiment
- Expertise
- Technische Hilfe



Qualitätsprodukte von dem weltweit führenden Hersteller von Sicherungsringen, Wellenfedern und Schlauchschellen.

ROTOR CLIP®
Designed for Quality



Unsere Federntools auf > federnshop.com



Federnkatalog



Federnanfrage



Federnberechnung



Federn-Forum

GUTEKUNST
FEDERN 

Immer die passende Feder

Gutekunst + Co.KG Federnfabriken
Carl-Zeiss-Straße 15 · D-72555 Metzingen
Telefon (+49) 0 71 23 / 9 60-192
Telefax (+49) 0 71 23 / 9 60-195
service@gutekunst-co.com
www.federnshop.com

10 Federn

Ob in Verbrennungsmotoren als Ventilfedern, zur Einstellung eines konstanten Anpressdrucks in Reibkupplungen oder zur Druckbegrenzung in Ventilen, Federn sind in unzähligen Maschinenbauanwendungen zu finden (s. **Bild 10.1**). Die für unterschiedlichste Funktionen notwendigen Eigenschaften der Federn erreicht man durch eine entsprechende Werkstoffwahl und Formgebung. Eine Einteilung der Federn kann nach verschiedenen Gesichtspunkten vorgenommen werden. Bezüglich des Werkstoffs lassen sich z. B. Metall-, Gummi- und Gasfedern unterscheiden, betrachtet man die Werkstoffbeanspruchung, gibt es zug-, druck-, biege- und torsionsbeanspruchte Federn und in Anlehnung an die Gestaltung bezeichnet man Federn z. B. als Teller-, Schrauben-, Stab- und Ringfedern.

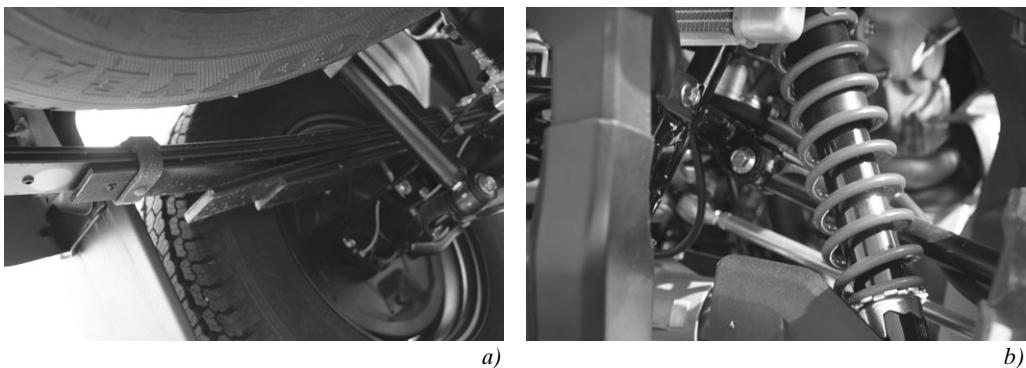


Bild 10.1 Anwendungsbeispiele für Federn

- a) Kleintransporter-Hinterachsgefederung, ausgeführt mit einer geschichteten Blattfeder b) Schraubendruckfeder als Bestandteil einer Quad-Vorderradaufhängung

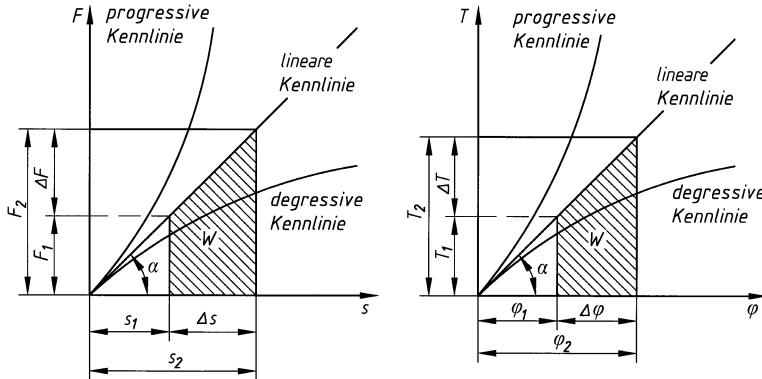
10

10.1 Funktion und Wirkung

Typische Funktionen von Federn im technischen Anwendungsbereich sind die Gewährleistung des Kraftflusses und der Kraftverteilung (z. B. Federn in Kupplungen, Bremsen und Stromabnehmern bei E-Loks), das Speichern potentieller Energie und die Rückfederung (z. B. Federmotoren, Ventilfedern in Verbrennungsmotoren), der Ausgleich von Wärmeausdehnungen und Verschleißwegen (z. B. bei Lagern und Kupplungen), die Dämpfung durch Nutzung innerer oder äußerer Reibung (z. B. Fahrzeugfedern, Motoraufhängung) und die Realisierung von Schwingungssystemen (z. B. in der Regelungstechnik, Schwingtische).

10.1.1 Federrate, Federkennlinie

Bei der Belastung einer Feder mit der Kraft F bzw. einem Moment T wird diese um den Federweg s bzw. den Verdrehwinkel φ verformt. Durch die graphische Darstellung dieser Belastungs-

**Bild 10-2** Darstellung der Federkennlinie

a) Kraft-Weg-Kennlinie, b) Moment-Verdrehwinkel-Kennlinie

10

Verformungs-Abhängigkeit erhält man das sogenannte Federdiagramm, s. **Bild 10.2**. Die entstehende Kraft-Weg-Abhängigkeit bzw. Moment-Winkel-Abhängigkeit wird als Federkennlinie bezeichnet. Grundlegend lassen sich lineare, progressive und degressive Kennlinien unterscheiden. Bei Federn mit linearer Kennlinie nehmen die Belastung und Verformung proportional zu, eine Verdopplung der Federkraft z. B. ergibt auch eine Verdopplung des Federwegs. Je steiler die Kennlinie verläuft, umso geringer sind bei gleicher Belastung die Verformungen, d. h. umso steifer (härter) ist die Feder. Gerade oder annähernd gerade Kennlinien haben z. B. Blattfedern, Drehstabfedern und zylindrische Schraubendruckfedern.

Federn mit progressiver Kennlinie werden mit steigender Belastung härter, dadurch wird z. B. ein Durchschlagen der Feder bei hohen Belastungen erschwert. Im Fahrzeugbau werden häufig Federn mit progressiver Kennlinie verwendet, um ein annähernd gleiches Eigenschwingverhalten des leeren und des vollen Fahrzeugs zu realisieren. Progressive Kennlinien lassen sich auch mit Sonderausführungen von geschichteten Blattfedern erreichen, ebenfalls bei bestimmten Kombinationen von Tellerfedern zu Tellerfederstäulen bzw. mit kegeligen Schraubendruckfedern.

Federn mit degressiver Kennlinie werden mit steigender Belastung weicher. Dies ist erwünscht, wenn bei der Änderung des Federwegs nur eine kleine Kraftänderung zulässig ist, z. B. beim Verschleißausgleich in Kupplungen und Bremsen. Degrative Federung zeigen beispielsweise Gummifedern bei Zugbelastung und Tellerfedern bei bestimmten Abmessungen.

Das Verhältnis aus Federkraft F zu Federweg s bzw. Federmoment T zu Verdrehwinkel φ wird als Federrate R bezeichnet, der Reziprokwert als Federnachgiebigkeit $\delta = 1/R$. Die Federrate R wird entweder durch die Aufgabenstellung vorgegeben oder beim Entwurf festgelegt.

Federn mit linearer Kennlinie:

$$R = \tan \alpha = \frac{F_1}{s_1} = \frac{F_2}{s_2} = \frac{F_2 - F_1}{s_2 - s_1} \quad \text{bzw.} \quad R_\varphi = \tan \varphi = \frac{T_1}{\varphi_1} = \frac{T_2}{\varphi_2} = \frac{T_2 - T_1}{\varphi_2 - \varphi_1} \quad (10.1)$$

Federn mit nichtlinearer Kennlinie bzw. allgemein:

$$R = \tan \alpha = \frac{dF}{ds} \quad \text{bzw.} \quad R_\varphi = \tan \varphi = \frac{dT}{d\varphi}$$

In vielen Anwendungsfällen wird es nicht möglich sein, gewünschte Belastungen bzw. Verformungen nur mit einer Feder zu erreichen. Oft werden dann mehrere Federn mit gleichen oder unterschiedlichen Abmessungen speziell angeordnet. Grundlegend unterscheidet lässt sich dabei die Parallel- bzw. Reihenschaltung, s. **Bild 10-3**.

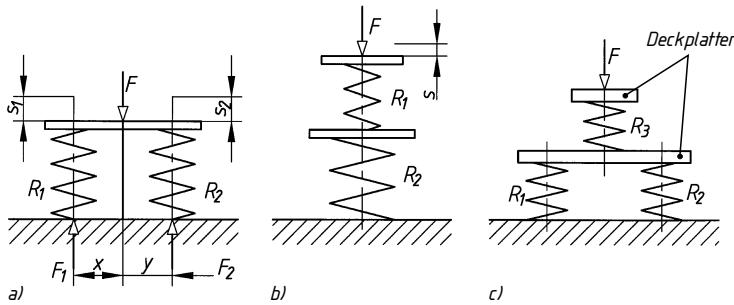


Bild 10-3 Anordnungsbeispiele von zylindrischen Schraubenfedern
a) Parallelenschaltung, b) Reihenschaltung, c) Gemischtschaltung

Die *Federrate* R_{ges} bzw. $R_{\varphi \text{ ges}}$ für das Gesamtfedersystem ergibt sich dann wie folgt:

Parallelenschaltung:	$R_{\text{ges}} = R_1 + R_2$
Reihenschaltung:	$\frac{1}{R_{\text{ges}}} = \frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2}$
Gemischtschaltung:	$\frac{1}{R_{\text{ges}}} = \frac{1}{R_1 + R_2} + \frac{1}{R_3}$

(10.2)

10

Bei der Parallelschaltung ist die Federrate des Gesamtfedersystems stets größer als die Federrate jeder Einzelfeder, bei der Reihenschaltung kleiner als die Federrate jeder Einzelfeder. Bei der Gemischtschaltung liegt die Federrate des Gesamtsystems zwischen größter und kleinster Federrate der Einzelfedern. Die Gleichungen (10.2) gelten unter der Voraussetzung, dass sich die Deckplatten der Federn bei der Belastung durch die Kraft F parallel zur Ausgangslage verschieben, d. h. wenn die Wirkungslinien der Federkräfte mit den Federachsen zusammenfallen. Für die Parallelschaltung nach **Bild 10-3a** muss daher gelten: $F \cdot y - F_1(x+y) = 0$ bzw. $F \cdot x - F_2(x+y) = 0$.

Auch die Art der Federkennlinie lässt sich durch eine entsprechende Anordnung von Einzelfedern ändern. So kann z. B. mit mehreren Schraubendruckfedern, die einzeln alle eine lineare Kennlinie aufweisen, praktisch eine progressive Kennlinie erzeugt werden, s. **Bild 10-4**.

10.1.2 Federungsarbeit

Wirkt an der Feder eine Kraft F , legt der Kraftangriffspunkt den Weg s zurück, es wird eine Federungsarbeit W verrichtet. Diese entspricht der im Federdiagramm (s. **Bild 10-2**) unter der Federkennlinie liegenden Fläche. Die theoretische Federungsarbeit ergibt sich aus:

Federn mit gerader Kennlinie:	$W = \frac{F \cdot s}{2} = \frac{R \cdot s^2}{2} \quad \text{bzw.} \quad W_{\varphi} = \frac{T \cdot \varphi}{2} = \frac{R_{\varphi} \cdot \varphi^2}{2}$
Federn mit gekrümmter Kennlinie:	$W = \frac{\Sigma(\Delta F \cdot \Delta s)}{2} \quad \text{bzw.} \quad W_{\varphi} = \frac{\Sigma(\Delta T \cdot \Delta \varphi)}{2}$

(10.3)

Die bei der Belastung der Feder aufgebrachte Arbeit steht bei der Entlastung nur im Idealfall bei Vernachlässigung der Reibungsverluste wieder zur Verfügung.

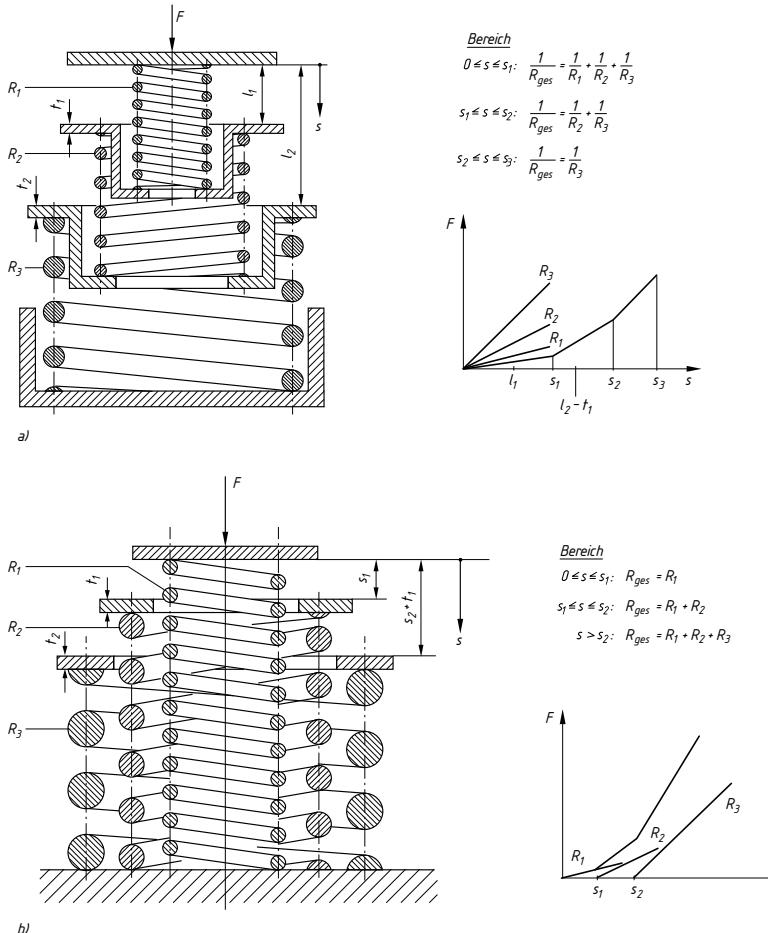


Bild 10-4 Anordnung mehrerer Federn und zugehörige Federkennlinien für
a) Reihenschaltung, b) Parallelschaltung

10.1.3 Schwingungsverhalten und Dämpfung

Ohne Reibung stellt die Feder mit der Federrate R bzw. R_φ zusammen mit der schwingenden Masse m (Massenträgheitsmoment J) ein ungedämpftes Einmassenschwingungssystem dar, s. **Bild 10-5**, mit der *Eigenfrequenz* für

Längsschwinger: $f_{eL} = [1/(2 \cdot \pi)] \cdot \sqrt{R/m}$	(10.4)
Drehchwinger: $f_{e\varphi} = [1/(2 \cdot \pi)] \cdot \sqrt{R_\varphi/J}$	

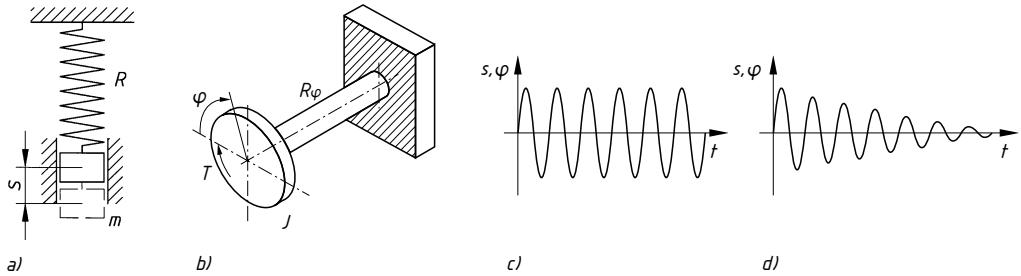
R, R_φ Federrate

m die mit der Feder verbundene und Längsschwingungen ausübende Masse

J Massenträgheitsmoment der mit der Feder verbundenen und Drehschwingungen ausübenden Masse m

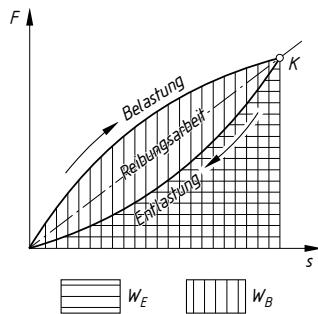
Die Eigenfrequenz f ist somit nur von der abgefederten Masse m (Massenträgheitsmoment J) und der Federrate R bzw. R_φ abhängig, die Auslenkung s bzw. φ selbst hat keinen Einfluss.

Aufgrund der äußeren und inneren Reibung ist jedoch die bei *Belastung* der Feder aufzuwendende Arbeit W_B größer als die bei *Entlastung* der Feder zur Verfügung stehende Federungsar-

**Bild 10-5** Einmassen-Schwingungssystem.

a) Längsschwinger, b) Drehschwinger, c) Darstellung der ungedämpften und d) der gedämpften Schwingung

beit W_E . Die in Wärme umgesetzte Reibarbeit (Verlustarbeit) $W_R = W_B - W_E$ zeigt sich im Feder-diagramm als von der Kennlinie umschlossene Fläche (Hysterese), s. **Bild 10-6**.



10

Bild 10-6

Federungsarbeit mit Reibungs-Hysterese (die Mittellinie K entspricht weitgehend der gerechneten Kennlinie)

Das Verhältnis von verfügbarer zu aufgenommener Arbeit ist der *Federwirkungsgrad*

$$\eta_F = \frac{\text{verfügbare Arbeit}}{\text{aufgenommene Arbeit}} = \frac{W_E}{W_B} < 1 \quad (10.5)$$

Der Federwirkungsgrad kann verwendet werden, um über den sinnvollen Einsatz einer Feder zu entscheiden. Für $\eta_F \approx 1$ ist der Einsatz der Feder als Energiespeicher, bei $\eta_F \ll 1$ zur Stoß- und Schwingungsdämpfung zweckmäßig. Bei Schwingungs- und Dämpfungsvorgängen wird häufig mit dem Dämpfungsfaktor ψ gerechnet. Dieser ergibt sich als Verhältnis der Reibungsarbeit W_R zur Federungsarbeit einer verlustlosen Feder W (Fläche unter der Mittellinie K , s. **Bild 10-6**), (eine Be- und Entlastung):

$$\psi = W_R/W \quad (10.6)$$

Der innere Dämpfungsfaktor für Metallfedern beträgt $\psi \approx 0$, der reibungsabhängige Dämpfungsfaktor bei Metallfedern $0 < \psi < 0,4$ (Ringfedern $\psi \approx 0,7$), bei Gummifedern bis $\psi > 1$. Wird insgesamt eine größere Dämpfung gewünscht, kann nur die *äußere* Reibung beeinflusst werden (z. B. Verwendung von mehrlagigen Blattfedern, Ringfedern, Tellerfederpaketen). Die innere Reibung ist ausschließlich vom Werkstoff abhängig.

10.1.4 Federarten

Die Form der Feder bestimmt im Wesentlichen deren Kennlinie, Beanspruchung und Baugröße. **Bild 10-7** zeigt in der Praxis häufig verwendete Federn aus Metall, unterteilt nach der Werkstoffbeanspruchung. Die einfachen (geraden) Bauformen weisen kleine Federwege auf, sind

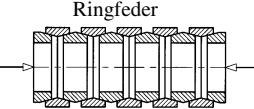
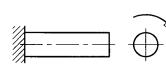
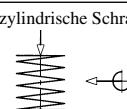
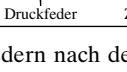
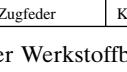
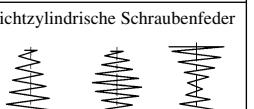
Metallfedern					
	Zug- und Druckstabfedern		Ringfeder		
Federwerkstoffbeanspruchung	Zug	Druck			
Biegung	gerade Formen		gewundene Formen		Scheiben- und Sonderformen
	Blattfeder		Blattfeder 	Spiralfeder  Drehfeder 	Tellerfeder  Membranfeder 
Verdrehung	Drehstabfeder 		zylindrische Schraubenfeder  Druckfeder 	Zugfeder 	nichtzylindrische Schraubenfeder 

Bild 10-7 Einteilung der Metallfedern nach der Werkstoffbeanspruchung (nach Meissner)

10

also relativ steif. Gewundene bzw. scheibenförmige Federn beanspruchen einen wesentlich kleineren Bauraum bei vergleichbarer Kennlinie. Kleine Federwege ergeben sich auch bei auf Zug/Druck beanspruchten Federn gegenüber biege- bzw. torsionsbeanspruchten Federn. Die beste Werkstoffausnutzung ergibt sich bei auf Zug/Druck beanspruchten Federn.

10.1.5 Federwerkstoffe

Federstahl ist der am meisten verwendete Federwerkstoff. Die maßgeblichen Eigenschaften werden durch die chemische Zusammensetzung, die Bearbeitung und evtl. anschließende Wärmebehandlung weitgehend eingestellt. Verwendet werden sowohl Kohlenstoffstähle als auch niedrig- und hochlegierte Stähle, häufig übliche Vergütungsstähle. Feder-Kohlenstoffstähle weisen eine nur begrenzte Durchhärtbarkeit auf und werden deshalb für kleinere Halbzeugquerschnitte verwendet. Die i. Allg. mit Chrom, Nickel und Molybdän legierten Federstähle eignen sich für größere Querschnitte. Ein spezieller Federwerkstoff ist der aus einfachen, jedoch möglichst reinen Kohlenstoffstählen hergestellte patentiert gezogene Draht nach DIN EN 10270-1. Dieser wird häufig für Schraubenfedern verwendet. Bei ölschlüssvergüteten Feder- bzw. Ventilfederdrähten erfolgt am Schluss der Drahtfertigung ein anschließendes Härteln in Öl und Anlassen, um eine hohe Festigkeit zu erreichen. Für Ventilfedern werden dabei Walzdrähte mit höchstem Reinheitsgrad und verbesserter Oberflächengüte eingesetzt, welche für hohe dynamische Beanspruchungen geeignet sind.

Nichteisennmetalle werden im Wesentlichen für Federn für niedrige Beanspruchungen verwendet. Drähte und Bänder aus Kupfer und Kupferlegierungen sind aufgrund ihrer guten elektrischen Leitfähigkeit vorwiegend im Apparatebau, der Feinwerk- und der Elektrotechnik zu finden. Kupferlegierungen verfügen über gute Korrosionsschutz-eigenschaften, ebenso Nickellegierungen. Diese werden auch bei hohen Anforderungen an die Temperaturbeständigkeit eingesetzt. Die am häufigsten zu findenden **nichtmetallischen Werkstoffe** sind Natur- und synthetischer Gummi, vorwiegend verwendet für Druck- und Schubbeanspruchung zur Dämpfung von Schwingungen, Stößen und Geräuschen. Beispiele hierfür sind die Lagerung von Motoren, elastische Kupplungen und gummigefederte Laufräder. Die Härte des Gummis kann durch die Menge der Füllstoffe, besonders bei Schwefel, weitgehend beeinflusst werden. Ebenso werden Gase (Gasdruckfedern) und Gase in Verbindung mit Flüssigkeiten (Stoßdämpfer) als „Federwerkstoffe“ eingesetzt. Für relativ kleine Federkräfte kann auch das durch Magnetwirkung entstehende Luftkissen als Feder verwendet werden.

10.1.6 Auswahl und Optimierung von Federn

Im Konstruktionsprozess ist die für die gestellte Praxisanwendung geeignete Feder auszuwählen. Diese Aufgabe beinhaltet grundlegend zwei Schritte, die Auswahl der bestgeeigneten Federart und anschließend die Optimierung der Federparameter. Zur Beurteilung und den Vergleich der einzelnen Federarten können spezielle Kenngrößen herangezogen werden. Verwendet werden hierfür sog. Nutzgrade (Artnutzgrad, Volumennutzgrad, Gewichtsnutzgrad) oder die Verhältnisse Federungsarbeit/Federvolumen, Federungsarbeit/Einbauvolumen, Federrate/Federvolumen und Federrate/Einbauvolumen. Siehe hierzu entsprechende Spezialliteratur. Nachdem die Federart gewählt wurde, erfolgt die Parameteroptimierung. Optimierungsgrundsätze, die hierfür im Wesentlichen Anwendung finden, sind eine optimale Funktionserfüllung (Hauptkriterium), eine minimale Federmasse, ein möglichst geringer Einbauraum, eine maximale Federungsarbeit, eine optimale Werkstoffausnutzung und möglichst geringe Werkstoff- und Herstellkosten.

Die Berechnung der Feder ist häufig nur iterativ möglich. So können zu Beginn noch viele Einflussgrößen unbekannt und voneinander abhängig sein oder sich erst während des Berechnungsgangs ergeben. In vielen Fällen erfolgt deshalb zuerst eine vorläufige Festlegung der Federkenngrößen, die letztendlich festgelegten Daten sind dann durch einen Festigkeits- und Funktionsnachweis zu bestätigen.

10

10.2 Zug- und druckbeanspruchte Federn

10.2.1 Zugstäbe

Bei einer stabförmigen Zugfeder wird bei Belastung das gesamte Stabvolumen gleich hoch beansprucht, d. h. die Werkstoffausnutzung ist optimal. Der Federweg ergibt sich nach dem Hooke'schen Gesetz aus $s = l \cdot \sigma / E$. Große Federwege lassen sich somit nur mit Federn aus hochfesten Stählen mit hoher Streckgrenze R_e und großer Ausgangslänge l erreichen. Aufgrund des besonders bei größeren Federwegen großen Platzbedarfs ist der Einsatz auf spezielle Anwendungen, z. B. in Kraftmessdosen oder als Bauelement zur Schwingungserregung, begrenzt.

10.2.2 Ringfedern

Federwirkung, Verwendung

Im Gegensatz zum Zugstab ist bei der *Ringfeder* eine wesentlich günstigere Raumausnutzung gegeben. Die Ringfeder besteht in der Regel aus geschlossenen Außen- und Innenringen, die mit kegelförmigen Flächen ineinander greifen (**Bild 10-8**). Die axiale Druckkraft setzt sich über die Kegelflächen in Zugspannungen für den Außenring und in Druckspannungen für den Innenring um. Infolge elastischer Verformung schieben sich die Ringe ineinander, die Federsäule verkürzt sich. Die Verkürzung erhöht sich mit der Anzahl der Ringe und bei kleineren Kegelwinkeln γ . Dieser soll etwa 12° (bei bearbeiteten) bis 15° (bei unbearbeiteten Ringen) betragen, um ein Steckenbleiben der Ringe bei Entlastung zu vermeiden (Kegelwinkel > Reibungswinkel). Ringfedern müssen mit mindestens 5...10 % des Gesamt federwegs s vorgespannt eingebaut werden, um eine stabile Lage der einzelnen Ringe zu gewährleisten.

Die Kennlinie der Ringfeder ist eine Gerade. Sie verläuft bei Entlastung jedoch anders als bei Belastung (s. **Bild 10-8b**), da ein Zurückfedern erst dann erfolgt, wenn die Federkraft F auf eine bestimmte Entlastungskraft $F_E \approx F/3$ gesunken ist. Die zum Einfedern aufgebrachte Energie wird größtenteils als Reibungsarbeit in Wärme umgesetzt.

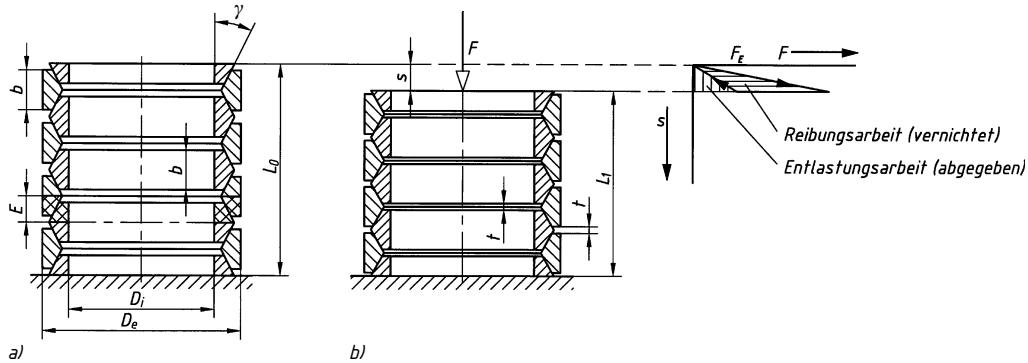


Bild 10-8 a) unbelastete Ringfederståle aus $z = 7$ ganzen und 2 halben (=9) Ringen bzw. 8 Elementen (E gilt als ein Element), Ringbreite $b \approx D_e/5$,
b) belastete Feder mit Kennlinie; Sicherheitsspalt $t \approx (D_e + D_i)/200$ bei bearbeiteten Ringen

Da durch erhebliche Reibung viel mechanische Energie in (abzuführende) Wärme umgewandelt wird und die dadurch bedingte Dämpfung je nach Schmierung bis zu 70 % betragen kann, eignen sich Ringfedern besonders als Pufferfedern. Sie werden außerdem als Überlastungsfedern in schweren Pressen, Hämtern und Werkzeugen eingebaut. Dabei kann besonders die hohe Energieaufnahme auf geringstem Raum ausgenutzt werden (**Bild 10-9**). Die Federn sind gegen Feuchtigkeit und Staub zu schützen, um die Schmierwirkung nicht zu verschlechtern.

Ringfedern werden mit Außendurchmessern $D_e = 18 \dots 400$ mm und für Endkräfte von $F_B \approx 5 \dots 1800$ kN bei Federwegen $s = 0,4 \dots 7,6$ mm je Element geliefert.

Berechnung

Die Auslegung der nicht genormten Ringfedern, d. h. die Festlegung der Bauabmessungen, Anzahl der Ringe usw. erfolgt zweckmäßigerweise nach Angaben des Herstellers.

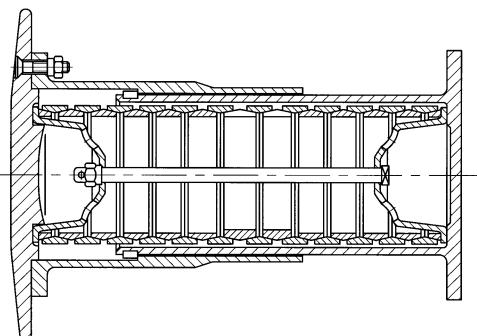


Bild 10-9 Ringfeder als Hülsenpuffer mit geschlitzten Innenringen zum Erzeugen einer progressiven Kennlinie (Werkbild Ringfeder GmbH)

10.3 Biegebeanspruchte Federn

10.3.1 Einfache Blattfedern

Federwirkung, Verwendung

Die einfache *Rechteck-Blattfeder* (**Bild 10-10a**) kann als Freiträger mit der Durchbiegung s bei der Belastung F betrachtet werden. Die Biegespannung erhöht sich linear mit zunehmendem Abstand vom Kraftangriffspunkt, der Höchstwert tritt an der Einspannstelle auf.

Die Feder ist damit lediglich an der Einspannstelle festigkeits- und werkstoffmäßig voll ausgenutzt. Sie wird nur bei kleinen Kräften verwendet, insbesondere in der Feinwerktechnik, z. B. als Kontakt-, Rast- oder Andrückfeder. Die Dreieck-Blattfeder (**Bild 10-10b**) entspricht einem Träger gleicher Festigkeit mit „angeformter“ Breite, damit tritt in jedem Querschnitt die gleiche Biegespannung auf. Sie biegt kreisbogenförmig durch, die Rechteckfeder parabelförmig. Die Federeungsarbeit und damit die Werkstoffausnutzung ist dreimal so groß wie bei der Rechteckfeder (bei gleichem Volumen und gleicher Spannung). Die Vorteile werden aber durch die ungünstige und praktisch kaum verwendbare Form eingeschränkt. Deshalb wird auf eine volle Werkstoffausnutzung verzichtet und eine *Trapezform* mit b und b' bevorzugt (**Bild 10-810b**). Aus dieser ist die geschichtete Blattfeder entwickelt worden. Bei der *Parabelfeder* verläuft die Blattstärke nach einer quadratischen Parabel (**Bild 10-10c**). Die Federeungsarbeit und ihre Durchbiegung sind um $1/3$ größer als bei der Dreieckfeder. Nachteilig ist die aufwendige und teure Herstellung.

Hinweis: Die Durchbiegung einer Feder unter der Kraft F hängt ausschließlich von den Abmessungen und der Werkstoffart, nicht aber von der Werkstofffestigkeit ab.

Berechnung

Für die Federn in **Bild 10-10** folgt mit $M = F \cdot l$ und $W = bh^2/6$ die *Biegespannung* σ_b und mit $\sigma_{b,zul}$ aus **TB 10-1** die maximale *Federkraft* F_{max}

$$\sigma_b = \frac{M}{W} = \frac{6 \cdot F \cdot l}{b \cdot h^2} \leq \sigma_{b,zul} \quad \text{bzw.} \quad F_{max} = \frac{b \cdot h^2 \cdot \sigma_{b,zul}}{6 \cdot l} \quad (10.7)$$

Mit der Federkraft F wird der *Federweg* (*Durchbiegung*)

$$s = q_1 \cdot \frac{l^3}{b \cdot h^3} \cdot \frac{F}{E} \quad (10.8)$$

q_1 Faktor zur Berücksichtigung der Bauform; $q_1 = 4$ für Rechteckfeder, $q_1 = 6$ für Dreieckfeder, $q_1 \approx 4 \cdot [3/(2 + b'/b)]$ für Trapezfeder, $q_1 = 8$ für Parabelfeder.

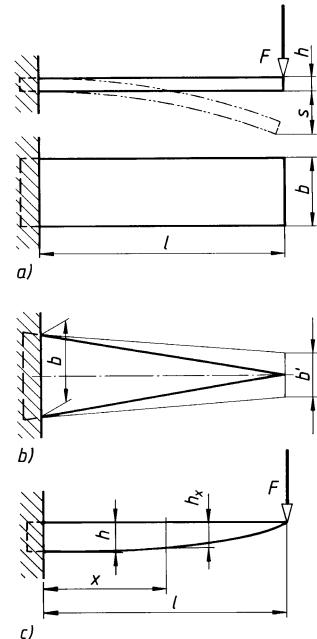
Mit der Länge l und den Festigkeitswerten ergibt sich der *zulässige Federweg* s bzw. die *zulässige Federblattdicke* h

$$s \leq q_2 \cdot \frac{l^2}{h} \cdot \frac{\sigma_{b,zul}}{E} \quad \text{bzw.} \quad h \leq q_2 \cdot \frac{l^2}{s} \cdot \frac{\sigma_{b,zul}}{E} \quad (10.9)$$

q_2 Faktor zur Berücksichtigung der Bauformen; $q_2 = 2/3$ für Rechteckfeder, $q_2 = 1$ für Dreieckfeder, $q_2 \approx (2/3) \cdot [3/(2 + b'/b)]$ für Trapezfeder, $q_2 = 4/3$ für Parabelfeder.

Wird in die allgemeine Gleichung für die Federeungsarbeit $W = F \cdot s/2$ mit F aus Gl. (10.7) und $s = l \cdot \sigma/E$ eingesetzt, dann ergibt sich nach Umformen die *Federungsarbeit*

$$W = q_3 \cdot \frac{V \cdot \sigma^2}{E} \quad \text{bzw.} \quad W_{max} = q_3 \cdot \frac{V \cdot \sigma_{b,zul}^2}{E} \quad (10.10)$$



10

Bild 10-10 Einarmige Blattfeder

- Rechteckblattfeder
(Ansicht und Draufsicht)
mit h und $b = \text{konstant}$,
- Dreieck- bzw. Trapezfeder
mit $h = \text{konstant}$
(Draufsicht),
- Parabelfeder (Ansicht)
mit $b = \text{konstant}$,
 $h_x = h \cdot \sqrt{1 - (x/l)}$

- q_3 Faktor zur Berücksichtigung der Bauform; man setzt $q_3 = 1/18$ für Rechteckfeder, $q_3 = 1/6$ für Dreieckfeder, $q_3 \approx (1/9) \cdot [3/(2+b'/b)] \cdot [1/(1+b'/b)]$ für Trapezfeder, $q_3 = 1/6$ für Parabelfeder
- V Federvolumen: $V = b \cdot h \cdot l$ für Rechteck-, $V = b \cdot h \cdot l/2$ für Dreieck-, $V = h \cdot l \cdot (b' + b)/2$ für Trapez- oder $V = (2/3) \cdot b \cdot h \cdot l$ für Parabelfeder
- E Elastizitätsmodul; Werte aus TB10-1
- b Breite des Federblattes; bei der Dreieck- und Trapezfeder maximale Breite
- b' Breite am freien Ende der Trapezfeder
- $h(h_x)$ Höhe (Dicke im Abstand x) der Feder
- $l(l_x)$ Länge im Abstand x der Feder
- $\sigma_b \text{ zul}$ zulässige Biegespannung; Werte aus TB 10-1

Hinweis: Die oben genannten Gleichungen gelten nur für kleinere Federwege.

10.3.2 Geschichtete Blattfedern

Federwirkung, Verwendung

Die geschichtete Blattfeder ergibt sich aus der doppelarmigen Trapezfeder. Bei größerer Belastung und Federung würde man sehr breite, baulich kaum unterzubringende Federblätter benötigen. Man zerlegt deshalb die Trapezfeder in gleichbreite Streifen und schichtet diese möglichst spaltlos aufeinander (**Bild 10-11a**). Das obere Hauptblatt ist zur Lagerung an den Enden meist eingerollt (für Schienenfahrzeuge s. DIN 5542). Die gebündelten Federblätter werden in der Mitte durch Spannbügel oder Bunde (Federklammern DIN 4621, Federschrauben DIN 4626) zusammengehalten. Zur Sicherung gegen seitliches Verschieben werden Führungsbügel oder gerippte Federblätter verwendet. Zur Vermeidung von Reibkorrosion sind die gleichlangen, nach einer quadratischen Parabel in den federungswirksamen Bereichen geformten Federn durch Luftsäume voneinander getrennt. Zweistufige Federn bestehen aus einer Hauptfeder und einer Zusatzfeder, die beim Erreichen einer bestimmten Belastung nachträglich eingreift (**Bild 10-11b**). Dadurch ergibt sich für die Kennlinie ein progressiver Verlauf.

Bei geschichteten Blattfedern treten beim Ein- und Ausfedern zwischen den Blättern infolge von Relativbewegungen Reibungskräfte auf, die Kennlinie zeigt deshalb einen Verlauf nach **Bild 10-6**. Die Reibung kann durch Verringerung der Lagenzahl, durch Kunststoffplatten an den Enden und häufige Wartung (Schmierung) reduziert werden.

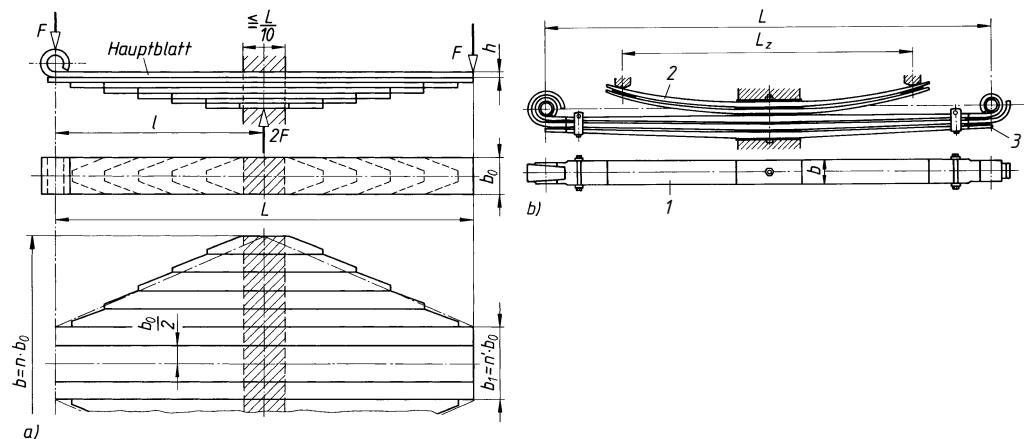


Bild 10-11 Geschichtete Blattfedern mit gleichlangen Federarmen

- gedankliche Entstehung aus der Trapezfeder
- zweistufige Parabelfeder mit Haupt- (1) und Zusatzfeder (2) und Kunststoffzwischenlagen (3) bei gleichlangen Blättern

Berechnung

Für die Berechnung der geschichteten Blattfeder kann als vereinfachte Draufsicht ein Doppeltrapez mit den Grundlinien $b = n \cdot b_0$ und $b_1 = n' \cdot b_0$ gewählt werden (**Bild 10-11a**, strichpunktiert). n ist dabei die Gesamtzahl der Blätter und n' die Zahl der Blätter mit der Länge L des Hauptblattes. **Bild 10-11a** zeigt eine Feder mit $n = 7$ Lagen der Breite b_0 und der Stärke h , sowie $n' = 2$. Es gelten allgemein die Gln. (10.7) und (10.9) für gleiche Blattdicken h , wenn $b = n \cdot b_0$ mit $q_1 \approx 4 \cdot [3/(2 + n'/n)] = 12/(2 + n'/n)$ und $q_2 \approx (2/3) \cdot [3/(2 + n'/n)] = 2/(2 + n'/n)$ gesetzt werden. Die Spannung σ_b ist um so niedriger, je kürzer und biegesteifer die Federn sind, $\sigma_{b,zul} \approx (0,4 \dots 0,5) \cdot R_m$ (vgl. auch **TB 10-1**).

Die Reibung kann wegen der vielen Einflussgrößen (Oberfläche, Schmierung, Federkraft) rechnerisch kaum erfasst werden. Sie wird um so geringer, je kleiner n und h und je größer L ist. Erfahrungsgemäß ist die tatsächliche Tragkraft $\approx 2 \dots 12\%$ höher als die rechnerische. Auf eine Berechnung kann meist verzichtet werden, da die Federn einbaufertig vom Hersteller bezogen werden können.

10.3.3 Drehfedern

Federwirkung, Verwendung

Drehfedern werden im Maschinen- und Apparatebau sowie in der Feinwerktechnik hauptsächlich als Scharnier-, Rückstell- und Andrückfedern verwendet. Sie haben im Wesentlichen die gleiche Form wie zylindrische Schraubenfedern. Die Enden am Umfang des Federkörperdurchmessers sind als Schenkel abgebogen. Diese sind so ausgebildet, dass die Feder durch ein Verdrehen um die Federachse belastet werden kann. Infolge dieser Belastungsart ist die Beanspruchung des Federdrahtes eine Biegebeanspruchung.

Drehfedern werden meist durch Kaltverformung aus rundem Federstahldraht nach DIN EN 10270-1 bis zu einem Drahtdurchmesser $d = 17$ mm gefertigt. Die zu bevorzugenden Drahtdurchmesser d sind **TB 10-2** zu entnehmen. Schenkellängen und -formen werden hauptsächlich in Anlehnung an die äußere Verdrehkraft F am Hebelarm H bestimmt. Bei jeder Konstruktion ist anzustreben, dass beide Schenkel eindeutig geführt werden (s. **Bild 10-12b-d**) und die Feder im Windungssinn belastet wird. Ansonsten ist die zusätzliche Biegespannung zu berücksichtigen. Um eine wirtschaftliche Fertigung zu gewährleisten, sollten möglichst einfache Schenkelfor-

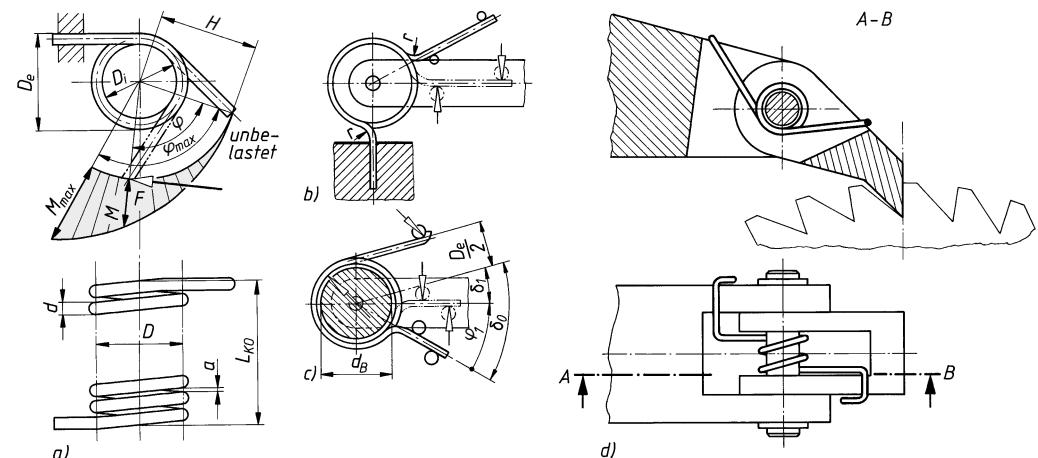


Bild 10-12 Drehfedern

a) mit kurzen tangentialen Schenkeln, b) mit abgebogenen Schenkeln (gespannter, bewegter Schenkel Strich-Zweipunkt-Linie), c) mit Bolzenführung; Schenkelwinkel δ_0 bei unbelasteter, δ_1 bei belasteter Feder dem Drehwinkel φ_1 zugeordnet, d) als Andrückfeder für eine Sperrklinke

men ausgeführt werden. Dabei soll der kleinste innere Biegeradius $r = d$ nicht unterschritten werden. Fertigungsgünstig sind tangentiale Schenkel und Federn mit einem *Wickelverhältnis* $w = D/d = 4 \dots 20$ (Bezeichnung s. **Bild 10-12a**). Um Reibungskräfte auszuschalten, sollen die Federn stets mit einem lichten Windungsabstand $a \geq (0,24 \cdot w - 0,63) \cdot d^{0,83}$ oder mit lose anliegenden Windungen gewickelt werden. Bei sehr langen Federkörpern L_{K0} und bei nicht fest eingespanntem Schenkel mit der Möglichkeit des Ausknickens werden die Federn auf einem Bolzen geführt. Wegen der Verkleinerung des Innendurchmessers D_i im Betrieb und der Vermeidung von Reibung ist ausreichend Spiel zwischen Bolzen und Feder vorzusehen. Als Anhalt kann für den Bolzen $d_B \approx (0,8 \dots 0,9) \cdot D_i$ gewählt werden.

Berechnung

Die Berechnung der Drehfedern ist nach DIN EN 13906-3 genormt. Ausgehend von der Beziehung $\sigma_b = q \cdot M/W \leq \sigma_{b,zul}$ mit $M = F_{max} \cdot H$ und $W = (\pi/32) \cdot d^3$ lässt sich der Drahtdurchmesser d durch Iteration bestimmen. Die dazu benötigte zulässige Biegespannung $\sigma_{b,zul}$ liefert **TB 10-3**, den Spannungsbeiwert q **TB 10-4** und den Werkstoff **TB 10-2c**. Der Windungsdurchmesser D ist überschlägig abzuschätzen. Für die Auslegung einer Drehfeder ist meist der Innendurchmesser D_i des Federkörpers bekannt. Im ersten Entwurf kann dann der *Drahtdurchmesser* d überschlägig ermittelt werden aus:

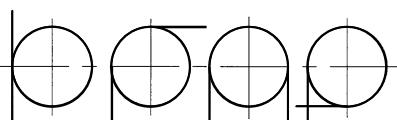
$$d \approx 0,23 \cdot \frac{\sqrt[3]{F \cdot H}}{1 - k} = 0,23 \cdot \frac{\sqrt[3]{M}}{1 - k} \quad \text{mit} \quad k \approx 0,06 \cdot \frac{\sqrt[3]{M}}{D_i} \quad (10.11)$$

F	H, d, D_i	M	k
N	mm	Nmm	1

Die endgültige Festlegung des Drahtdurchmessers d nach DIN EN 10270 (**TB 10-2**) kann erst nach dem Festigkeitsnachweis erfolgen, s. Gln. (10.15) und (10.16), da hierfür alle Bestimmungsgrößen bekannt sein müssen. Mit $D = D_i + d$, $M = F_{max} \cdot H$, der Drahtlänge $l = D \cdot \pi \cdot n$, dem Flächenmoment 2. Grades $I = (\pi/64) \cdot d^4$ und dem geforderten Drehwinkel φ kann aus der Beziehung $\varphi = (180^\circ/\pi) \cdot (M \cdot l)/(E \cdot I) = (180^\circ/\pi) \cdot (M \cdot D \cdot \pi \cdot n)/[E \cdot (\pi/64) \cdot d^4]$ die Windungszahl n ermittelt werden aus

$$n = \frac{(\pi/64) \cdot \varphi^\circ \cdot E \cdot d^4}{(180^\circ/\pi) \cdot F \cdot H \cdot D \cdot \pi} = \frac{(\pi/64) \cdot \varphi^\circ \cdot E \cdot d^4}{180^\circ \cdot F \cdot H \cdot D} = \frac{(\pi/64) \cdot E \cdot d^4}{180^\circ \cdot R_\varphi \cdot D} \quad (10.12)$$

Die Windungszahl soll aus fertigungstechnischen Gründen festgelegt werden auf $n = \dots, 0, 25, \dots, 5, \dots, 75$; s. **Bild 10-13**.



$n = \dots, 0, \dots, 25, \dots, 5, \dots, 75$

Bild 10-13

Ausführungsformen von Drehfedern hinsichtlich der Windungszahl

Die Länge L_{K0} des unbelasteten Federkörpers wird bei:

anliegenden Windungen	$L_{K0} = (n + 1,5) \cdot d$	(10.13)
Windungsabstand	$L_{K0} = n \cdot (a + d) + d$	

Mit der Anzahl der federnden Windungen n ergibt sich für den Federkörper (ohne Federschenkel) die gestreckte Länge l der Windungen bei:

$$\boxed{\begin{aligned} (a+d) &\leq D/4 \quad l = D \cdot \pi \cdot n \\ (a+d) &> D/4 \quad l = n \cdot \sqrt{(D \cdot \pi)^2 + (a+d)^2} \end{aligned}} \quad (10.14)$$

Erläuterungen der Formelzeichen s. unter Gl. (10.16)

Für die Nachprüfung der festgelegten Feder gelten die folgenden Berechnungsgleichungen streng genommen nur für Federn mit fest eingespannten, kreisförmig geführten beweglichen Schenkeln ohne Berücksichtigung der Reibung. Vor jeder Berechnung ist zu klären, ob die Feder *ruhend* bzw. selten wechselnd (d. h. mit gelegentlichen Lastwechseln ($N < 10^4$ Lastspiele) während ihrer Lebensdauer) oder *schwingend* beansprucht wird. Bei Drehfedern mit praktisch unbegrenzter Lebensdauer ($N > 10^7$ Lastspiele) sind die Dauerfestigkeitswerte bis $d = 4$ mm nach **TB 10-5** zu berücksichtigen. In den Gleichungen wird dann anstelle F die Schwingkraft $F_h = F_2 - F_1$ (zugeordnet dem Hubwinkel $\varphi_h = \varphi_2 - \varphi_1$) eingesetzt und die Hubspannung σ_h bzw. $\sigma_{qh} \leq \sigma_{hzul}$ bzw. die Hubfestigkeit σ_H ermittelt.

Unter Berücksichtigung der Spannungserhöhung durch die Drahtkrümmung gelten mit dem Spannungsbeiwert q für die *Biegespannung*

$$\boxed{\sigma_q = q \cdot \frac{M}{W_b} = \frac{q \cdot M}{(\pi/32) \cdot d^3} = \frac{q \cdot F \cdot H}{(\pi/32) \cdot d^3} \leq \sigma_{bzul}} \quad (10.15)$$

und aus Gl. (10.12) wird mit $l = D \cdot \pi \cdot n$ für $(a+d) \leq D/4$ und $M = F \cdot H$ der *Verdrehwinkel*

$$\boxed{\varphi^\circ = \frac{180^\circ}{\pi} \cdot \frac{M \cdot l}{E \cdot I} = \frac{180^\circ}{\pi} \cdot \frac{M \cdot l}{E \cdot (\pi/64) \cdot d^4} = \frac{180^\circ}{\pi} \cdot \frac{M \cdot D \cdot \pi \cdot n}{E \cdot (\pi/64) \cdot d^4}} \quad (10.16)$$

F	Federkraft; $F_1, F_2 \dots$ zugeordnet den Drehwinkeln $\varphi_1, \varphi_2 \dots$
H	Hebelarm senkrecht zur Federkraft (s. Bild 10-8a)
d	Drahdurchmesser; Werte aus TB 10-2
D	mittlerer Windungsdurchmesser aus $D = D_i + d = D_e - d$
E	Elastizitätsmodul aus TB 10-1
l	Drahlänge des Federkörpers aus $l = D \cdot \pi \cdot n$,
n	Anzahl der wirksamen (federnden) Windungen, $n \geq 2$
a	Abstand zwischen den wirksamen Windungen der unbelasteten Feder
σ_{bzul}	zulässige Biegespannung vorwiegend ruhender Beanspruchung nach TB 10-3
q	Spannungsbeiwert zur Berücksichtigung der ungleichmäßigen Spannungsverteilung infolge der Drahtkrümmung, abhängig von $w = D/d$ bzw. r/d nach TB 10-4

Bei Federn mit wenig Windungen und/oder langen nicht fest eingespannten Schenkeln muss die Schenkeldurchbiegung berücksichtigt werden. Der Drehwinkel φ vergrößert sich dann auf $\varphi' = \varphi + \beta$, mit β aus

$$\beta^\circ \approx 97,4^\circ \cdot \frac{F \cdot (4 \cdot H^2 - D^2)}{E \cdot d^4} \quad \text{tangentialer Schenkel}$$

$$\beta^\circ \approx 48,7^\circ \cdot \frac{F \cdot (2 \cdot H - D)^3}{E \cdot H \cdot d^4} \quad \text{abgebogener Schenkel}$$

F	H, D, d	E
N	mm	N/mm ²

10.3.4 Spiralfedern

Federwirkung, Verwendung

Spiralfedern werden meist aus kaltgewalzten Stahlbändern nach DIN EN 10132-4 hergestellt und nach einer Archimedischen Spirale, gekennzeichnet durch einen gleichen Windungsabstand a , gewunden. Der Windungssinn ist schließend. Alle Federn werden innen und außen eingespannt. Aufgrund ihrer Form ziehen sich jedoch im gespannten Zustand nicht alle Windungen gleichmäßig zusammen. Die einzelnen Windungen sollen sich auch bei arbeitender Feder nicht berühren, um Reibung zu vermeiden. Federwirkung und Beanspruchung sind ähnlich wie bei Drehfedern. Spiralfedern werden z. B. als Rückstellfedern in Messinstrumenten, eingesetzt.

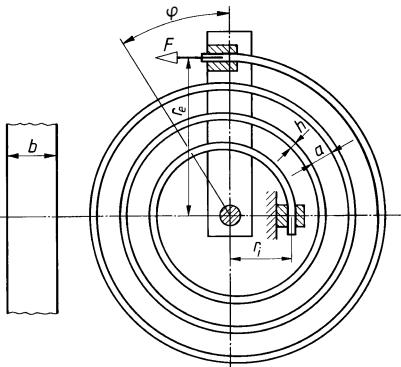


Bild 10-14
Spiralfeder

Berechnung

Ist in Einzelfällen die Berechnung einer Spiralfeder mit Rechteckquerschnitt notwendig, genügen vielfach nachfolgende Näherungsgleichungen. Bei Federn, deren Windungen sich nicht berühren und deren Enden eingespannt sind, wird mit dem Biegemoment (gleich Drehmoment) $M = F \cdot r_e$ die *Biegespannung* σ_i und der *Drehwinkel* φ

$$\sigma_i = \frac{M}{W} = \frac{6 \cdot F \cdot r_e}{b \cdot h^2} \leq \sigma_{b,zul} \quad (10.17)$$

$\sigma_{b,zul}$ -Werte nach **TB10-1**

$$\varphi^\circ = \frac{180^\circ}{\pi} \cdot \frac{M \cdot l}{E \cdot I} = \frac{180^\circ}{\pi} \cdot \frac{F \cdot r_e \cdot l}{E \cdot b \cdot h^3 / 12} = 2 \cdot \frac{180^\circ}{\pi} \cdot \frac{\sigma_i \cdot l}{h \cdot E} \quad (10.18)$$

Bei gleichem Windungsabstand a und der Windungszahl n im unbelasteten Zustand ist die *gestreckte Federlänge*

$$l = \frac{\pi \cdot (r_e^2 - r_i^2)}{h + a} = \pi \cdot n(r_e + r_i) \quad (10.19)$$

Bei konstruktiv bedingtem inneren Radius r_i wird der *äußere Radius des Federkörpers*

$$r_e = r_i + n \cdot (h + a) \quad (10.20)$$

Mit dem Federvolumen $V = b \cdot h \cdot l$ ist die aufzuspeichernde *maximale Federungsarbeit*

$$W = \frac{1}{6} \cdot \frac{V \cdot \sigma^2}{E} \quad \text{bzw.} \quad W_{\max} = \frac{1}{6} \cdot \frac{V \cdot \sigma_{b,zul}^2}{E} \quad (10.21)$$

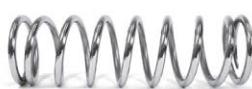
Wird die Spiralfeder so weit gespannt, dass sich ihre Windungen berühren, müssen die Abweichungen durch Versuche bestimmt werden.



INNOVATIVE FEDERTECHNOLOGIE

Individuell. Maßgeschneidert. Aus einer Hand.

Federführend!



Federanordnungen der Marke
SCHRAUBENTELLERFEDER®

FLACHDRAHTFEDERN

RUNDDRAHTFEDERN

MEHRDRAHTFEDERN

BERATUNG /// ENTWICKLUNG /// FERTIGUNG

roehrs.de



10.3.5 Tellerfedern

Federwirkung, Verwendung

Tellerfedern sind schalenförmige Biegefedorne (**Bild 10-15**). Günstige Federungseigenschaften bei guter Werkstoffausnutzung und ein hohes Arbeitsvermögen lassen sich bei Durchmesserverhältnissen $\delta = D_e/D_i = 1,7 \dots 2,5$ erreichen. Die Tellerfedern sind nach DIN 2093 genormt (mit Außendurchmesser von $D_e = 8 \text{ mm} \dots 250 \text{ mm}$). Dabei werden harte Federn der Reihe A, weiche Federn der Reihe B und besonders weiche Federn der Reihe C unterschieden. Jede Reihe wird entsprechend dem Herstellungsverfahren und der Bearbeitung wiederum in 3 Gruppen, unterteilt. Tellerfedern der Gruppe 1 ($t < 1,25 \text{ mm}$) und Gruppe 2 ($1,25 \leq t \leq 6 \text{ mm}$) werden kaltgeformt, der Gruppe 3 ($t > 6 \text{ mm}$) warmgeformt. Besonderheiten der Federn der Gruppe 3 sind Auflageflächen von ca. $D_e/150$ an den Stellen I und III sowie eine reduzierte Tellerdicke $t' \approx 0,94 \cdot t$ bei den Reihen A und B bzw. $t' \approx 0,96 \cdot t$ bei der Reihe C. Abmessungen der Tellerfedern s. **TB 10-6**.

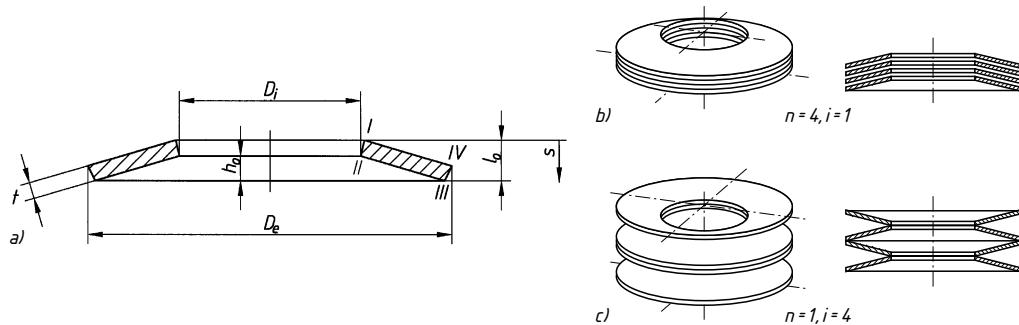


Bild 10-15 Tellerfeder

a) Einzelfeder im Schnitt, b) *Tellerfederpaket* aus vier Einzeltellern, c) *Tellerfedsäule* aus vier Federpaketen mit jeweils einer Einzelfeder

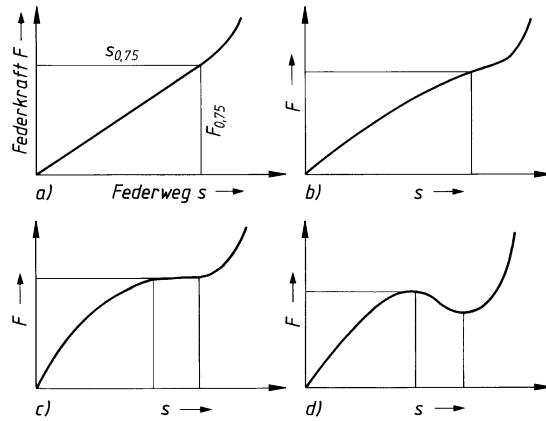
Die Federn werden aus Stahl nach DIN EN 10132-4 und DIN EN 10089 (z. B. 51CrV4, 52CrMoV4) hergestellt und nach der Wärmebehandlung vorgesetzt, d. h. über die elastische Werkstoffbeanspruchung hinaus belastet. Die dadurch erzeugten Eigenspannungen ermöglichen im späteren Einsatz höhere Beanspruchungen.

Da die Abstufung der genormten Federabmessungen und somit der Gebrauchseigenschaften verhältnismäßig grob ist, werden von den Herstellern zahlreiche Zwischengrößen mit gleichen oder auch abweichenden D_e , D_i , t bzw. l_0 angeboten.

Das Verhältnis D_e/t entscheidet zusammen mit h_0 und t über die Belastbarkeit der Feder. h_0 muss um so kleiner sein, je größer t ist, damit selbst bei flachgedrückter Feder die zulässige Werkstoffbeanspruchung und ein zulässiges Nachsetzen nicht überschritten werden. I. Allg. gelten bei kleineren (größeren) Werten für δ jeweils auch die kleineren (größeren) Werte von D_e/t und h_0/t . Bei gegebenem δ wird durch das Verhältnis h_0/t der Kennlinienverlauf des Einzeltellers im Einfederungsbereich bis zur Planlage $s_c \equiv h_0$ bei F_c bestimmt, wie **Bild 10-16** schematisch zeigt.

Kurz vor der Planlage des Einzeltellers steigt die Kennlinie stark progressiv an, da die Auflage nicht mehr an den äußeren Punkten stattfindet, sondern sich nach innen verschiebt (der Hebelarm wird kürzer). Deshalb sollte die maximale Verformung $s = 0,75 \cdot h_0$ nicht überschritten werden.

Kombinationsmöglichkeiten von Einzeltellerfedern: Vielfach reichen einzelne Federelemente nicht aus, um den an Federweg und Federkraft gestellten Anforderungen zu genügen. Deshalb werden Tellerfedern zu *Federpaketen* ($n > 1$) oder zu *Federsäulen* ($i > 1$) zusammengesetzt (**Bild 10-17**).

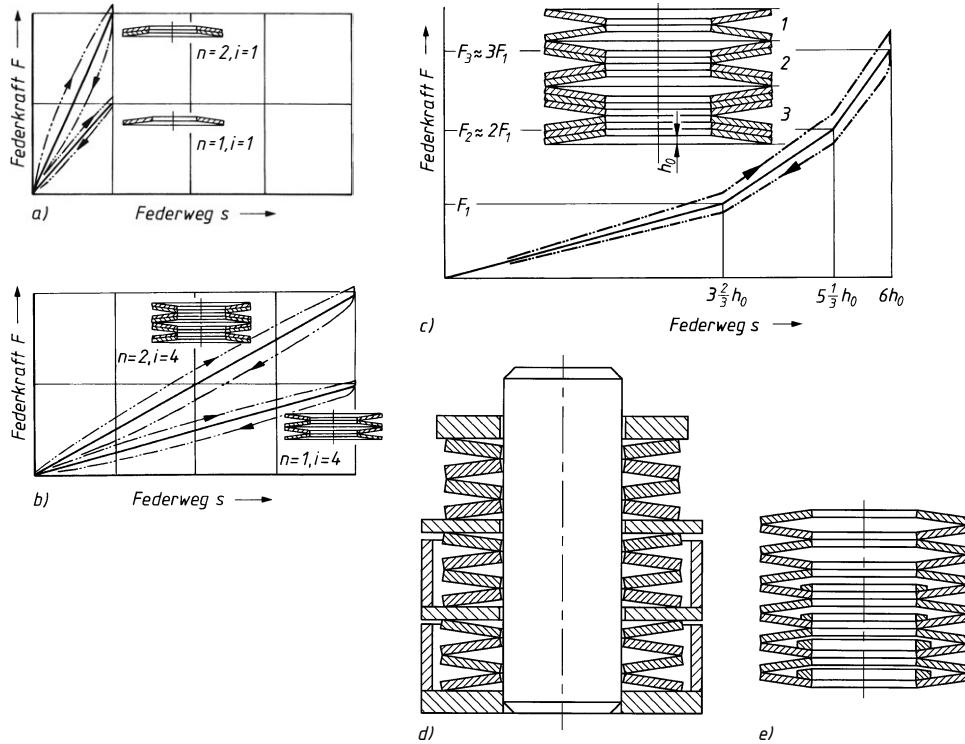
**Bild 10-16**

Kennlinien von Tellerfedern

- bei $h_0/t \leq 0,4$ nahezu linearer Verlauf bis $s_{0,75} \approx 0,75 \cdot h_0$
- bei größeren h_0/t zunehmend degressiver Verlauf
- bei $h_0/t = 1,4$ oberer Kennlinienteil nahezu waagerecht verlaufend, d. h. $F = \text{konstant}$ bei zunehmendem s ,
- bei $h_0/t > 1,4$ nach Erreichen eines Kraftmaximums Kraftabfall mit zunehmendem s

Federpakete bestehen üblicherweise aus $n = 2 \dots 3(4)$ gleichsinnig geschichteten Einzeltellern, Federsäulen aus $i < 30$ wechselseitig aneinander gereihten Einzeltellern oder $i < 20$ Federpaketen. Ebenso lässt sich durch wechselseitiges Aneinanderreihen von gleichdicken Tellerfedern zu Federpaketen mit zunehmender Zahl von Einzeltellern bzw. gleicher Zahl von Einzeltellern unterschiedlicher Dicke theoretisch eine progressiv geknickte Kennlinie erreichen (**Bild 10-17c**).

10

**Bild 10-17** Kombinationen von Tellerfedern (Reihe A mit annähernd linearer Kennlinie) unter Berücksichtigung der Reibung (Strich-Zweipunkt-Linien, schematisch)

- Einzelteller und Federpaket ($n = 2$), b) Federsäulen (für $i = 4$ mit $n = 1$ und $n = 2$), c) Federsäule aus Federpaketen mit zunehmender Tellerzahl gleicher Dicke, d) und e) Beispiele für eine Hubbegrenzung durch sich schließende „Töpfe“ (d) bzw. Verwendung von unterschiedlich dicken Zwischenringen (e, nach und nach verringerte sich die Anzahl der mitfedernden Teller).

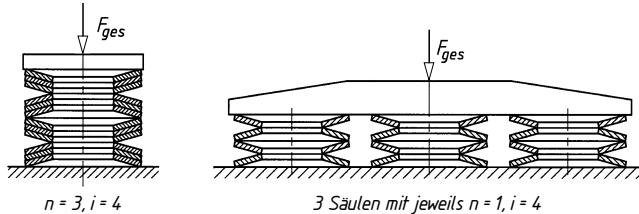


Bild 10-18 Auflösung einer Federsäule in Teilsäulen (sinnbildliche Darstellung nach DIN ISO 2162)

Dabei muss jedoch bei den Säulenteilen 1 und 2 die Zulässigkeit der Spannung der Federn berücksichtigt und durch konstruktive Maßnahmen (Hubbegrenzung durch Zwischenringe oder durch Anschlag) ein Überschreiten von $s_{0,75}$ verhindert werden, s. **Bild 10-17d** und **e**.

Bei Platzmangel in Richtung des Federwegs kann man durch Auflösung einer Federsäule die gleichen Kraft-Weg-Verhältnisse erzielen, wenn statt einer Säule aus i Paketen zu je n Einzelteilen auch n Säulen zu je i Einzelteilen verwendet werden (**Bild 10-18**).

Je größer die Länge einer Federsäule ist, desto größer wird mit zunehmender Lastwechselzahl die Neigung zum seitlichen Verschieben von Einzelteilen. Dadurch entsteht erhebliche Reibung und es treten nicht kalkulierbare Beanspruchungen auf. Die Anzahl der Federn sollte deshalb gering gehalten und dafür ein größtmöglicher Außendurchmesser D_e gewählt werden. Außerdem sollten wegen des stabilen Stands und wegen günstiger Krafteinleitung bei gerader Paketanzahl i vorzugsweise die Endteller mit dem Außendurchmesser D_e und bei ungerader Paketanzahl i die Endfeder am bewegten Ende mit dem Außendurchmesser D_e an den Endplatten anliegen. (s. **Bild 10-19b**).

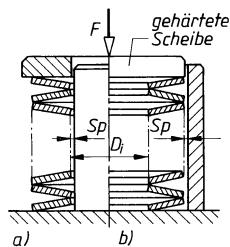


Bild 10-19

Einbau von Federsäulen

- a) Inneneinführung durch Bolzen; allgemein dargestellt für anzustrebende gerade Tellerzahl
- b) Außenführung durch Hülse; allgemein dargestellt für ungerade Tellerzahl

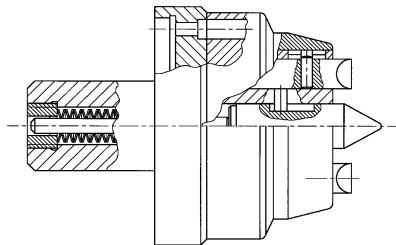
Zu Säulen angeordnete Tellerfedern müssen geführt und bei schwingender Belastung vorgespannt eingebaut werden, um ein seitliches Verrutschen der Teller unter Krafteinwirkung zu verhindern. Meist wird die Führung am Innendurchmesser D_i durch Bolzen erfolgen (Innenführung), aber gleichwertig ist auch eine Führung mit dem Außendurchmesser D_e in einer Hülse möglich (Außenführung). Führungsbolzen und Auflageflächen sollen oberflächengehärtet (55 bis 60 HRC) und müssen glatt, möglichst geschliffen sein.

Um eine einwandfreie Führung zu gewährleisten, ist ein ausreichendes Spiel zwischen Bolzen und Innendurchmesser D_i bzw. zwischen Hülse und Außendurchmesser D_e vorzusehen. Nach DIN 2093 werden folgende Werte empfohlen:

D_i bzw. D_e	Spiel	D_i bzw. D_e	Spiel
$\leq 16 \text{ mm}$	$\approx 0,2 \text{ mm}$	$> 31,5 \dots 50 \text{ mm}$	$\approx 0,6 \text{ mm}$
$> 16 \dots 20 \text{ mm}$	$\approx 0,3 \text{ mm}$	$> 50 \dots 80 \text{ mm}$	$\approx 0,8 \text{ mm}$
$> 20 \dots 26 \text{ mm}$	$\approx 0,4 \text{ mm}$	$> 80 \dots 140 \text{ mm}$	$\approx 1,0 \text{ mm}$
$> 26 \dots 31,5 \text{ mm}$	$\approx 0,5 \text{ mm}$	$> 140 \dots 250 \text{ mm}$	$\approx 1,6 \text{ mm}$

Tellerfedern ergeben eine wesentlich günstigere Raumausnutzung als andere Federarten. Sie eignen sich besonders für Konstruktionen, die große Federkräfte bei kleinen Federwegen ver-

langen. Wegen ihrer vielseitigen Eigenschaften und der Kombinationsmöglichkeiten von Einzeltellern werden verschiedenste Wirkungen erzielt. Ihre vielfältigen Anwendungen z. B. im Werkzeug- und Vorrichtungsbau, bei Pressen, im Maschinen- und Apparatebau, Kran- und Brückenbau verdeutlichen diesen Tatbestand. Ein Einbaubeispiel zeigt **Bild 10-20**.

**Bild 10-20**

Einbaubeispiel: stirnseitiger, unter annähernd gleicher Federkraft stehender Mitnehmer für schnellen Werkstückwechsel beim Drehen

Berechnung

Federgeometrie: Die Berechnung der Tellerfedern ist nach DIN 2092 genormt. Für Einzelteller werden die zulässigen Federkräfte bei entsprechenden Federwegen in DIN 2093 (**TB 10-6**) bzw. vom Hersteller angegeben. Für Federnkombinationen ergeben sich bei Vernachlässigung der Reibung mit den Werten F und s für die Einzelteller und n der Anzahl der gleichsinnig pro Federpaket geschichteten Einzelteller für ein Federpaket bzw. die gesamte Federsäule jeweils die Gesamtfederkraft

$$F_{\text{ges}} = n \cdot F \quad (10.22)$$

zusätzlich für das *Federpaket* aus n gleichsinnig geschichteten Einzeltellern

Gesamtfederweg	$s_{\text{ges}} = s$	(10.23)
Pakethöhe unbelastet	$L_0 = l_0 + (n - 1) \cdot t$	
Pakethöhe belastet	$L = L_0 - s_{\text{ges}}$	

bzw. für die *Federsäule* aus i wechselseitig aneinander gereihten Federpaketen aus je n Einzeltellern

Gesamtfederweg	$s_{\text{ges}} = i \cdot s$	(10.24)
Säulenlänge unbelastet	$L_0 = i \cdot [l_0 + (n - 1) \cdot t] = i \cdot (h_0 + n \cdot t)$	
Säulenlänge belastet	$L = L_0 - s_{\text{ges}} = i \cdot [l_0 + (n - 1) \cdot t] - i \cdot s$ $= i \cdot (h_0 + n \cdot t - s)$	

s Federweg je Einzelteller bzw. Paket

F Federkraft je Einzelteller

l_0 Bauhöhe der unbelasteten Tellerfeder, s. **TB 10-6**

t Dicke der Tellerfeder, s. **TB 10-6**

$h_0 = l_0 - t$ lichte Höhe der Tellerfeder, s. **TB 10-6**

Federkraft: Für Einzelteller ergeben sich in Anlehnung an DIN 2092 entsprechend einer Näherungsgleichung von Almen-László mit D_e , h_0 , t aus **TB 10-6** die *rechnerische Federkraft für den Federweg* s

$$F = \frac{4 \cdot E}{1 - \mu^2} \cdot \frac{t^4}{K_1 \cdot D_e^2} \cdot K_4^2 \cdot \frac{s}{t} \cdot \left[K_4^2 \cdot \left(\frac{h_0}{t} - \frac{s}{t} \right) \cdot \left(\frac{h_0}{t} - \frac{s}{2 \cdot i} \right) + 1 \right] \quad (10.25)$$

F, F_c	E	D_e, s, t, h_0	μ, K
N	N/mm ²	mm	1

E	Elastizitätsmodul; für Federstahl $E = 206 \cdot 10^3 \text{ N/mm}^2$ bei Raumtemperatur
μ	Poissonzahl aus $\mu = \varepsilon_q / \varepsilon$; für Federstahl $\mu \approx 0,3$
D_e	Außendurchmesser des Federtellers
h_0	Federweg bis zur Planlage (h'_0 für Federn der Gruppe 3), Werte aus TB 10-6
t	Dicke des Einzeltellers (t' für Federn der Gruppe 3), Werte aus TB 10-6
s	Federweg des Einzeltellers
K_1	Kennwert aus TB 10-8a
K_4	Kennwert; $K_4 = 1$ für Federn ohne Auflageflächen (Gruppe 1 und 2), für Federn mit Auflageflächen (Gruppe 3) wird

$$K_4 = \sqrt{-0,5 \cdot c_1 + \sqrt{(0,5 \cdot c_1)^2 + c_2}} \quad \text{mit}$$

$$c_1 = \frac{(t'/t)^2}{(0,25 \cdot l_0/t - t'/t + 0,75) \cdot (0,625 \cdot l_0/t - t'/t + 0,375)}$$

$$c_2 = [0,156 \cdot (l_0/t - 1)^2 + 1] \cdot \frac{c_1}{(t'/t)^3}$$

Federkraft bei Planlage: Aus Gl. (10.24) wird mit $s = s_c \equiv h_0$ die *theoretische Federkraft im plattgedrückten Zustand*

$$F_c = \frac{4 \cdot E}{1 - \mu^2} \cdot \frac{h_0 \cdot t^3}{K_1 \cdot D_e^2} \cdot K_4^2 \quad (10.26)$$

Mit Gl. (10.26) können auch für wirksame Federkräfte $F_1, F_2 \dots$ zugeordnete Federwege $s_1, s_2 \dots$ aus dem Verhältnis F/F_c angenehmt aus dem Verlauf der *bezogenen rechnerischen Kennlinie* der Tellerfedern, Reihe A, B, C nach DIN 2093 aus **TB 10-8c** ermittelt werden.

Federrate R: Die Kennlinie der Tellerfeder ist degressiv. Der Verlauf wird durch das Verhältnis h_0/t bestimmt. Die rechnerische Federrate $R = dF/ds$ nimmt mit zunehmender Einfederung ab, s. **Bild 10-14**. Unter der Voraussetzung einer ungehinderten Verformung kann für den Federweg s die *Federrate R* ermittelt werden aus

$$R = \frac{4 \cdot E}{1 - \mu^2} \cdot \frac{t^3}{K_1 \cdot D_e^2} \cdot K_4^2 \cdot \left(K_4^2 \cdot \left[\left(\frac{h_0}{t} \right)^2 - 3 \cdot \frac{h_0}{t} \cdot \frac{s}{t} + \frac{3}{2} \cdot \left(\frac{s}{t} \right)^2 \right] + 1 \right) \quad (10.27)$$

Federungsarbeit W: Sie ist abhängig vom jeweiligen Einfederungsgrad und lässt sich für die ungehinderte (reibungsfreie) Einfederung s ermitteln aus

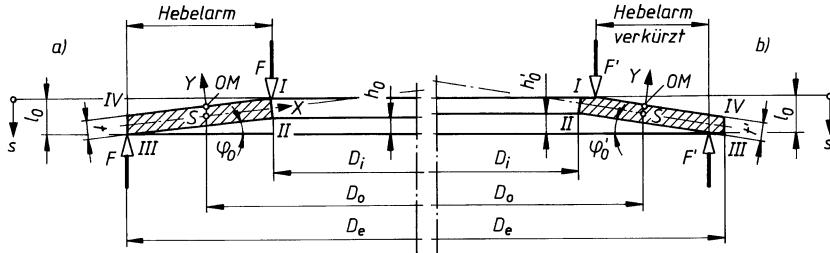
$$W = \frac{2 \cdot E}{1 - \mu^2} \cdot \frac{t^5}{K_1 \cdot D_e^2} \cdot K_4^2 \cdot \left(\frac{s}{t} \right)^2 \cdot \left[K_4^2 \cdot \left(\frac{h_0}{t} - \frac{s}{2 \cdot t} \right)^2 + 1 \right] \quad (10.28)$$

Erläuterungen zu den Gln. (10.26) bis (10.28) s. unter Gl. (10.25).

Tragfähigkeitsnachweis:

Rechnerische Lastspannungen σ : Im Gegensatz zur reinen Biegefeder gibt es im Querschnitt der Tellerfeder keine neutrale Faser, sondern nur einen neutralen Punkt S . Nach Almen-László wird das Verformungsverhalten als eine eindimensionale Stulpung um S angesehen; der Durchmesser des Stülpmittelkreises ist $D_O = (D_e - D_i)/\ln \delta$ (vgl. **Bild 10-21**).

Die errechneten Lastspannungen in Tellerumfangsrichtung sind nur Orientierungswerte, d. h. Nominalspannungen, die wegen der Vernachlässigung der durch die Herstellung bedingten Eigenspannungen und Fertigungstoleranzen nicht mit den wirklichen Spannungen übereinstimmen. Für die Beurteilung der Tellerfedern sind die Spannung σ_{OM} an der oberen Mantelfläche

**Bild 10-21** Ausführung von Tellerfedern

- a) nach DIN 2093 Gruppe 1 und 2 ohne Auflageflächen, Tellerdicke t , Aufstellwinkel φ_0
 b) nach DIN 2093 Gruppe 3 mit Auflageflächen und reduzierter Tellerdicke t' , $\varphi'_0 > \varphi_0$

sowie die Spannungen $\sigma_I \dots \sigma_{IV}$ an den Stellen I ... IV maßgebend:

$$\sigma_{OM} = -\frac{4 \cdot E}{1 - \mu^2} \cdot \frac{t^2}{K_1 \cdot D_e^2} \cdot K_4 \cdot \frac{s}{t} \cdot \frac{3}{\pi} \quad (10.29)$$

$$\begin{aligned} \sigma_{I, II} &= -\frac{4 \cdot E}{1 - \mu^2} \cdot \frac{t^2}{K_1 \cdot D_e^2} \cdot K_4 \cdot \frac{s}{t} \cdot \left[K_4 \cdot K_2 \cdot \left(\frac{h_0}{t} - \frac{s}{2 \cdot t} \right) \pm K_3 \right] \\ &\quad + K_3 \text{ für die Stelle I; } -K_3 \text{ für die Stelle II} \\ \sigma_{III, IV} &= -\frac{4 \cdot E}{1 - \mu^2} \cdot \frac{t^2}{K_1 \cdot D_e^2} \cdot K_4 \cdot \frac{s}{t} \cdot \frac{1}{\delta} \cdot \left[K_4 \cdot (K_2 - 2 \cdot K_3) \cdot \left(\frac{h_0}{t} - \frac{s}{2 \cdot t} \right) \mp K_3 \right] \\ &\quad - K_3 \text{ für die Stelle III; } + K_3 \text{ für die Stelle IV} \end{aligned} \quad (10.30)$$

$E, \mu, t, h_0, s, \delta, D_e$ siehe zu Gl. (10.24)

$K_1 \dots K_3$ Kennwerte aus **TB 10-8a, b**

K_4 Kennwert; für Tellerfedern *ohne* Auflagefläche wird $K_4 = 1$, mit Auflagefläche K_4 aus Gl. (10.25)

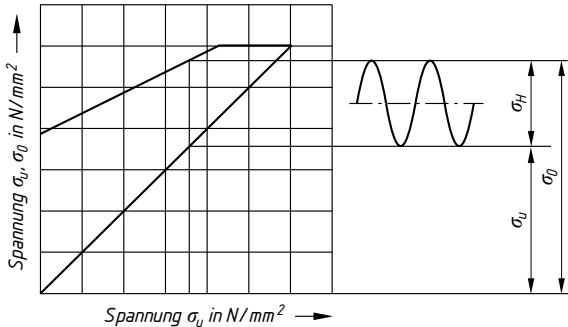
10

Hinweis: Positive Spannungen sind Zugspannungen, negative Spannungen sind Druckspannungen. Setzt man in Gl. (10.30) für $s = h_0 \cong s_c$, so erhält man die Spannung σ_c für die Planlage. Mit dem Verhältnis σ/σ_c können die Spannungen σ für jeden Federweg $0 < s \leq h_0$ nach **TB 10-8d** für die Stellen I ... IV und OM bestimmt werden.

Ruhende Beanspruchung, d. h. $N < 10^4$ Lastspiele: Für Werkstoffe nach DIN EN 10089 und DIN EN 10132-4 soll die rechnerische Spannung an der oberen Mantelfläche $\sigma_{OM} \leq R_e = 1400 \dots 1600 \text{ N/mm}^2$ betragen. Bei höheren Spannungen kann zusätzliches Nachsetzen eintreten. Eine Nachprüfung erübrigt sich bei Einhaltung des Federweges $s \leq s_{0,75}$. Die maximal zulässige Blockspannung $\sigma_{IC} = -2600 \text{ N/mm}^2$ für $\delta = 1,5$, $\sigma_{IC} = -3400 \text{ N/mm}^2$ für $\delta = 2$ und $\sigma_{IC} = -3600 \text{ N/mm}^2$ für $\delta = 2,5$ darf jedoch nicht überschritten werden.

Schwingende Beanspruchung, d. h. praktisch unbegrenzte Lebensdauer bei $N \geq 2 \cdot 10^6$ Lastspielen oder begrenzte Lebensdauer bei $10^4 \leq N < 2 \cdot 10^6$ Lastspielen: Sie liegt vor, wenn die Einfederung dauernd zwischen einem Vorspannweg s_1 und einem Federweg s_2 wechselt. Maßgebend sind die rechnerischen Zugspannungen an der Tellerunterseite, da Brüche stets von den Stellen II oder III ausgehen. Um dem Auftreten von Anrisse an der Querschnittsstelle I (infolge von Zugeigenspannungen aus dem Setzvorgang) vorzubeugen, sind die Federn mit genügend hoher Vorspannung einzubauen. Anzustreben ist erfahrungsgemäß mindestens $\sigma_1 \cong \sigma_1 \approx -600 \text{ N/mm}^2$, was einem Vorspannfederweg $s_1 \approx (0,15 \dots 0,2) \cdot h_0$ entspricht. Um festzustellen, ob eine Tellerfeder im dauerfesten Bereich ($N \geq 2 \cdot 10^6$ Lastspiele) arbeitet, kann die Hubspannung $\sigma_h = \sigma_2 - \sigma_1$ zwischen dem Federweg s_2 bei F_2 und dem Vorspannfe-

derweg s_1 bei F_1 nach Gl. (10.30) errechnet werden. Aus den Dauer- und Zeitfestigkeitsschaubildern wird entsprechend der Lastspielzahl N je nach Tellerdicke t für $\sigma_1 = \sigma_u$ die zugehörige Oberspannung der Dauerschwingfestigkeit σ_0 ermittelt (s. **Bild 10-22**). Der Einzelteller ist für N Lastspiele dauerfest, wenn sich $\sigma_0 > \sigma_2 \geq \sigma_o$ oder die Dauerhubfestigkeit $\sigma_H = \sigma_0 - \sigma_u > \sigma_h$ ergibt. Bei begrenzter Lebensdauer ($N < 2 \cdot 10^6$ Lastspiele) kann aus **TB 10-9d** für die Wöhlerlinie mit t die ertragbare bzw. zulässige Lastspielzahl N geschätzt werden.

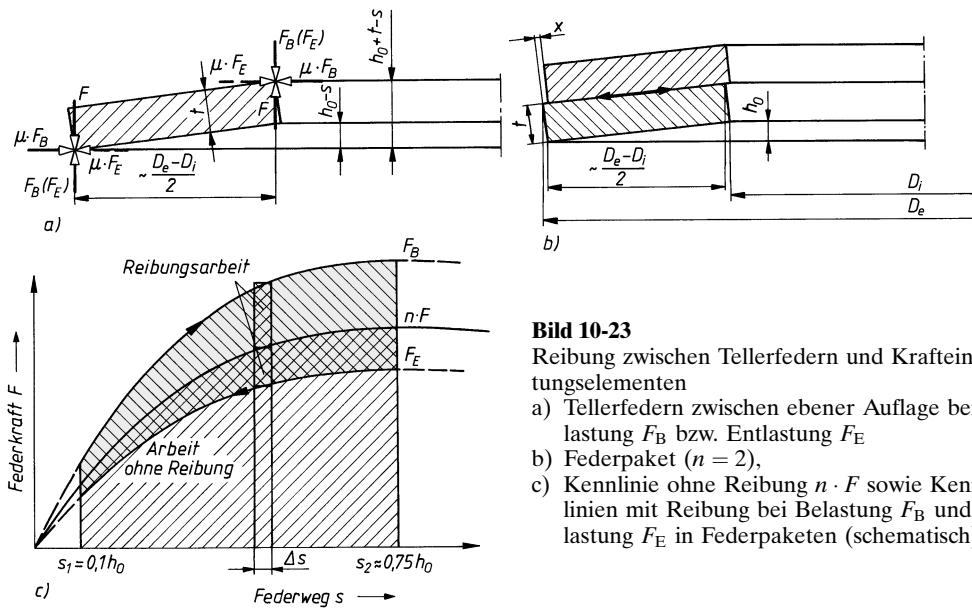
**Bild 10-22**

Bestimmung der Oberspannung σ_0 bzw. Hubfestigkeit σ_H

10

Hinweis: Die Dauer- und Zeitfestigkeitswerte nach **TB 10-9** gelten nur bei annähernd sinusförmiger Belastung für $i \leq 10$ und sorgfältiger Führung und Schmierung der Federn. Ungünstigere Bedingungen und besonders schlagartige Belastungen vermindern die Lebensdauer. Die Werte dürfen nur unter Berücksichtigung entsprechender Sicherheiten verwendet werden. Hinweise zum Rechnungsgang s. Berechnungsbeispiele 10.2 und 10.3 im Abschnitt 10.4.

Reibungseinfluss: In Gl. (10.24) ist der aus der Reibung entstehende Kraftanteil nicht berücksichtigt. Je nach Kombination der Einzeltellerfedern tritt jedoch bei Ein- und Ausfederung Reibung auf. Deren Größe hängt von der Anzahl der Federn/Paket bzw. Federpakete/Säule, von der Oberflächenbeschaffenheit an den Kontaktstellen der Federn und von der Schmierung ab und ist rechnerisch nur in grober Annäherung erfassbar. Die Reibung bewirkt bei Belastung eine Vergrößerung und bei Entlastung eine Verringerung der errechneten Federkräfte. Die Kennlinie für die Be- und Entlastung weicht umso mehr voneinander ab, je größer die Reibung

**Bild 10-23**

Reibung zwischen Tellerfedern und Krafteinleitungslementen

- a) Tellerfedern zwischen ebener Auflage bei Belastung F_B bzw. Entlastung F_E
- b) Federpaket ($n = 2$),
- c) Kennlinie ohne Reibung $n \cdot F$ sowie Kennlinien mit Reibung bei Belastung F_B und Entlastung F_E in Federpaketen (schematisch)

ist (vgl. **Bild 10-17**). Nach **Bild 10-23** wirkt das Reibungsmoment durch die Reibkraft $\mu \cdot F_B$ bei der Einfederung dem Belastungsmoment entgegen und erhöht somit die erforderliche Einfederungskraft (bei der Ausfederung umgekehrt).

Für ein Federpaket aus n Federn treten neben der Eckenreibung an den Lasteinleitungsrändern (Faktor w_R) auch an den Mantelflächen (Faktor w_M) Reibungskräfte auf, die bei der Einfederung eine Krafterhöhung und bei der Ausfederung eine Kraftverminderung zur Folge haben. Bei der **Federsäule** besteht die Neigung zu evtl. Querverschiebungen der Pakete, was zu hohen Abstützkräften am Führungsdorn (-Hülse) führt. Die Folgen sind hohe Reibungsverluste. Dies ist mathematisch nicht exakt erfassbar, deshalb soll hier allein die Mantelreibung in den Paketen berücksichtigt werden.

Unter Berücksichtigung der Reibung können die Federkräfte ermittelt werden aus:

$$\text{für ein Federpaket } (s_{\text{ges}} = s): \quad F_{\text{gesR}} \approx F \cdot \frac{n}{1 \mp w_M \cdot (n - 1) \mp w_R}$$

$$\text{für Federsäulen } (s_{\text{ges}} = i \cdot s): \quad F_{\text{gesR}} \approx F \cdot \frac{n}{1 \mp w_M \cdot (n - 1)}$$

(-) Belastung, (+) Entlastung

(10.31)

F rechnerische Federkraft nach Gl. (10.24)

n Telleranzahl je Federpaket

w_M, w_R Reibungsfaktoren für **Mantel-** und **Randreibung** nach **TB 10-7**, geschätzt entsprechend der jeweiligen Schmierungsart

10

Hinweis: In Gl. (10.31) wird beim *Federpaket* für $n = 1$ das Reibungsverhalten der Einzelfeder wiedergegeben.

10.4 Torsionsbeanspruchte Federn aus Metall

10.4.1 Drehstabfedern

Federwirkung, Verwendung

Drehstabfedern sind wegen der leichteren Bearbeitung mit optimaler Oberflächenqualität (schälen, schleifen, polieren) und der besten Werkstoffausnutzung meist Rundstäbe aus warmgewalztem, vergütbarem Stahl nach DIN EN 10089, vorteilhaft aus 51CrV4, die vorwiegend auf Verdrehung beansprucht werden. Zu diesem Zweck sind sie an einem Ende fest und am anderen drehbar gelagert. Der Schaft mit dem Durchmesser d und der federnden Länge l_f kann dann durch ein in Richtung seiner Achse wirkendes Moment T elastisch verdrillt werden. Für die Einleitung des Druckmoments T werden angestauchte Stabenden (Köpfe) meist mit Kerbverzahnung (DIN 5481, **TB 12-4**), aber auch mit Vier- oder Sechskant versehen. Eine optimale Werkstoffausnutzung kann nur dann erreicht werden, wenn die Köpfe mit einem Kopfkreisdurchmesser d_a für den Fußkreisdurchmesser d_f des Profils und einem Übergang zum zylindrischen Teil des Schaftes l_z mit ausreichend großem Hohlkehlenradius r so dimensioniert werden, dass alle Stabbereiche gleiche Lebensdauer aufweisen (**Bild 10-24a**). Dies ist zu erwarten, wenn für $d_f/d \geq 1,3$ die Kopflänge $0,5 \cdot d_f < l_k < 1,5 \cdot d_f$ und die Hohlkehlenlänge $l_h = 0,5 \cdot (d_f - d) \cdot \sqrt{4 \cdot r/(d_f - d) - 1}$ beträgt. Bei der freien Schaftlänge l gilt für die federnde Länge $l_f = l - 2(l_h - l_e)$, für die Ersatzlänge $l_e = v \cdot l_h$, wenn v abhängig von r/d und d_f/d aus **TB 10-10a** abgelesen wird. Im Anschluss an die Bearbeitung werden die Federn nach dem Vergrünen zur Steigerung der Dauerfestigkeit kugelgestrahlt und, falls erforderlich, vorgesetzt. Solche Federn dürfen nur in Vorsetzrichtung beansprucht werden (Kennzeichnung an den Kopfstirnflächen). Die T/φ -Kennlinie ist eine Gerade (**Bild 10-24b**).

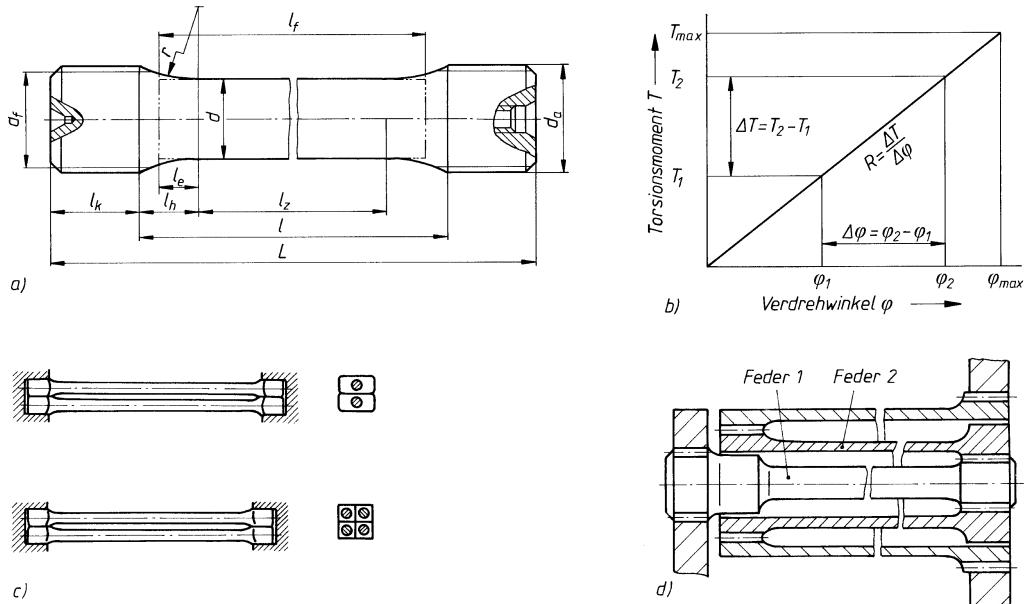


Bild 10-24 a) Drehstabfeder mit kerbverzahnten Köpfen für die zylindrische Teillänge l_z , b) Federkennlinie der Einzelfeder, c) Parallelschaltung aus 2 bzw. 4 Rundstäben, d) Reihenschaltung; Drehstab-Drehrohr (Feder 1 u. 2)

Ist der Einbauraum zu kurz, kann durch Verwendung mehrerer symmetrisch zur Drehachse angeordneter Einzelstäbe mit rechteckigen bzw. quadratischen Köpfen Abhilfe geschaffen werden. Auch gebündelte Rechteckfedern können trotz schlechterer Werkstoffausnutzung verwendet werden. Die Kennlinie eines Stabbündels ist nicht linear.

Drehstabfedern werden u. a. in Drehkraftmessern, in nachgiebigen Kupplungen und im Fahrzeugbau zur Fahrgestell- bzw. Achsfederung verwendet. Sie werden sowohl als Einzelfedern als auch in Kombination mehrerer Stäbe in Parallel- oder Reihenschaltung eingesetzt.

Berechnung

Die Berechnung erfolgt in Anlehnung an DIN EN 13906-1, 2. Mit dem polaren Widerstandsmoment $W_p = (\pi/16) \cdot d^3$ gilt für die Schubspannung (Verdrehspannung an der Schaftoberfläche)

$$\tau_t = \frac{T}{W_p} = \frac{T}{(\pi/16) \cdot d^3} \leq \tau_{t \text{ zul}} \quad (10.32)$$

T maximal zu übertragendes Drehmoment

$\tau_{t \text{ zul}}$ zulässige statische Schubspannung. Für die erforderliche Vergütungsfestigkeit $1600 \text{ N/mm}^2 < R_m < 1800 \text{ N/mm}^2$ gilt bei nicht vorgesetzten Stäben $\tau_{t \text{ zul}} = 700 \text{ N/mm}^2$, bei vorgesetzten Stäben $\tau_{t \text{ zul}} = 1020 \text{ N/mm}^2$. Für dynamische Beanspruchung ist die Dauerhubfestigkeit τ_H maßgebend, siehe **TB 10-10b**.

Durch das Verdrillen des Stabs wird an seiner Oberfläche ein Gleiten (Schiebung) $\gamma = \tau_t/G = T/(W_p \cdot G) = T \cdot d/(2 \cdot I_p \cdot G)$ hervorgerufen (Schubmodul bzw. Gleitmodul G in N/mm^2 nach **TB 10-1**). Mit dem polaren Flächenmoment 2. Grades $I_p = (\pi/32) \cdot d^4$ ergibt sich aus dem Verdrehwinkel im Bogenmaß $\varphi = T \cdot l_f/(G \cdot I_p)$:

der *Verdrehwinkel* in Grad

$$\varphi^\circ = (180^\circ/\pi) \cdot \varphi = \frac{(180^\circ/\pi) \cdot T \cdot l_f}{(\pi/32) \cdot d^4 \cdot G} = \frac{360^\circ \cdot \tau_t \cdot l_f}{\pi \cdot G \cdot R_\varphi} \quad (10.33)$$

die *Federrate* allgemein nach **Bild 10-24b**

$$R_\varphi = \frac{T}{\varphi^\circ} = \frac{I_p \cdot G}{(180^\circ/\pi) \cdot l_f} = \frac{(\pi/32) \cdot d^4 \cdot G}{(180^\circ/\pi) \cdot l_f} \quad (10.34)$$

die *Flächenpressung* näherungsweise bei Annahme einer über die Kopflänge konstanten und über den Querschnitt linearen Spannungsverteilung für

verzahnte Köpfe	$p \approx \frac{12 \cdot d_a \cdot T}{z \cdot l_k \cdot (d_a^5 - d_f^3)} \leq p_{zul}$	(10.35)
Sechskantköpfe	$p \approx \frac{6 \cdot T}{l_k \cdot d_f^2} \leq p_{zul}$	
Vierkantköpfe	$p \approx \frac{3 \cdot T}{l_k \cdot d_f^2} \leq p_{zul}$	

z Zähnezahl (s. **TB 12-4**)

p_{zul} zulässige Flächenpressung nach **TB 12-1b**.

sonstige Formelzeichen nach **Bild 10-24a**.

Hinweis: Wird eine Drehstabfeder elastisch verformt und die aufgezwungene Form über längere Zeit konstant gehalten, tritt bei konstantem Drehwinkel ein Drehmomentverlust (Relaxation) bzw. bei konstantem Drehmoment eine Drehwinkelvergrößerung (Kriechen) auf.

10

10.4.2 Zylindrische Schraubenfedern mit Kreisquerschnitt

Federwirkung, Verwendung

Die meist aus Runddrähten oder Rundstäben gefertigten zylindrischen Schraubenfedern können als um eine Achse schraubenlinienförmig gewundene Drehstabfedern aufgefasst werden. Sie sind die am häufigsten eingesetzten Federn und werden vornehmlich als Druck- oder als Zugfedern verwendet (gute Werkstoffausnutzung).

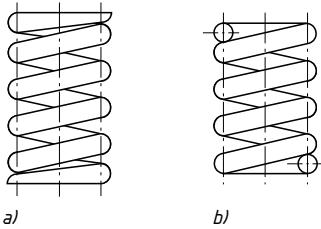
Ausführung

Druckfedern: Grundlegend werden *kalt-* und *warmgeformte* Federn unterschieden, bis $d = 16$ mm Drahtdurchmesser werden die Federn meist kalt geformt.

Für *kaltgeformte Druckfedern* sind nach DIN EN 15800 Gütekriterien für Drahtdurchmesser $d \leq 16$ mm, Windungsdurchmesser $D \leq 20$ mm und Wickelverhältnisse $w = D/d = 4 \dots 20$ festgelegt. Für *warmgeformte Druckfedern* gelten nach DIN 2096, T1 Gütekriterien für $d = 8 \dots 60$ mm, Außendurchmesser $D_e \leq 460$ mm und $w = 3 \dots 12$.

Kaltgeformte Federn werden meist aus patentiert-gezogenem unlegiertem Federdraht nach DIN EN 10270-1 in den Drahtsorten *SL, SM, DM, SH, DH*, sowie aus vergütetem Federdraht nach DIN EN 10270-2 in den Sorten *FD, TD, VD* (unlegiert und CrV- bzw. SiCr-legiert) hergestellt. Hinweise zur Auswahl der Drahtsorten ergeben sich aus TB 10-2. Zur wesentlichen Verbesserung der Dauerfestigkeitseigenschaften können fertige Federn kugelgestrahlt werden, wodurch deren Lebensdauer stärker erhöht wird als durch Wahl einer besseren Drahtsorte oder einer geeigneten Vergütung. Oberflächenschutz ist für solche Federn besonders zu beachten. Üblicherweise werden Federn geölt oder gefettet geliefert. Andere Schutzverfahren sind mit dem Hersteller zu vereinbaren. Für die Ausführung, Toleranzen und Prüfung kaltgeformter Federn sind die Richtlinien nach DIN EN 15800, für warmgeformte die nach DIN 2096 maßgebend.

Die Federn werden in der Regel rechtssteigend ausgeführt. Zur einwandfreien Überleitung der Federkraft auf die Anschlussteile wird bei kaltgeformten Schraubendruckfedern die Steigung an je einer auslaufenden Windung vermindert, damit das auslaufende Ende den vollen Querschnitt der folgenden Windung berührt (**Bild 10-25**). Um bei jeder Federstellung das möglichst axiale

**Bild 10-25**

- a) Unbelastete Schraubendruckfeder mit angelegten Federenden geschliffen
b) angelegtes, unbearbeitetes Federende

Einfedern bei genügend großer Auflagefläche zu erreichen, werden die Drahtenden plangeschliffen. Das Planschleifen der Federenden sollte bei Druckfedern mit $d < 1 \text{ mm}$ oder $w > 15$ aus wirtschaftlichen Gründen unterbleiben.

Kaltgeformte Druckfedern bestehen aus $n \geq 2$ wirksamen federnden Windungen mit in der Regel konstanter Steigung und zusätzlich aus 2 nicht federnden Windungen. Bei warmgeformten Druckfedern mit $n \geq 3$ ist zwischen den angelegten Windungen ein fertigungsbedingter Spalt vorhanden. Die Endwindungen werden auf $d/4$ plangeschliffen oder bei $d > 14 \text{ mm}$ geschmiedet und geschliffen, $3/4$ einer Windung an jedem Federende federn somit nicht.

Die *Gesamtzahl der Windungen* beträgt daher bei

kaltgeformten Druckfedern	$n_t = n + 2$	(10.36)
warmgeformten Druckfedern	$n_t = n + 1,5$	

Bei Druckfedern mit häufigen Lastwechseln wird empfohlen, dass die Gesamtzahl der Windungen auf ... 5 enden soll, d. h. anzustreben sind stets $n_t = 3,5 \ 4,5 \ 5,5 \dots$ Windungen.

Die Steigung der unbelasteten federnden Windungen soll so gewählt werden, dass bei der größten zulässigen Federkraft immer noch ein Abstand zwischen den federnden Windungen vorhanden ist.

Die *Summe der Mindestabstände* ergibt sich bei kleinsten zulässiger Federlänge L_n

bei statischer Beanspruchung		(10.37)
für kaltgeformte Federn	$S_a = [0,0015 \cdot (D^2/d) + 0,1 \cdot d] \cdot n$	
für warmgeformte Federn	$S_a = 0,02 \cdot (D + d) \cdot n$	
bei dynamischer Beanspruchung		
für kaltgeformte Federn	$S'_a \approx 1,5 \cdot S_a$	
für warmgeformte Federn	$S'_a \approx 2 \cdot S_a$	

Bei Unterschreitung von S_a kann die Federkennlinie stark progressiv ansteigen.

Aus fertigungstechnischen Gründen müssen alle Federn auf *Blocklänge* L_c (alle Windungen liegen aneinander) zusammengedrückt werden können. Sie beträgt mit $d_{\max} = d + es$ (oberes Grenzmaß es nach **TB 10-2a**) für Federn

kaltgeformt, Federenden ...		(10.38)
angelegt und geschliffen	$L_c \leq n_t \cdot d_{\max}$	
angelegt und unbearbeitet	$L_c \leq (n_t + 1,5) \cdot d_{\max}$	
warmgeformt, Federenden ...		
angelegt und planbearbeitet	$L_c \leq (n_t - 0,3) \cdot d_{\max}$	
unbearbeitet	$L_c \leq (n_t + 1,1) \cdot d_{\max}$	

Die der größten zulässigen Federkraft F_n zugeordnete *kleinste zulässige Federlänge* L_n muss daher stets sein

$$L_n = L_c + S_a \quad \text{bzw.} \quad L_n = L_c + S'_a \quad (10.39)$$

Wird eine Druckfeder nach ihrer Fertigung zum ersten Mal zusammengedrückt, wird nach der Entlastung die ursprüngliche unbelastete Länge nicht wieder erreicht, d. h. die Feder „setzt“ sich. Erst nach mehreren weiteren Belastungen „steht“ die Feder und behält die als Richtwert geltende *Länge der unbelasteten Feder*

$$L_0 = s_c + L_c = s_n + L_c + S_a \quad \text{bzw.} \quad L_0 = s_c + L_c = s_n + L_c + S'_a \quad (10.40)$$

L_c Blocklänge (Windungen liegen aneinander) aus Gl. (10.38),

S_a, S'_a Summe der Mindestabstände aus Gl. (10.37),

s_c Federweg im Blockzustand

s_n der Federkraft F_n zugeordneter Federweg

Zugfedern: Hierfür sind die Richtlinien nach DIN 2097 maßgebend. Gegenüber den Druckfedern fallen bei Zugfedern die Führungselemente (Dorn, Hülse) weg, ebenso können die Federsteller zur Federaufnahme vielfach eingespart werden. Die Möglichkeit der zentrischen Kraftübertragung besteht durch eine entsprechende Ausführung der Federenden. Nachteilig ist im Gegensatz zu den Druckfedern der meist größere Einbauraum, der sich je nach Ausführung der Federenden ergibt. Zugfedern werden daher zur Verringerung des Vorspannfederweges bis $d = 17$ mm Drahdurchmesser meist mit (innerer) Vorspannung kaltgeformt, die Windungen liegen dann aneinander, s. **Bild 10-26**. Zugfedern werden allgemein rechtsgewickelt. Federn mit $d > 17$ mm werden warmgewickelt und sind somit *ohne* Vorspannung. Die Windungen brauchen nicht aneinander liegen. Zur Überleitung der Federkraft dienen die Ösen in verschiedenen Ausführungsformen sowie Anschlusselemente, deren Außendurchmesser nicht größer als D_e sein sollten, s. **Bild 10-27**. Die Ösen sind allgemein parallel bei ganzzahliger oder auf ... 5 endender Federwindungsanzahl $n_t = n$, um 90° bzw. 270° zueinander versetzt mit $n_t = n$ auf ... 25 bzw. ..., 75 endend oder, je nach Ösenöffnung, seitlich hochgestellt angeordnet.

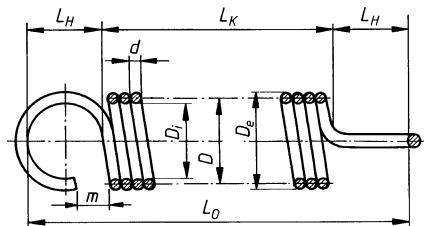


Bild 10-26

Darstellung der Zugfeder mit um 90° versetzter ganzer deutscher Öse. $L_H = (0,8 \dots 1,1) \cdot D_i$; Ösenöffnung $m \geq 2 \cdot d$

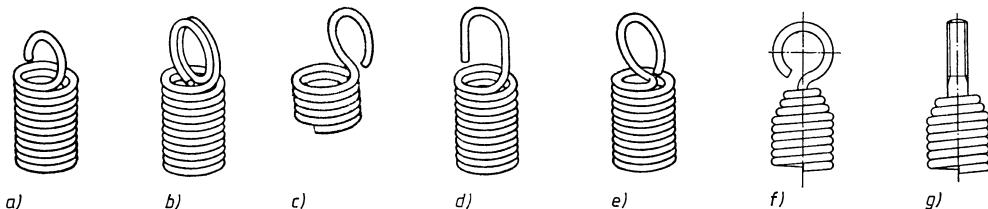


Bild 10-27 Ösenformen und Anschlusselemente zylindrischer Zugfedern (Auswahl)

a) halbe deutsche Öse ($L_H = (0,55 \dots 0,8) \cdot D_i$), b) doppelte deutsche Öse (L_H s. **Bild 10-26**), c) ganze deutsche Öse seitlich hochgestellt ($L_H \approx D_i$), d) Hakenöse ($L_H \geq 1,5 \cdot D_i$ bis $30 \cdot d$), e) englische Öse ($L_H \approx 1,1 \cdot D_i$), f) Haken eingerollt ($n_t = n + \text{Anzahl der durch Einrollen nicht federnde Windungen}$), g) Gewindestopfen (2 ... 4 eingeschraubte nicht federnde Windungen)

Mit der Gesamtwindungszahl n_t , dem Drahtdurchmesser d und der Ösenlänge L_H ergibt sich die Länge des unbelasteten Federkörpers L_K bei vorhandener Vorspannung bzw. die Federlänge L_0 zwischen den Innenkanten der Ösen (**Bild 10-24**) aus

$$L_K \approx (n_t + 1) \cdot d_{\max} \quad \text{bzw.} \quad L_0 \approx L_K + 2 \cdot L_H \quad (10.41)$$

Berechnung

Für Druck- und Zugfedern sind wegen rationeller Fertigung zulässige Abweichungen für Abmessungen und Kräfte je nach gefordertem Gütegrad entsprechend den betrieblichen Anforderungen vorgesehen (s. DIN EN 15800, 2096 und 2097). Zum Einhalten bestimmter Federkräfte und vorgeschriebener zugehöriger Längen muss dem Hersteller ein Fertigungsausgleich eingeräumt werden. Bei einer vorgeschriebenen Federkraft, zugehöriger Länge der gespannten Feder und L_0 für Druckfedern (für Zugfedern auch die innere Vorspannkraft F_0) sind n und eine der Größen d, D, D_e, D_i freizugeben. Bei zwei vorgeschriebenen Federkräften und zugehörigen Längen der gespannten Feder ist auch L_0 (für Zugfedern auch F_0) freizugeben. Die Werte der freizugebenden Größen sind in der Zeichnung anzugeben und gelten als Richtwerte.

Zylindrische Schraubendruckfedern mit Kreisquerschnitt: Die Beanspruchung der Schraubenfedern erfolgt wie bei den Drehstabfedern vorwiegend auf Verdrehung, die Berechnungsgleichungen für Drehstabfedern gelten somit in entsprechend abgewandelter Form auch für Schraubenfedern (sowohl für Druck- als auch für Zugfedern). Das Prinzip der Schraubenfederberechnung zeigt **Bild 10-28**, dargestellt für eine federnde Windung mit der Drahtlänge l' . Werden die mit den Endflächen des Bügels fest verbundenen Hebel mit der Kraft F um den Betrag s' zusammengedrückt, wird der Bügel durch das Moment $T = F \cdot D/2$ auf Verdrehen beansprucht und der Draht um den Betrag b' verdrillt. Mit $W_t = (\pi/16) \cdot d^3$ ist somit sicherzustellen, dass $\tau_{\text{vorh}} = T/W_t = F \cdot D/(\pi/8 \cdot d^3) \leq \tau_{\text{zul}}$ ist. Da $\tau_{\text{zul}} = f(d)$ noch nicht bekannt ist, wird der Drahtdurchmesser zunächst überschlägig mit Gl. (10.42) ermittelt.

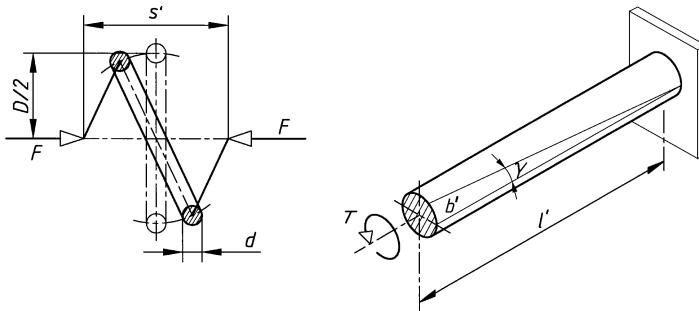


Bild 10-28

Halbkreisbügel als Teil der Schrauben-Druckfeder und „geleiteter“ Torsionsstab

Sind die Einbauverhältnisse durch den Außendurchmesser D_e oder den Innendurchmesser D_i begrenzt, kann beim Entwurf einer kaltgeformten Feder unter Einbeziehung einer Hilfsgröße k mit der größten Federkraft F aus der Überschlagsformel der Drahtdurchmesser d angenähert vorgewählt werden

Außendurchmesser D_e vorgegeben: $d \approx k_1 \cdot \sqrt[3]{F \cdot D_e}$	d, D_e, D_i	F	k	(10.42)
Innendurchmesser D_i vorgegeben: $d \approx k_1 \cdot \sqrt[3]{F \cdot D_i} + k_2$				
	mm	N	1	

$k_1 = 0,15$ für Drahtsorten SL, SM, DM, SH, DH bei $d < 5$ mm

$k_1 = 0,16$ für Drahtsorten SL, SM, DM, SH, DH bei $d = 5 \dots 14$ mm

$k_1 = 0,17$ für Drahtsorten FD, TD, VD bei $d < 5$ mm

$k_1 = 0,18$ für Drahtsorten FD, TD, VD bei $d = 5 \dots 14$ mm

$$k_2 \approx \frac{2 \cdot (k_1 \cdot \sqrt[3]{F \cdot D_i})^2}{3 \cdot D_i}$$

Für den so vorgewählten (oder auch vorerst geschätzten Durchmesser) ist dann ein Festigkeitsnachweis zu führen. Für *statisch beanspruchte Druckfedern*, d. h. ruhende Beanspruchung bzw. für Lastspielzahlen $N \leq 10^4$, wird vereinfacht und genügend genau nur mit dem Drehmoment $T = F \cdot D/2$ (s. Bild 10-26) und dem Widerstandsmoment $W_t = \pi \cdot d^3/16$ gerechnet. Aus der Beziehung $\tau_t = T/W_t \leq \tau_{t,zul}$ ergibt sich (ohne Berücksichtigung des Einflusses der Drahtkrümmung) für den Belastungszustand 1,2 (u, o) bzw. den Blockzustand c die *vorhandene Schubspannung* für den

$$\begin{aligned} \text{Zustand } 1,2 (u, o): \quad \tau_{1,2(u,o)} &= \frac{F_{1,2(u,o)} \cdot D/2}{\pi/16 \cdot d^3} \leq \tau_{zul} \\ \text{Blockzustand } c: \quad \tau_c &= \frac{F_c \cdot D/2}{\pi/16 \cdot d^3} \leq \tau_{c,zul} \end{aligned} \quad (10.43)$$

F, F_c Federkraft bzw. Federkraft bei Blocklänge L_c

D mittlerer Windungsdurchmesser aus $D = (D_e + D_i)/2 = D_e - d = D_i + d$

τ_{zul} zulässige Schubspannung für kaltgeformte Federn (TB 10-11a)

$\tau_{c,zul}$ zulässige Schubspannung bei Blocklänge L_c (TB 10-11b); für warmgeformte Federn

$\tau_{c,zul}$ -Werte nach TB 10-11c

Alle Federn müssen auf Blocklänge L_c zusammengedrückt werden können.

Für *dynamisch beanspruchte Druckfedern*, s. Bild 10-29, gelten unter Berücksichtigung der durch die Drahtkrümmung entstehenden Spannungserhöhung die *korrigierten Spannungen*

$$\begin{aligned} \text{korrigierte Schubspannung} \quad \tau_{k1,2} &= k \cdot \tau_{1,2} \leq \tau_{kO} \\ \text{korrigierte Hubspannung} \quad \tau_{kh} &= \tau_{k2} - \tau_{k1} \leq \tau_{kH} \end{aligned} \quad (10.44)$$

k Spannungsbeiwert zur Berücksichtigung der Spannungserhöhung infolge der Drahtkrümmung aus (TB 10-11d)

$\tau_{1,2}$ Schubspannung nach Gl. (10.43)

τ_{kO} korrigierte Oberspannung; Zeit- oder Dauerfestigkeitswert

τ_{kH} desgl. korrigierte Hubspannung, Werte aus TB 10-13 bis TB 10-16

Dynamische Beanspruchung liegt bei Lastspielzahlen $N > 10^4$ vor. Der Dauerfestigkeitsbereich ist bei kaltgeformten Federn bei $N \geq 10^7$, bei warmgeformten Federn bei $N \geq 10^6$ erreicht.

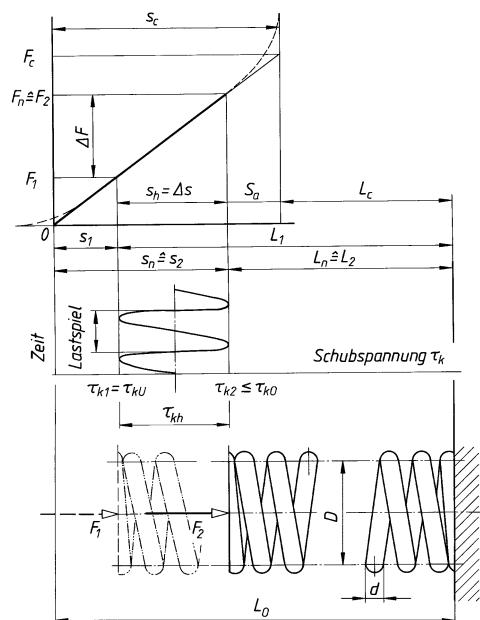


Bild 10-29
Schraubendruckfeder mit Belastungsdiagramm

Hinweis: Auch bei dynamisch beanspruchten Druckfedern muss $\tau_{c,zul}$ überprüft werden, s. zu Gl. (10.43). Das elastische Verhalten der Feder mit dem festgelegten Drahtdurchmesser d (**TB 10-2a**) und dem festgelegten Windungsdurchmesser D (DIN 323 R20¹, **TB 1-16**) wird durch die Windungszahl n bestimmt. Der Federweg s' für eine Windung ergibt sich aus der Verdrillung des gestreckten Federdrahts von der Länge $l' = D \cdot \pi$ und der Schiebung $\gamma = \tau_t/G = b'/l'$. Hiermit und mit $s'/b' \approx D/d$ (siehe **Bild 10-26**) werden der Federweg $s = n \cdot s'$ und daraus die Anzahl der wirksamen Windungen

$$n' = \frac{G}{8} \cdot \frac{d^4 \cdot s}{D^3 \cdot F} = \frac{G}{8} \cdot \frac{d^4}{D^3 \cdot R_{\text{soll}}} \quad (10.45)$$

Die *Federrate* mit der „sinnvoll“ festgelegten Windungszahl n wird

$$R_{\text{ist}} = \frac{G}{8} \cdot \frac{d^4}{D^3 \cdot n} \quad (10.46)$$

und damit die *Federkraft*

$$F = R_{\text{ist}} \cdot s = \frac{G}{8} \cdot \frac{d^4 \cdot s}{D^3 \cdot n} \quad (10.47)$$

bzw. der *Federweg*

$$s = \frac{F}{R_{\text{ist}}} = \frac{8}{G} \cdot \frac{D^3 \cdot n \cdot F}{d^4} \quad (10.48)$$

sowie die *Federungsarbeit*

$$W = \frac{F \cdot s}{2} = \frac{1}{4} \cdot \frac{V \cdot \tau^2}{G} \quad (10.49)$$

V federndes Volumen aus $V = (d^2 \cdot \pi/4) \cdot l$ mit der Drahlänge $l = D \cdot \pi \cdot n$

Druckbeanspruchte Federn sind auf Knicksicherheit nachzuprüfen. Entsprechend dem Einbaufall kann mit dem Lagerungsbeiwert v die Kontrolle auf Knicksicherheit nach TB 10-12 durchgeführt werden.

Bei Druckfedern, die schnellen Belastungsänderungen unterworfen sind (z. B. Ventilfedern), können Resonanzerscheinungen auftreten, die beträchtliche Spannungserhöhungen hervorrufen. Um Dauerbrüche auszuschließen, muss Resonanz zwischen der Frequenz der wechselnden Bewegung des Federendes und der Eigenfrequenz der Feder bzw. einem ganzzahligen Vielfachen vermieden werden. Für das Schwingungssystem nach **Bild 10-5** errechnet sich die Eigenfrequenz des Systems nach Gl. (10.4). Hierbei ist m die schwingende Masse für den Längsschwinger, die Federmasse m_F bleibt unberücksichtigt. Für die Berechnung der Eigenfrequenz der Feder mit der Federmasse m_F gilt diese Beziehung somit nicht mehr. Hier ist zwischen dem Verhältnis m/m_F , den unterschiedlichen Einspannverhältnissen und der evtl. vorliegenden Stoßbelastung zu unterscheiden (Näheres s. weiterführende Literatur).

Für eine an beiden Enden befestigte Druckfeder aus Federstahl ($\varrho = 7,85 \text{ kg/dm}^3$, $G \approx 83\,000 \text{ N/mm}^2$) kann jedoch mit folgender Überschlagsformel die *niedrigere Eigenfrequenz* f_e angenähert errechnet werden

$$f_e \approx 3,63 \cdot 10^5 \cdot \frac{d}{n \cdot D^2} \quad \text{bzw. } f_e \approx 13,7 \cdot \frac{(\tau_{kh}/k)}{\Delta s} \quad \begin{array}{|c|c|c|c|} \hline f_e & d, D, \Delta s & n, k & \tau_{kh} \\ \hline 1/s & \text{mm} & 1 & \text{N/mm}^2 \\ \hline \end{array} \quad (10.50)$$

d Federdrahtdurchmesser

D mittlerer Windungsdurchmesser

n Anzahl der federnden Windungen

$\tau_{kh} = \tau_{k2} - \tau_{k1}$ Hubspannung

$\Delta s = s_2 - s_1$ Federhub

k Spannungsbeiwert, s. zu Gl. (10.44)

Um diese dynamischen Einflüsse auf die Spannung möglichst klein zu halten, ist eine hohe Eigenfrequenz anzustreben. Weitere Möglichkeiten sind, die Feder mit ungleichförmiger Steigung oder, insbesondere bei warmgeformten Federn, mit inkonstantem Stabdurchmesser D_e herzustellen (progressive Kennlinie).

Berechnung zylindrischer Schraubenzugfedern mit Kreisquerschnitt: Die Berechnung der Zugfedern ist nach DIN EN 13906-2 genormt. In entsprechend abgewandelter Form gelten für Zugfedern nach **Bild 10-30** die gleichen Berechnungsgleichungen wie für die Druckfedern. Zugfedern sollten nur statisch beansprucht werden, da aufgrund der angebogenen Ösen bzw. Haken eine rechnerische Erfassung der dadurch vorliegenden wirklichen Spannungsverhältnisse nicht möglich ist. Wegen der eng aneinander liegenden Windungen ist auch eine Oberflächenverfestigung durch Kugelstrahlen nicht durchführbar. Im Gegensatz zu den Druckfedern wird die zulässige Spannung bei Zugfedern mit $\tau_{zul} \approx 0,45 \cdot R_m$ niedriger angesetzt (**TB 10-19**).

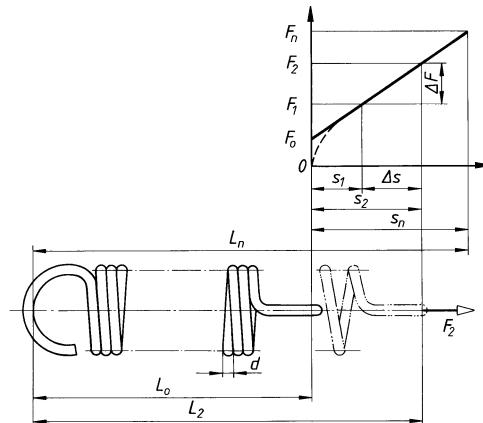


Bild 10-30
Schraubenzugfeder mit Belastungsdiagramm

10

Kaltgeformte Zugfedern werden in der Regel mit (gewünschter) innerer Vorspannung hergestellt, die Windungen liegen stramm aneinander. Innere Vorspannkräfte verringern den Vorspannweg s_1 und damit die Einbaulänge L_1 der Feder. Bei linearer Kennlinie ist dann für die Zugfeder nach **Bild 10-30** mit d nach Gl. (10.42) und festgelegt nach **TB 10-2a** die *Federrate*

$$R = \frac{\Delta F}{\Delta s} = \frac{F - F_0}{s} = \frac{G \cdot d^4}{8 \cdot D^3 \cdot n} \quad (10.51)$$

Hieraus ergibt sich die zum Öffnen der aneinander liegenden Windungen erforderliche *innere Vorspannkraft*

$$F_0 = F - R \cdot s = F - \frac{G \cdot d^4 \cdot s}{8 \cdot D^3 \cdot n} \quad (10.52)$$

- F Federkraft ($F_1, F_2 \dots$)
- s Federweg ($s_1, s_2 \dots$, zugeordnet den Federkräften)
- D mittlerer Windungsdurchmesser, s. zu Gl. (10.43)
- d Drahtdurchmesser aus **TB 10-2a**
- $n \geq 3$ Anzahl der federnden (wirksamen) Windungen
- G Gleitmodul; Werte aus **TB 10-1**

Die *erreichbare innere Vorspannkraft* F_0 richtet sich nach dem Drahtwerkstoff, dem Drahtdurchmesser d , dem Wickelverhältnis w sowie dem Herstellverfahren und kann ermittelt werden aus

$$F_0 \leq \tau_{0zul} \cdot \frac{0,4 \cdot d^3}{D} \quad (10.53)$$

$\tau_{0zul} = \alpha \cdot \tau_{zul}$ mit α entsprechend dem Herstellverfahren nach **TB 10-19b** und τ_{zul} nach **TB 10-19a**.

Sind die Einbauverhältnisse durch den Außendurchmesser D_c vorgegeben, kann die Vorwahl von d näherungsweise nach Gl. (10.42) erfolgen.

Die Anzahl der federnden Windungen errechnet sich aus

$$n = \frac{G \cdot d^4 \cdot s}{8 \cdot D^3 \cdot (F - F_0)} \quad (10.54)$$

Bei gegebener Länge L_K nach Gl. (10.41) des unbelasteten Federkörpers kann als Richtwert für die Gesamtzahl der Windungen angenommen werden

$$n_t = \frac{L_K}{d} - 1 \quad (10.55)$$

Bei Zugfedern mit angebogenen Ösen ist $n_t = n$. Bei Federn mit eingerollten Haken oder mit Einschraubstücken ist n um die Zahl der nicht mitfedernden Windungen kleiner ($n < n_t$).

Für Federn mit innerer Vorspannkraft ist die Federungsarbeit

$$W = \frac{(F + F_0) \cdot s}{2} \quad (10.56)$$

Für Hinweise zur Berechnung von Zugfedern s. Beispiel 10.5.

10.4.3 Zylindrische Schraubenfedern mit Rechteckquerschnitt

Federwirkung, Verwendung

Um ein größeres Arbeitsvermögen bei vorgegebenem Einbauraum zu erreichen, werden teilweise Schraubenfedern mit Rechteckquerschnitt eingesetzt. Die Herstellung ist teurer als die der Federn mit Kreisquerschnitt. Federn mit Rechteckquerschnitt sind daher nur dann vorzusehen, wenn Runddrahtfedern die gestellten Anforderungen nicht erfüllen können. Beim Wickeln von Rechteckstäben zu Schraubenfedern ergeben sich starke Verformungen, die eine ungleichmäßige Spannungsverteilung im Querschnitt zur Folge haben. Dadurch ist die Werkstoffausnutzung schlechter, die Raumausnutzung jedoch besser als bei Federn mit Kreisquerschnitt. Federn mit großem Seitenverhältnis b/h bzw. h/b , siehe Bild 10-31, sind Runddraht-Federn überlegen, wenn ein möglichst großes Verhältnis s/L_c erzielt werden soll.

Die flachgewickelte Feder (Bild 10-31a) hat gegenüber der hochkantgewickelten Feder (Bild 10-31b) die härtere Federung, d. h. bei gleichem Wickelverhältnis $w = D/b \geq 4$ und gleichem Seitenverhältnis ist für den Federweg s bei gleicher federnder Windungszahl n eine größere Federkraft F erforderlich, weil für $b < h$ der mittlere Windungsdurchmesser D kleiner ausfällt. Bleiben alle übrigen Federdaten gleich, wird die Feder um so weicher, je größer w und damit D ist.

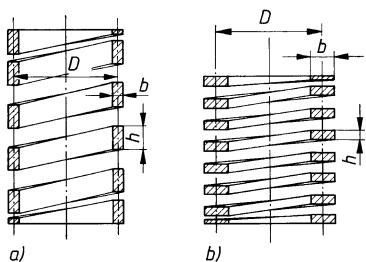


Bild 10-31

Schraubendruckfedern mit Rechteckquerschnitt, Seitenverhältnis b/h bzw. $h/b \geq 1$
a) flachgewickelt
b) hochkantgewickelt

Berechnung

Die Berechnung ist nach DIN 2090 durchzuführen und soll hier nicht behandelt werden, da zylindrische Schraubenfedern mit Rechteckquerschnitt in der Praxis verhältnismäßig selten vorkommen.

10.4.4 Kegelige Schraubendruckfedern

Federwirkung, Verwendung

Kegelstumpffedern werden mit Kreisquerschnitt, seltener mit Rechteckquerschnitt hergestellt (**Bild 10-32a** und **b**). Die größere Schubspannung tritt beim Durchmesser D_2 auf. Federn mit abnehmendem Rechteckquerschnitt (**Bild 10-32c**) werden hauptsächlich als Pufferfedern (z. B. bei Eisenbahnwagen) oder für kleinere Kräfte als Doppelkegelfedern bei Zangen und Scheren verwendet. Der Werkstoff solcher Federn ist nicht voll ausgenutzt, da die zulässige Beanspruchung nur im kleinsten Querschnitt erreicht werden kann. Pufferfedern haben jedoch eine gute Raumausnutzung, da sich die einzelnen Windungen ineinander schieben.

Die Kennlinie ist solange eine Gerade, bis die Windungen mit den größeren Durchmessern zu blockieren beginnen. Danach verläuft die Kennlinie progressiv.

Berechnung

Die Berechnung von Kegelstumpffedern ist sehr aufwendig und sollte zweckmäßig dem Hersteller überlassen bleiben.

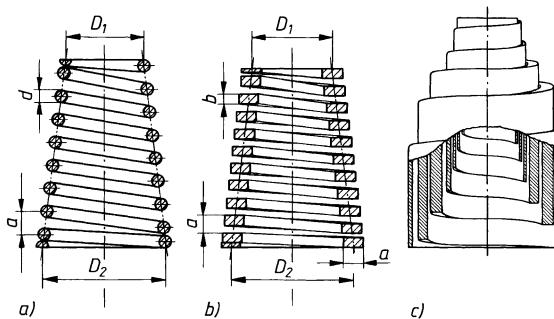


Bild 10-32

- Kegelige Druckfedern
 a) mit Kreisquerschnitt
 b) mit Rechteckquerschnitt
 c) mit abnehmendem Rechteckquerschnitt (Pufferfeder)

10

10.5 Federn aus Gummi

10.5.1 Eigenschaften von Gummi

Zu den Rohstoffen zur Herstellung der Federelemente aus Gummi gehören bei Naturgummi Kautschuk (Guttapercha, Balata) und bei synthetischem Gummi Kohle und Kalk. Hauptbestandteile sind Kohlenwasserstoffe. Die Gummiqualität ist abhängig vom Anteil an Schwefel, Ruß, Alterungsschutzmittel, Weichmacher und Beschleuniger. Der technische Gummi entsteht durch den Vulkanisationsprozess.

Die Art und Menge der Mischungsbestandteile und deren Verarbeitung bestimmen die Eigenschaften des Gummis. Als Federwerkstoff kommt nur Weichgummi mit einem Schwefelgehalt bis etwa 10 % in Frage. Der technische Weichgummi wird durch die Shorehärte unterschieden; eine Kennzahl für den Eindringungswiderstand der Nadel eines Messinstrumentes. Sie liegt etwa zwischen 25 und 85 Einheiten. Die höheren Einheiten entsprechend den härteren Sorten. Gleitmodul G und Elastizitätsmodul E sind unmittelbar von der Shorehärte abhängig, der E -Modul außerdem noch von der Form des Federkörpers (**Bild 10-33**). Die Federkennlinie bei Gummi ist gekrümmt und hat je nach Art der Beanspruchung einen progressiven oder degressiven Verlauf. Bei Schub- und Verdrehbeanspruchung zeigen Gummifedern eine erheblich höhere Elastizität als bei Zug- und Druckbeanspruchungen. Die Entlastungskennlinie liegt wegen innerer Reibung unter der Belastungskennlinie (**Bild 10-34**). Die innere Reibung setzt sich in Wärme um, die wegen der schlechten Wärmeleitfähigkeit des Gummis nur langsam abgeführt wird. Dies führt bei schwingender Belastung zu beträchtlicher Temperaturerhöhung und damit zum Härterwerden des Federelements und zur Verminderung der Lebensdauer.

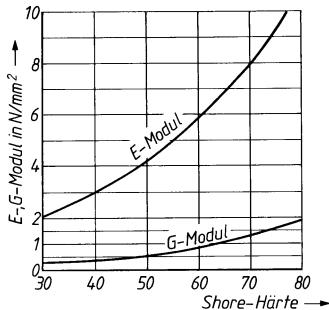


Bild 10-33 Elastizitäts- und Gleitmodul von Gummi (der E-Modul gilt nur für runde Gummifedern bei $d/h \approx 1$)

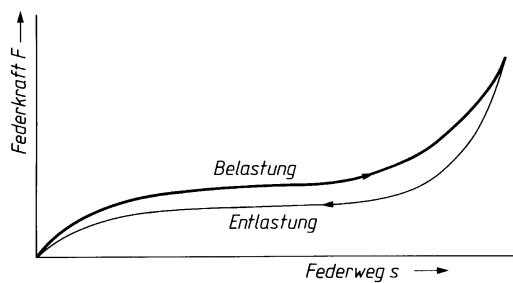


Bild 10-34 Federkennlinie für Gummifedern

Die Einsatztemperaturen von Gummifedern liegen allgemein im Bereich zwischen $-30^{\circ}\text{C} \dots +80^{\circ}\text{C}$. Bei niedrigen Temperaturen wachsen Dämpfung und Federhärte, bei höheren Temperaturen beginnt Gummi, sich chemisch zu zersetzen. Die Lebensdauer wird ferner durch äußere Einwirkungen, z. B. durch Feuchtigkeit und sogar durch Licht, besonders aber durch Öl und Benzin vermindert. I. Allg. ist in dieser Hinsicht synthetischer Gummi beständiger als Naturgummi.

10

10.5.2 Ausführung, Anwendung

Gummifedern werden fast ausschließlich in Form einbaufertiger, im Gummi-Metall-Haftverfahren hergestellter, Konstruktionselemente verwendet (**Bild 10-35**). Bei diesen werden die Kräfte reibungsfrei und gleichmäßig ohne örtliche Spannungserhöhungen in den Gummi eingeleitet. Der Gummi ist durch Vulkanisieren oder Kleben mit galvanisch oder chemisch vorbehandelten Metallteilen (Platten oder Hülsen) verbunden, wobei die Haftfähigkeit oft größer ist als die Festigkeit des Gummis selbst.

Neben diesen gebundenen gibt es auch gefügte Gummifedern. Der Gummi ist dann zwischen Hülsen mechanisch so fest eingepresst, dass allein der Kraftschluss (Reibungsschluss) trägt.

Gummifedern werden hauptsächlich als Druck- und Schubfedern zur Abfederung von Maschinen und Maschinenteilen, zur Dämpfung von Stößen und Schwingungen und zur Minderung von Geräuschen eingesetzt. Anwendungen im Fahrzeugbau sind z. B. die Lagerung von Schwingarmen, Federbolzen, Spurstangen, Bremsgestängen; Stoßdämpfern (**Bild 10-35d**) und die Aufhängung von Motoren und Kühlern. Im Maschinenbau findet man Gummifedern für die Lagerung von Schwing sieben, Hebeln und anderen schwingenden und pendelnden Teilen.

Bild 10-35 zeigt Beispiele für den Einbau und die Gestaltung von Gummifederungen. Außer den in **Bild 10-35** dargestellten Standardformen werden auch Sonderformen der Gummifedern

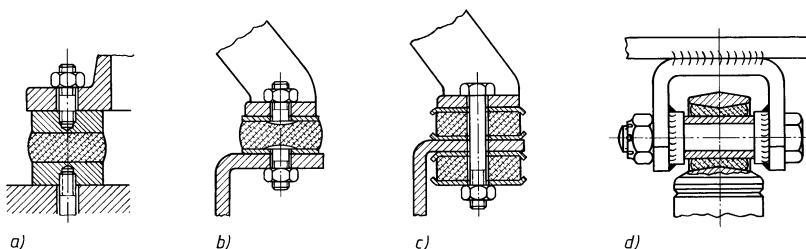
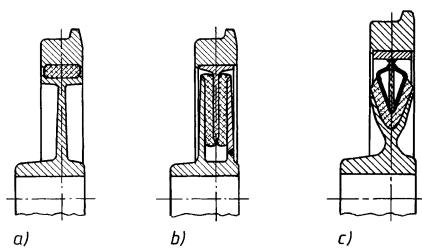


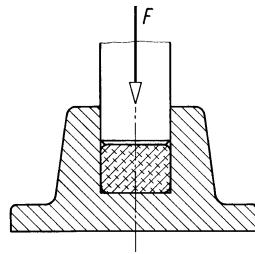
Bild 10-35 Einbau von Druckfeder elementen

a) und b) richtige Befestigungen von Federelementen (Gummi kann ausweichen), c) ungünstige Befestigung (Gummi wird beim Festdrehen der Schraube stark zusammengedrückt), d) Lagerung eines Stoßdämpfers durch ein Formelement.

**Bild 10-36**

Gummifederte Räder für Schienenfahrzeuge

- druckbeanspruchte und
- ältere schubbeanspruchte,
- neuere Ausführung mit Schub-Druck-Elementen

**Bild 10-37** Falsch gestaltete Gummifederung

verwendet, z. B. für elastische Kupplungen, Rohrverbindungen, Gelenke und gummigefederte Räder (**Bild 10-36**).

Grundsätzlich ist bei allen Gummifedern zu beachten, dass der federnde Gummikörper nie allseitig eingeschlossen werden darf. Gummi ändert bei Druckbeanspruchung sein Volumen kaum und würde sich dabei wie ein fester, unelastischer Körper verhalten (**Bild 10-37**). Abschließend sei noch auf die VDI-Richtlinie 2005 hingewiesen, die Hinweise zur Gestaltung und Anwendung von Gummiteilen enthält.

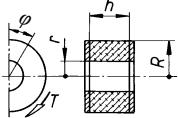
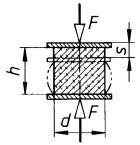
10

3. Berechnung

Allgemein gültige Berechnungsgleichungen für Gummifedern können wegen der sehr unterschiedlichen Eigenschaften, Einflussgrößen und Ausführungsformen kaum gegeben werden. Da Gummifedern meist in Form einbaufertiger Einheiten geliefert werden, sind die Federdaten der Hersteller maßgebend. Für kleinere Verformungen für überschlägige Berechnungen siehe Angaben in **Bild 10-38**.

Schub-Scheibenfeder 	Schubspannung $\tau \approx \frac{F}{A} = \gamma \cdot G \leq \tau_{zul}$ Verschiebungswinkel $\gamma^\circ \approx \frac{180^\circ}{\pi} \cdot \frac{\tau}{G} \leq 20^\circ$ Federweg $s \approx h \cdot \tan \gamma = \frac{h \cdot F}{A \cdot G} < 0,35 \cdot h$	(10.57)
Schub-Hülsenfeder 	Schubspannung $\tau \approx \frac{F}{A_i} \approx \frac{F}{d \cdot \pi \cdot h} \leq \tau_{zul}$ Federweg $s \approx \ln \left[\frac{D}{d} \right] \cdot \frac{F}{2 \cdot \pi \cdot h \cdot G} < 0,2 \cdot (D - d)$	(10.58)
Drehschubfeder 	Schubspannung $\tau \approx \frac{T}{A_i \cdot r} = \frac{T}{2 \cdot \pi \cdot r^2 \cdot h} \leq \tau_{zul}$ Verdrehwinkel $\phi^\circ \approx \frac{180^\circ}{\pi} \cdot \frac{T}{4 \cdot \pi \cdot h \cdot G} \cdot \left[\frac{1}{r^2} - \frac{1}{R^2} \right] < 40^\circ$	(10.59)

Bild 10-38 Gummifederelemente mit zugehörigen Berechnungsgleichungen für kleine Verformungen

Drehschub-Scheibenfeder 	<i>Schubspannung</i> $\tau \approx \frac{2}{\pi} \cdot \frac{T \cdot R}{R^4 - r^4} \leq \tau_{zul}$ <i>Verdrehwinkel</i> $\varphi^\circ \approx \frac{360^\circ}{\pi^2} \cdot \frac{T \cdot h}{(R^4 - r^4) \cdot G} < 20^\circ$	(10.60)
Druckfeder 	<i>Druckspannung</i> $\sigma_d = \varepsilon \cdot E = \frac{s}{h} \cdot E$ bzw. $\sigma_d = \frac{F}{d^2 \cdot \pi/4} \leq \sigma_{dzul}$ <i>Federweg</i> $s \approx \frac{4 \cdot F \cdot h}{d^2 \cdot \pi \cdot E} \leq 0,2 \cdot h$	(10.61)
F Federkraft A, A_i Bindungs- bzw. innere Bindungsfläche zwischen Gummi und Metall G Gleitmodul des Gummis (TB10-1 bzw. Bild 10-33) E Elastizitätsmodul des Gummis (TB10-1 bzw. Bild 10-33) h Höhe, Dicke der Feder T von der Feder zu übertragendes Nenndrehmoment ε Dehnung $\tau_{zul}, \sigma_{dzul}$ zulässige Spannung (TB10-1)		

10

Bild 10-38 (Fortsetzung)

10.6 Berechnungsbeispiele

- **Beispiel 10.1:** Eine Drehfeder mit kurzen, tangentialen Schenkeln $H = 40 \text{ mm}$ für einen Innendurchmesser $D_i = 20 \text{ mm}$, Windungsabstand $a = 1 \text{ mm}$, soll bei gelegentlichen Laständerungen durch eine maximale Federkraft $F = 600 \text{ N}$ bis zu einem Drehwinkel $\varphi_{max} \approx 120^\circ$ beansprucht werden.
Für die geeignete Drahtsorte sind die Federabmessungen zu bestimmen, wenn die geringe Schenkeldurchbiegung unberücksichtigt bleibt.

- **Lösung:** Für die überwiegend ruhend beanspruchte Feder wird zunächst der Drahtdurchmesser überschlägig nach Gl. (10.11) vorgewählt. Für $M = F_{max} \cdot H = 600 \text{ N} \cdot 40 \text{ mm} = 24 \cdot 10^3 \text{ Nmm}$ und

$$k \approx 0,06 \cdot \frac{\sqrt[3]{M}}{D_i} = 0,06 \cdot \frac{\sqrt[3]{24000}}{20} \approx 0,09$$

ergibt sich der Drahtdurchmesser

$$d \approx 0,23 \cdot \frac{\sqrt[3]{F \cdot H}}{1 - k} = 0,23 \cdot \frac{\sqrt[3]{24000}}{0,91} \approx 7,3 \text{ mm}.$$

Der Drahtdurchmesser wird nach **TB 10-2** mit $d = 7 \text{ mm}$ zunächst vorgewählt. Damit wird $D = D_i + d = 20 \text{ mm} + 7 \text{ mm} = 27 \text{ mm}$; festgelegt nach DIN 323 (Vorzugszahl, s. **TB 1-16**) $D = 28 \text{ mm}$.

Festigkeitsnachweis: Mit $q \approx 1,25$ (**TB 10-4**) für $w = D/d = \dots = 4$ und $F \cdot H = M = 24 \cdot 10^3 \text{ Nmm}$ wird die Biegespannung aus Gl. (10-15)

$$\sigma_q = M \cdot q / ((\pi/32) \cdot d^3) = \dots \approx 890 \text{ N/mm}^2.$$

Die zulässige Biegespannung beträgt nach **TB 10-3** für $d = 7 \text{ mm}$ und Drahtsorte SM $\sigma_{b,zul} \approx 950 \text{ N/mm}^2$. Der Drahtdurchmesser ist mit $d = 7 \text{ mm}$ festigkeitsmäßig somit ausreichend.

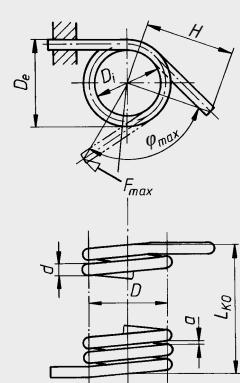


Bild 10-39 Darstellung der Drehfeder

Funktionsverhalten: Die Anzahl der federnden Windungen aus Gl. (10.16) mit $\varphi^\circ \hat{=} \varphi_{\max} = 120^\circ$, $F \cdot H = M = 24 \cdot 10^3 \text{ Nmm}$, $E = 206 \cdot 10^3 \text{ N/mm}^2$, $d = 7 \text{ mm}$ und $D = 28 \text{ mm}$

$$n = \varphi^\circ \cdot E \cdot d^4 / (3667^\circ \cdot M \cdot D) = \dots \approx 24,1; \text{ festgelegt } n = 24,5 \text{ Windungen.}$$

Die Länge des unbelasteten Federkörpers wird bei der Feder mit $a = 1 \text{ mm}$ Windungsabstand nach Gl. (10.13)

$$L_{K0} = n \cdot (a + d) + d = \dots = 203 \text{ mm.}$$

Mit $L_{K0} = 203 \text{ mm}$ und mit $\sigma_{b,zul} \approx 950 \text{ N/mm}^2$ (Drahtsorte B, TB 10-3) wird nach Umstellung der Gl. (10.15)

$$d = \sqrt[3]{\frac{M \cdot q}{(\pi/32) \cdot \sigma_{b,zul}}} = \dots = 6,85 \text{ mm}; \text{ endgültig festgelegt } d = 7 \text{ mm.}$$

Für $a + d = 8 \text{ mm} > D/4 = 7$ und der Windungszahl $n = 24,5$ ergibt sich nach Gl. (10.14) die gestreckte Länge des Federkörpers

$$l = n \cdot \sqrt{(\pi \cdot D)^2 + (a + d)^2} = \dots 2164 \text{ mm.}$$

Ergebnis: Vorzusehen ist eine Drehfeder aus Draht DIN EN 10270-1-SM-7,00 mit 24,5 federnden Windungen, Außendurchmesser $D_e = 35 \text{ mm}$, Länge des unbelasteten Federkörpers $L_{K0} = 203 \text{ mm}$ und einer konstruktiv bedingten Schenkellänge (Hebelarm) von $H = 40 \text{ mm}$.

- **Beispiel 10.2:** Für eine Spannvorrichtung (**Bild 10-40**) soll eine Federsäule berechnet werden, die eine vorwiegend ruhende Druckkraft von 2500 N bei einem Federweg von 6 mm aufzunehmen hat. Für den Führungsbolzen ist ein Durchmesser $d = 11,8 \text{ mm}$ vorgesehen. Die Berechnung soll ohne Berücksichtigung der Reibung und zum Vergleich mit Berücksichtigung der Reibung durchgeführt werden. Die Federn werden mit Fett geschmiert.

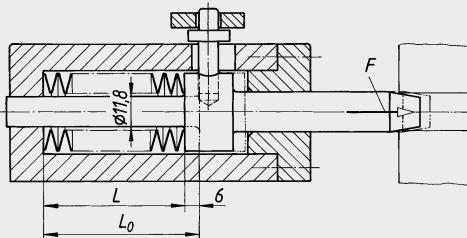


Bild 10-40
Tellerfeder für Spannvorrichtung

- **Lösung:** Ausgehend vom Bolzendurchmesser $d \approx 11,8 \text{ mm}$ kommen nach DIN 2093 (**TB 10-6**) bei einem Mindestspiel $S_p \approx 0,2 \text{ mm}$ in Frage:

Tellerfeder DIN 2093-A25 mit $D_e = 25 \text{ mm}$, $D_i = 12,2 \text{ mm}$, $F_{0,75} = 2926 \text{ N}$, $t = 1,5 \text{ mm}$, $h_0 = 0,55 \text{ mm}$ oder

Tellerfeder DIN 2093-B25 mit $D_e = 25 \text{ mm}$, $D_i = 12,2 \text{ mm}$, $F_{0,75} = 862 \text{ N}$, $t = 0,9 \text{ mm}$, $h_0 = 0,7 \text{ mm}$ und $l_0 = t + h_0 = 1,6 \text{ mm}$.

Die geforderte Federkraft kann aus Überlegungen mit Gl. (10.22) ohne Berücksichtigung der Reibung wie folgt erreicht werden:

1. mit einer Säule aus wechselseitig aneinandergereihten Tellern der Reihe A
($n = 1$ und damit $F_{\text{ges}} = F = 2500 \text{ N} < F_{0,75} = 2926 \text{ N}$)
2. mit einer Säule aus wechselseitig aneinandergereihten Paketen mit je 3 gleichsinnig geschichteten Tellern der Reihe B ($n = 3$ und damit $F = F_{\text{ges}}/3 = 2500 \text{ N}/3 \approx 833 \text{ N} < F_{0,75} = 862 \text{ N}$).

Zu 1. Bei Berücksichtigung der Reibung ergibt sich nach Gl. (10.31) mit $F_{\text{ges,R}} \hat{=} F = 2500 \text{ N}$, $w_M \approx 0,02$, $w_R \approx 0,03$ (**TB 10-7**) die zur Verformung der Einzelfeder (Federpaket mit $n = 1$) zur Verfügung stehende Kraft aus

$$F' = \frac{1}{n} \cdot F_{\text{ges,R}} \cdot [1 - w_M(n - 1) - w_R] = \dots \approx 2425 \text{ N.}$$

Um den zugehörigen Federweg s je Teller nach TB 10-8c ermitteln zu können, muß mit Gl. (10.26) die rechnerische Federkraft in Planlage ermittelt werden mit $E = 206\,000 \text{ N/mm}^2$ (**TB 10-1**), $\mu \approx 0,3$, $h_0 = 0,55 \text{ mm}$, $t = 1,5 \text{ mm}$, für $\delta = D_e/D_i = 25 \text{ mm}/12,2 \text{ mm} = 2,05$ nach **TB 10-8a** $K_1 \approx 0,7$, $K_4 = 1$ (für Tellerfedern der Gruppe 1 und 2)

$$F_c = \frac{4 \cdot E}{1 - \mu^2} \cdot \frac{h_0 \cdot t^3}{K_1 \cdot D_e^2} \cdot K_4^2 = \dots \approx 3840 \text{ N}.$$

Mit $F/F_c = 2425 \text{ N}/3840 \text{ N} \approx 0,63$ wird nach **TB 10-8c** für Reihe A abgelesen $s/h_0 \approx 0,61$; damit wird der Federweg je Einzelteller

$$s \approx 0,61 \cdot h_0 = \dots \approx 0,34 \text{ mm} < s_{0,75}.$$

Zum Vergleich wird ohne Berücksichtigung der Reibung mit $F/F_c = 2500 \text{ N}/3840 \text{ N} \approx 0,65$ und damit nach **TB 10-8c** $s/h_0 \approx 0,63$ und daraus

$$s \approx 0,63 \cdot h_0 = \dots \approx 0,35 \text{ mm}.$$

Um den geforderten Federweg $s = 6 \text{ mm}$ einhalten zu können, wird nach Gl. (10.23) die Zahl der wechselseitig aneinandergereihten Einzelteller unter Berücksichtigung der Reibung (ohne Reibung)

$$i = s_{\text{ges}}/s = 6 \text{ mm}/0,34 \text{ mm} (0,35 \text{ mm}) \approx 17,65 (17,14); \text{ festgelegt } i = 18.$$

Der wirkliche Gesamtfederweg der Säule wird dann

$$s_{\text{ges}} = i \cdot s = 18 \cdot 0,34 \text{ mm} (0,35 \text{ mm}) = 6,12 \text{ mm} (6,3 \text{ mm}).$$

Die Länge der unbelasteten Federsäule wird nach Gl. (10.23) mit $i = 18$, $h_0 = 0,55 \text{ mm}$, $n = 1$ und $t = 1,5 \text{ mm}$

$$L_0 = i \cdot (l_0 + (n - 1) \cdot t) = i \cdot (h_0 + n \cdot t) = \dots \approx 36,9 \text{ mm}.$$

Die Länge der belasteten Federsäule ergibt sich mit Gl. (10.23)

$$L = L_0 - s_{\text{ges}} = i \cdot (l_0 + (n - 1) \cdot t - s) = i \cdot (h_0 + n \cdot t - s) = \dots \approx 30,78 \text{ mm} (30,6 \text{ mm}).$$

Zu 2. Bei Berücksichtigung der Reibung ergibt sich für die Reihe B, mit $w_M \approx 0,014$, $w_R \approx 0,02$ (**TB 10-7**, Reihe B) mit $n = 3$ der ähnliche Rechengang:
die zur Verformung der Einzelfeder zur Verfügung stehende Kraft mit $F_{\text{gesR}} \cong F = 2500 \text{ N}$ aus Gl. (10.31)

$$F' = \frac{1}{n} \cdot F_{\text{gesR}} \cdot [1 - w_M(n - 1) - w_R] = \dots \approx 793 \text{ N}.$$

Mit $E = 206\,000 \text{ N/mm}^2$ (**TB 10-1**), $\mu \approx 0,3$, $h_0 = 0,7 \text{ mm}$, $t = 0,9 \text{ mm}$, für $\delta = D_e/D_i = 25 \text{ mm}/12,2 \text{ mm} = 2,05$ nach **TB 10-8a** $K_1 \approx 0,7$, $K_4 = 1$ (für Tellerfedern der Gruppe 1 und 2)

$$F_c = \frac{4 \cdot E}{1 - \mu^2} \cdot \frac{h_0 \cdot t^3}{K_1 \cdot D_e^2} \cdot K_4^2 = \dots \approx 1056 \text{ N}.$$

Mit $F/F_c = 793 \text{ N}/1056 \text{ N} \approx 0,75$ wird nach **TB 10-8c** für Reihe B abgelesen $s/h_0 \approx 0,65$; damit wird der Federweg je Einzelteller

$$s \approx 0,65 \cdot h_0 = \dots \approx 0,46 \text{ mm} < s_{0,75}.$$

Ohne Berücksichtigung der Reibung mit $F/F_c = (2500/3) \text{ N}/1056 \text{ N} \approx 0,79$ wird nach **TB 10-8c** $s/h_0 \approx 0,72$ abgelesen und daraus

$$s \approx 0,72 \cdot h_0 = \dots \approx 0,5 \text{ mm}.$$

Die Zahl der wechselseitig aneinandergereihten Einzelteller unter Berücksichtigung der Reibung (ohne Reibung)

$$i = s_{\text{ges}}/s = 6 \text{ mm}/0,46 \text{ mm} (0,5 \text{ mm}) \approx 13 (12).$$

Der wirkliche Gesamtfederweg der Säule wird dann

$$s_{\text{ges}} = i \cdot s = 13 \cdot 0,46 \text{ mm} (= 12 \cdot 0,5 \text{ mm}) = 5,98 \text{ mm} (6,3 \text{ mm}).$$

Die Länge der unbelasteten Federsäule wird nach Gl. (10.23) mit $i = 13 (12)$, $h_0 = 0,7 \text{ mm}$, $n = 3$ und $t = 0,9 \text{ mm}$

$$L_0 = i \cdot (l_0 + (n - 1) \cdot t) = i \cdot (h_0 + n \cdot t) = \dots \approx 44,2 \text{ mm} (40,8 \text{ mm}).$$

Die Länge der belasteten Federsäule ergibt sich mit Gl. (10.23)

$$L = L_0 - s_{\text{ges}} = i \cdot (l_0 + (n-1) \cdot t - s) = i \cdot (h_0 + n \cdot t - s) = \dots \approx 38,2 \text{ mm (34,8 mm)}.$$

Ergebnis: Gewählt wird eine Federsäule aus 18 wechselseitig aneinandergereihten Tellerfedern DIN 2093-A25. Diese Ausführung ist gegenüber der Säule aus Federpaketen zu je $n = 3$ Einzeltellern mit insgesamt 39 (36) Tellerfedern DIN 2093-B25 günstiger, weil weniger Einzelteller benötigt werden; außerdem ist die unbelastete Säule kürzer.

■ **Beispiel 10.3:** Eine Federsäule aus 10 wechselseitig aneinandergereihten Tellerfedern DIN 2093-B100 soll zwischen einer Vorspannkraft $F_1 \approx 6000 \text{ N}$ und einer größten Federkraft $F_2 \approx 12000 \text{ N}$ schwingend belastet werden. Nach DIN 2092 ist zu prüfen, ob die Federn bei dieser Beanspruchung zeitfest sind bei $N = 5 \cdot 10^5$ Lastspielen.

► **Lösung:** Mit den Federabmessungen $D_e = 100 \text{ mm}$, $D_i = 51 \text{ mm}$ (somit $\delta = D_e/D_i = \dots = 1,96$), $t = 3,5 \text{ mm}$, $h_0 = 2,8 \text{ mm}$ aus **TB 10-6b**, $E = 206000 \text{ N/mm}^2$, $\mu \approx 0,3$, $K_1 \approx 0,684$ (**TB 10-8a**) und $K_4 = 1$ (s. zu Gl. (10.24)) wird die Federkraft bei Planlage aus Gl. (10.26)

$$F_c = \frac{4 \cdot E}{1 - \mu^2} \cdot \frac{h_0 \cdot t^3}{K_1 \cdot D_e^2} \cdot K_4^2 = \dots \approx 15892 \text{ N}.$$

Nach **TB 10-8c** wird für Reihe B mit $F_1/F_c = 6000 \text{ N}/15892 \text{ N} \approx 0,38$ abgelesen: $s/h_0 \hat{=} s_1/h_0 \approx 0,29$; daraus wird der Vorspannfederweg je Einzelteller

$$s_1 = (s_1/h_0) \cdot h_0 = \dots \approx 0,81 \text{ mm} > (0,15 \dots 0,2) \cdot h_0.$$

Für $F_2/F_c = 12000 \text{ N}/15892 \text{ N} \approx 0,755$ wird $s_2/h_0 \approx 0,67$ abgelesen und

$$s_2 = (s_2/h_0) \cdot h_0 = \dots \approx 1,88 \text{ mm}.$$

Entsprechend Gl. (10.30) wird für die Stelle III (s. **Bild 10-21**) mit $K_1 \approx 0,684$ (**TB 10-8a**), $K_2 \approx 1,208$, $K_3 \approx 1,358$ (**TB 10-8b**), $K_4 = 1$, s. zu Gl. (10.24)

$$\sigma_1 = -\frac{4 \cdot E}{1 - \mu^2} \cdot \frac{t^2}{K_1 \cdot D_e^2} \cdot K_4 \cdot \frac{s}{t} \cdot \frac{1}{\delta} \left[K_4 \cdot (K_2 - 2 \cdot K_3) \cdot \left(\frac{h_0}{t} - \frac{s}{2 \cdot t} \right) - K_3 \right] = \dots \approx 457 \text{ N/mm}^2$$

dgl. für $s_2 = 1,88 \text{ mm}$ wird nach Gl. (10.30) $\sigma_2 \approx 959 \text{ N/mm}^2$.

Damit ergibt sich die Hubspannung im Betriebszustand

$$\sigma_h = \sigma_2 - \sigma_1 = 959 \text{ N/mm}^2 - 457 \text{ N/mm}^2 \approx 500 \text{ N/mm}^2.$$

Wird nun $\sigma_1 \hat{=} \sigma_U = 457 \text{ N/mm}^2$ in das Dauerfestigkeitsschaubild (**TB 10-9c**) übertragen, kann für $t = 3,5 \text{ mm}$ die Oberspannung (Grenzspannung) $\sigma_O \approx 1070 \text{ N/mm}^2$ abgelesen werden. Die Federn sind dauerfest, da

$$\sigma_O \approx 1070 \text{ N/mm}^2 > \sigma_2 \hat{=} \sigma_o \approx 959 \text{ N/mm}^2 \quad \text{bzw.}$$

$$\sigma_H = \sigma_O - \sigma_U = 1070 \text{ N/mm}^2 - 457 \text{ N/mm}^2 = 613 \text{ N/mm}^2 > \sigma_h = 500 \text{ N/mm}^2.$$

Ergebnis: Die Tellerfedern DIN 2093-B 100 der Federsäule haben bei schwingender Beanspruchung zwischen den Kräften $F_1 = 6000 \text{ N}$ und $F_2 = 12000 \text{ N}$ eine praktisch unbegrenzte Lebensdauer.

Hinweis: Das gleiche Ergebnis kann anschaulich durch Aufzeichnen der F/s - und σ/s -Kennlinien entsprechend **Bild 10-20** für einen zweckmäßigen Maßstab gefunden werden. Für die angenäherte Darstellung sind die Werte nach **TB 10-6b** vorgegeben für

$$\begin{array}{lll} s_{0,75} = 0,75 \cdot h_0 = 2,1 \text{ mm} & F_{0,75} = 13700 \text{ N} & \sigma_{0,75} = 1050 \text{ N/mm}^2 \\ s_{0,5} = 0,5 \cdot h_0 = 1,4 \text{ mm} & F_{0,5} = 9820 \text{ N} & \sigma_{0,5} = 901 \text{ N/mm}^2 \\ s_{0,25} = 0,25 \cdot h_0 = 0,7 \text{ mm} & F_{0,25} = 5620 \text{ N} & \sigma_{0,25} = 402 \text{ N/mm}^2. \end{array}$$

Für F_1 und F_2 können die Federwege s_1 und s_2 sowie die Zugspannungen σ_1 und σ_2 genügend genau abgelesen werden, so dass der Dauerfestigkeitsnachweis wie oben durchgeführt werden kann.

■ **Beispiel 10.4:** Eine Schraubendruckfeder mit beidseitig geführten Einspannungen wird als Ventilfeder zwischen den Federkräften $F_1 = 400 \text{ N}$ und $F_2 = 600 \text{ N}$ bei einem Hub $\Delta s = 12 \text{ mm}$ schwingend beansprucht (**Bild 10-39**). Der äußere Windgungsdurchmesser soll etwa $D_e = 30 \text{ mm}$, die gespannte Länge $L_2 \approx 80 \dots 100 \text{ mm}$ betragen. Die erforderlichen Federdaten sind zu ermitteln.

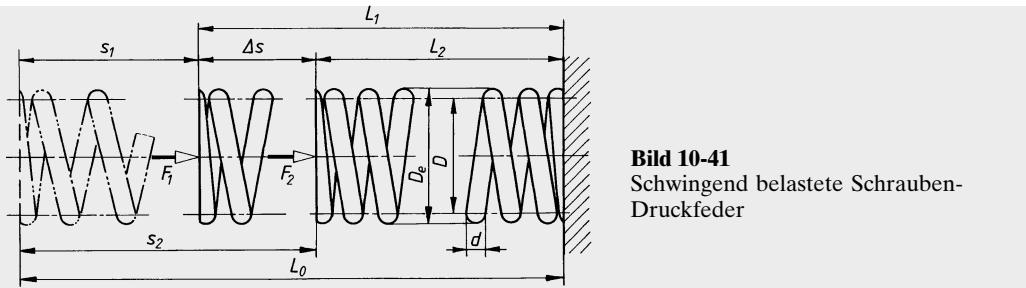


Bild 10-41

Schwingend belastete Schrauben-Druckfeder

- **Lösung:** Die Berechnung erfolgt auf Dauerfestigkeit. Für unbegrenzte Lebensdauer wird ein vergüteter Ventilfederdraht (VDCrV) nach DIN EN 10270-2 (s. **TB 10-1** und **TB 10-2**) gewählt. Zunächst wird der Drahtdurchmesser nach Gl. (10.42) mit $F \equiv F_{\max} = F_2 = 600 \text{ N}$, $D_e = 30 \text{ mm}$ und $k_1 \approx 0,17$ vorgewählt

$$d \approx k_1 \cdot \sqrt[3]{F \cdot D_e} = \dots \approx 4,46 \text{ mm}.$$

Nach DIN EN 10270 (**TB 10-2**) wird vorerst festgelegt $d = 4,5 \text{ mm}$. Damit wird $D = D_e - d = \dots \approx 25,5 \text{ mm}$; festgelegt $D = 25 \text{ mm}$ (Vorzugszahl nach DIN 323) und damit $D_e = D + d = \dots 29,5 \text{ mm}$. Für dynamisch belastete Federn wird nach Gl. (10.44) mit der Schubspannung nach Gl. (10.43)

$$\tau_1 = (F_1 \cdot D) / (0,4 \cdot d^3) = \dots \approx 275 \text{ N/mm}^2$$

$$\tau_2 = (F_2 \cdot D) / (0,4 \cdot d^3) = \dots \approx 412 \text{ N/mm}^2$$

und dem Korrekturfaktor $k \approx 1,26$ (für $w = D/d = 25 \text{ mm}/4,5 \text{ mm} \approx 5,6$) nach (**TB 10-11d**) die korrigierte Schubspannung

$$\tau_{k1} = k \cdot \tau_1 = \dots \approx 347 \text{ N/mm}^2$$

$$\tau_{k2} = k \cdot \tau_2 = \dots \approx 519 \text{ N/mm}^2.$$

Für die Unterspannung $\tau_{ku} \equiv \tau_{k1} = 347 \text{ N/mm}^2$ wird nach **TB 10-15b** für den Draht VD (ungestrahlt) die obere Grenzspannung mit $\tau_{ko} \approx 670 \text{ N/mm}^2$ abgelesen. Die Hubfestigkeit beträgt mit $\tau_{ku} \equiv \tau_{k1} = 347 \text{ N/mm}^2$

$$\tau_{kh} = \tau_{ko} - \tau_{ku} = 670 \text{ N/mm}^2 - 347 \text{ N/mm}^2 \approx 323 \text{ N/mm}^2$$

und ist damit größer als die auftretende Hubspannung aus

$$\tau_{kh} = \tau_{k2} - \tau_{k1} = 519 \text{ N/mm}^2 - 347 \text{ N/mm}^2 \approx 172 \text{ N/mm}^2.$$

Die Anzahl der federnden Windungen wird aus Gl. (10.45) mit $R_{soll} = \Delta F / \Delta s = (600 - 400) \text{ N}/12 \text{ mm} = 16,7 \text{ N/mm}$, $G = 81\,500 \text{ N/mm}^2$ (**TB 10-1**), $d = 4,5 \text{ mm}$ und $D = 25 \text{ mm}$

$$n' = \frac{G}{8} \cdot \frac{d^4}{D^3 \cdot R_{soll}} = \dots \approx 16; \quad \text{festgelegt } n = 16,5.$$

Damit wird die vorhandene Federrate nach Gl. (10.46)

$$R_{ist} = \frac{G}{8} \cdot \frac{d^4}{D^3 \cdot n} = \dots \approx 16,2 \text{ N/mm}$$

und die Gesamtwindungszahl $n_t = n + 2 = 16,5 + 2 = 18,5$.

Abmessungen des Federkörpers:

Blocklänge aus Gl. (10.38) mit $d_{\max} = d + \Delta d = 4,5 \text{ mm} + 0,035 \text{ mm} = 4,535 \text{ mm}$ (**TB 10-2**)

$$L_c = n_t \cdot d_{\max} = 18,5 \cdot 4,535 \text{ mm} \approx 84 \text{ mm};$$

Summe der Mindestabstände zwischen den Windungen nach Gl. (10.37) mit $D = 25 \text{ mm}$, $d = 4,5 \text{ mm}$ und S_a für kaltgeformte Federn

$$S_a = (0,0015 \cdot (D^2/d) + 0,1 \cdot d) \cdot n = \dots \approx 10,86 \text{ mm};$$

$$S'_a \approx 1,5 \cdot S_a = \dots \approx 16,5 \text{ mm}.$$

Mit $s_2 = F_2/R_{ist} = 600 \text{ N}/16,2 \text{ (N/mm)} \approx 37 \text{ mm}$ wird die Länge des unbelasteten Federkörpers aus

$$L_0 \geq s_2 + S'_a + L_c = 37 \text{ mm} + 16,5 \text{ mm} + 84 \text{ mm} \approx 137 \text{ mm}.$$

Die gespannte Länge wird damit $L_2 = L_0 - s_2 = 137 \text{ mm} - 37 \text{ mm} = 100 \text{ mm}$. Die gestellte Bedingung $L_2 \approx 80 \dots 100 \text{ mm}$ ist damit erfüllt.

Blockspannung:

Mit dem Federweg bis zum Blockzustand $s_c = L_0 - L_c = 137 \text{ mm} - 84 \text{ mm} = 53 \text{ mm}$ wird die Blockkraft

$$F_c = R_{\text{ist}} \cdot s_c = 16,2 \text{ N/mm} \cdot 53 \text{ mm} = 860 \text{ N}$$

und damit wird die Blockspannung aus Gl. (10.43)

$$\tau_c = (F_c \cdot D) / (0,4 \cdot d^3) = \dots \approx 590 \text{ N/mm}^2$$

und ist damit kleiner als die zulässige Blockspannung nach **TB 10-11b** mit $R_m \approx 1910 - 520 \cdot \log d = \dots \approx 1570 \text{ N/mm}^2$ (**TB 10-2**)

$$\tau_{c \text{ zul}} \approx 0,56 \cdot R_m = \dots \approx 880 \text{ N/mm}^2.$$

Knicksicherheit:

Nach **TB 10-12** wird mit $s_2/L_0 = 37 \text{ mm}/137 \text{ mm} \approx 0,27$, $v \approx 0,5$ (beidseitig geführt) und damit

$$v \cdot L_0/D = 0,5 \cdot 137 \text{ mm}/25 \text{ mm} \approx 2,74 \text{ die Knicksicherheit bestätigt.}$$

Merke: Werden mit der ersten Berechnung die gewünschten und zulässigen Werte nicht erreicht, ist die Rechnung mit geänderten Annahmen zu wiederholen. Eine zweite Berechnung unter Zugrundelegung eines Federdrahtdurchmessers $d = 4,25 \text{ mm}$ ($4,0 \text{ mm}$) ist zu empfehlen.

Ergebnis: Die Schraubendruckfeder aus Draht DIN EN 10270-2-VDCrV-4,5 erhält folgende Abmessungen: $D = 25 \text{ mm}$; $D_e = 29,5 \text{ mm}$; $n_t = 18,5$, $L_0 = 137 \text{ mm}$.

10

■ **Beispiel 10.5:** Die Rückholfeder für eine Bremswelle ist zu berechnen. Sie soll mit einer äußeren Vorspannkraft $F_1 = 400 \text{ N}$ bei $s_1 = 20 \text{ mm}$ Federweg eingebaut werden. Der zusätzliche Lüftweg beträgt $s = 50 \text{ mm}$, wobei eine bestimmte maximale Federkraft F_2 erreicht wird. Die Einbaulänge (gleich Abstand von Innenkante zu Innenkante der Ösen) soll $L_1 \approx 250 \text{ mm}$, der Außendurchmesser der Feder $D_e \approx 50 \text{ mm}$ sein. Zur Aufhängung wird die ganze deutsche Öse mit $L_H \approx 0,8 \cdot D_i$ gewählt. Vorgesehen ist eine kaltgeformte zylindrische Schrauben-Zugfeder. Die Beanspruchung tritt vorwiegend statisch auf.

Zu bestimmen sind die noch fehlenden erforderlichen Federdaten und der Federwerkstoff.

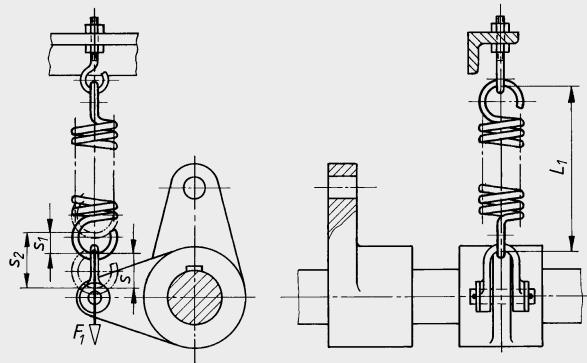


Bild 10-42
Rückholfeder einer Bremswelle

► **Lösung:** Zunächst wird der Drahtdurchmesser nach Gl. (10.42) vorgewählt. Da die maximale Federkraft noch unbekannt ist, wird sie vorerst ohne Berücksichtigung einer inneren Vorspannkraft ermittelt aus $F_1/s_1 = F'_2/s_2$ und daraus

$$F'_2 = F_1/s_1 \cdot s_2 = 400 \text{ N}/20 \text{ mm} \cdot (20 \text{ mm} + 50 \text{ mm}) \approx 1400 \text{ N}.$$

Die Feder soll, wie allgemein üblich, mit innerer Vorspannkraft hergestellt werden. Dadurch vermindert sich die größte Federkraft F'_2 schätzungsweise auf $F_2 \approx 1000 \text{ N}$. Hiermit wird dann mit $D_e = 50 \text{ mm}$, $F \cong F_2$ und $k_1 = 0,16$ ($d > 5 \text{ mm}$ geschätzt) aus Gl. (10.42)

$$d \approx k_1 \cdot \sqrt[3]{F \cdot D_e} = \dots \approx 5,9 \text{ mm}; \text{ vorgewählt } d = 6,3 \text{ mm} (\mathbf{TB 10-2}).$$

Der mittlere Windungsdurchmesser wird vorläufig aus

$$D = D_e - d = 50 \text{ mm} - 6,3 \text{ mm} = 43,7 \text{ mm};$$

festgelegt mit $D = 45 \text{ mm}$ (Vorzugswert nach DIN 323 und damit $D_e = 51,3 \text{ mm}$).

Die vorhandene Schubspannung wird nach Gl. (10.43) mit $D = 45 \text{ mm}$, $d = 6,3 \text{ mm}$ und $F \hat{=} F_2 = 1000 \text{ N}$

$$\tau_2 = \frac{F \cdot D}{0,4 \cdot d^3} = \dots \approx 459 \text{ N/mm}^2.$$

Nach **TB 10-19a** vorläufig festgelegt: Federdraht *SL*.

Unter Annahme einer inneren Vorspannkraft $F_0 \approx 250 \text{ N}$ wird die Federrate aus Gl. (10.51) mit $F \hat{=} F_1 = 400 \text{ N}$ und $s \hat{=} s_1 = 20 \text{ mm}$

$$R = (F_1 - F_0)/s_1 = \dots \approx 7,5 \text{ N/mm}.$$

Damit kann aus Gl. (10.54) mit $d = 6,3 \text{ mm}$, $D = 45 \text{ mm}$, $s \hat{=} s_1 = 20 \text{ mm}$, $F \hat{=} F_1 = 400 \text{ N}$, $F_0 = 250 \text{ N}$ und $G = 81\,500 \text{ N/mm}^2$ die Anzahl der federnden Windungen bestimmt werden

$$n = \frac{G \cdot d^4 \cdot s}{8 \cdot D^3 \cdot (F - F_0)} = \dots \approx 23,45$$

festgelegt aufgrund der konstruktiven Anordnung (s. Bild 10-40) $n = 23,25$.

Die innere Vorspannkraft wird damit nach Gl. (10.52)

$$F_0 = F - R \cdot s = F - \frac{G \cdot d^4 \cdot s}{8 \cdot D^3 \cdot n} = \dots \approx 248,5 \text{ N}.$$

Mit Gl. (10.53) ist die Zulässigkeit der inneren Vorspannkraft F_0 nachzuweisen. Setzt man für $\tau_{0,zul} = \alpha \cdot \tau_{zul}$ mit $\alpha \hat{=} \alpha_1 \approx 0,2$ (**TB 10-19b** für $w = D/d = 45 \text{ mm}/6,3 \text{ mm} \approx 7,2$ und Fertigung auf Wickelbank) und $\tau_{zul} \approx 530 \text{ N/mm}^2$ (**TB 10-19a** für Draht *SL* bei $d = 6,3 \text{ mm}$), so wird mit $\tau_{0,zul} = \alpha \cdot \tau_{zul} = 0,2 \cdot 530 \text{ N/mm}^2 \approx 115 \text{ N/mm}^2$ die zulässige Vorspannkraft

$$F_0 \leq \tau_{0,zul} \cdot \frac{0,4 \cdot d^3}{D} = \dots \approx 255 \text{ N}.$$

Die Länge des unbelasteten Federkörpers wird mit $n_t = n = 23,25$, $d_{\max} = d + \Delta d = 6,3 \text{ mm} + 0,04 \text{ mm} = 6,34 \text{ mm}$ aus Gl. (10.41)

$$L_K \approx (n_t + 1) \cdot d_{\max} = \dots \approx 154,2 \text{ mm} \quad \text{bzw. mit} \quad L_H \approx 0,8 \cdot D_i = \dots \approx 31 \text{ mm}$$

$$L_0 = L_K + 2 \cdot L_H = \dots \approx 216 \text{ mm}.$$

Abschließend wird noch die tatsächliche Federkraft F_2 bei dem Lüftweg $s = 50 \text{ mm}$, also bei dem größten Federweg $s_2 = s_1 + s = 20 \text{ mm} + 50 \text{ mm} = 70 \text{ mm}$, festgestellt. F_2 ergibt sich aus Gl. (10.52) mit $D = 45 \text{ mm}$, $d = 6,3 \text{ mm}$, $G = 81\,500 \text{ N/mm}^2$

$$F_2 = F_0 + (G \cdot d^4 \cdot s_2)/(8 \cdot D^3 \cdot n) = \dots \approx 785 \text{ N}.$$

Geschätzt war als Höchstlast $F_2 \approx 1000 \text{ N}$. An den Abmessungen der Feder ändert sich im vorliegenden Fall nichts. Abschließend sei bemerkt, dass man mit der ersten Rechnung nicht immer die gewünschten und zulässigen Werte erreicht. Die Rechnung muß dann mit anderen Annahmen wiederholt werden.

Ergebnis: Die Rückholfeder aus Draht EN 10270-1-SL-6,30 erhält folgende Abmessungen: $D = 45 \text{ mm}$, $D_e = 51,3 \text{ mm}$, $n = n_t = 23,25$, $L_0 = 216 \text{ mm}$.

10.7 Literatur

DIN Deutsches Institut für Normung (Hrsg.): Federn, Normen. Berlin: Beuth 2006 (DIN Taschenbuch 29)

Almen, I. O.; László, A.: The Uniform-Section Disk-Spring. Transactions of American Society of Mechanical Engineers, 58. Jahrgang, 1936

Denecke, K.: Dauerfestigkeitsuntersuchungen an Tellerfedern. Diss. TH Ilmenau 1970

Göbel, E. F.: Berechnung und Gestaltung von Gummifedern. Berlin/Göttingen/Heidelberg: Springer, 1969

- Gross, S.*: Berechnung und Gestaltung von Metallfedern. Berlin/Göttingen/Heidelberg: Springer, 1960
- Hoesch*: Warmgeformte Federn. Konstruktion und Fertigung. Bochum: W. Stumpf KG, 1987
- Meissner, M.; Wanke, K.*: Handbuch Federn. Berechnung und Gestaltung im Maschinenbau. 2. Aufl. Berlin: Verlag – Technik, 1993
- Meissner, M.; Schorcht, H. J.*: Metallfedern. Grundlagen Werkstoffe, Berechnung und Gestaltung. 3. Aufl. Berlin/Heidelberg/New York: Springer Vieweg, 2015
- Niemann, G.; Winter, H.; Höhn, B.-R.*: Maschinenelemente Band I, 2. Aufl. Berlin/Heidelberg/New York: Springer, 2005
- Schremmer, G.*: Dynamische Festigkeit von Tellerfedern. Diss TH Braunschweig 1965
- Steinhilper, W.; Röper, R.*: Maschinen- und Konstruktionselemente. Berlin/Heidelberg/New York: Springer, 1994
- Wächter, K.*: Konstruktionslehre für Maschineningenieure. Berlin: Verlag – Technik, 1987
- Wahl, A. M.*: Mechanische Federn. Düsseldorf: Tritsch, 1966
- Wolf, W. A.*: Die Schraubenfeder. Essen: Giradet, 1966

11 Achsen, Wellen und Zapfen

11.1 Funktion und Wirkung

Achsen sind Elemente zum Tragen und Lagern von Laufrädern, Seilrollen, Hebeln u. ä. Bau- teilen (Funktion). Sie werden im wesentlichen durch Querkräfte auf *Biegung*, seltener durch Längskräfte zusätzlich noch auf Zug oder Druck beansprucht. Achsen übertragen im Gegensatz zu Wellen kein Drehmoment. *Feststehende Achsen* (**Bild 11-1a**), auf denen sich die gelagerten Teile, z. B. Seilrollen, lose drehen, sind wegen der nur ruhend oder schwellend auftretenden Biegung beanspruchungsmäßig günstig. *Umlaufende Achsen* (**Bild 11-1b**), die sich mit den fest- sitzenden Bauteilen, z. B. Laufrädern, drehen, werden wechselnd auf Biegung beansprucht, so dass ihre Tragfähigkeit geringer ist als die bei feststehenden Achsen gleicher Größe und gleichem Werkstoff. Hinsichtlich der Lagerung sind sie jedoch vorteilhafter. Ein- und Ausbau, Rei- nigen und Schmieren der Lager sind bei der hierbei gegebenen Anordnung leichter möglich als in den häufig schwer zugänglichen umlaufenden Radnaben auf feststehenden Achsen.

Wellen (**Bild 11-1c**) laufen ausschließlich um und dienen dem Übertragen von Drehmomenten (Funktion), die z. B. durch Zahnräder, Riemscheiben und Kupplungen ein- und weitergeleitet werden. Sie werden auf *Torsion* und vielfach durch Querkräfte zusätzlich auf *Biegung* beansprucht. Bestimmte Übertragungselemente, z. B. Kegelräder oder schrägverzahnte Stirn- räder, leiten zusätzliche Längskräfte ein, die von der Welle und von den Lagern aufzuneh- men sind.

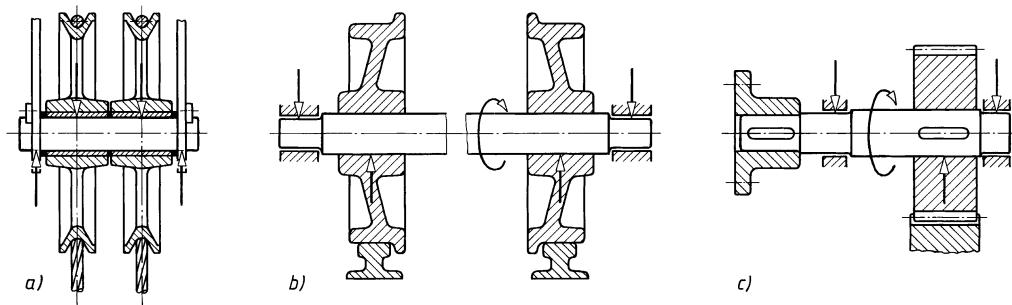


Bild 11-1 Achsen und Wellen

a) feststehende Achse, b) umlaufende Achse mit Achszapfen, c) Welle mit Wellenzapfen

Zapfen sind die zum Tragen und Lagern (Funktion) dienenden, meist abgesetzten Enden von Achsen und Wellen oder auch Einzelemente, wie z. B. Spurzapfen und Kurbelzapfen. Sie kön- nen zylindrisch, kegelig oder kugelförmig ausgebildet sein (s. **Bilder 11-13** und **11-14**).

Zu erwähnen sind noch zwei Wellen-Sonderausführungen, die aber in diesem Kapitel nicht weiter behandelt werden.

Gelenkwellen: Sie werden verwendet zum Übertragen von Drehbewegungen zwischen nicht fluchtenden und in ihrer Lage veränderlichen Wellenteilen (Funktion), z. B. im Werkzeugma- schinenbau bei Tischantrieben von Fräsmaschinen, bei Mehrspindelbohrmaschinen und im Kraftfahrzeugbau zur Verbindung von Wechsel- und Achsgetriebe. Sie bestehen aus der An-

triebswelle, den beiden Einfach-Gelenken und der ausziehbaren Zwischenwelle, der Teleskopwelle. Einzelheiten siehe Kapitel 13 „Kupplungen“.

Biegsame Wellen: Zum Antrieb (Funktion) ortsveränderlicher Maschinen kleiner Leistung, wie Handschleifmaschinen und Handfräsen oder ortsfester Geräte mit starkem Versatz zum Antrieb, wie Tachos, werden vorwiegend biegsame Wellen verwendet. Sie bestehen aus schraubenförmig in mehreren Lagen und mehrgängig gewickelten Stahldrähten (1), die von einem beweglichen Metallschutzschlauch (3) umhüllt und häufig noch durch ein schraubenförmig gewundenes Stahlband (2) verstärkt sind (**Bild 11-2**).

Die Drehung biegsamer Wellen hat entgegen dem Windungssinn der äußeren Drahtlage zu erfolgen, um ein Abwickeln dieser Lage auszuschließen. Die im **Bild 11-2** gezeigte Welle ist für Rechtsdrehung vorgesehen, da die äußere Lage linksgängig gewunden ist. Die Normalausführung ist für Rechtslauf. Die anzuschließenden Teile werden meist durch aufgelötete Muffen verbunden.

Das von der biegsamen Welle übertragbare Drehmoment ist abhängig vom Durchmesser der Wellenseite, der Ausführungsart, der Länge, dem kleinsten Biegeradius u. a. Einflussgrößen. Werte sind unter Angabe der Einsatzbedingungen vom Hersteller zu erfragen.

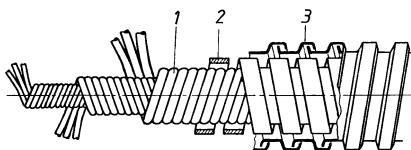


Bild 11-2

Biegsame Welle mit Metallschutzschlauch

11

11.2 Gestalten und Entwerfen

11.2.1 Gestaltungsgrundsätze

1. Gestaltungsrichtlinien hinsichtlich der Festigkeit

Die äußere Form der Achsen, Wellen und Zapfen wird sowohl durch ihre Verwendung, z. B. als Radachse, Kurbelwelle, Getriebewelle und Lagerzapfen, als auch durch die Anordnung, Anzahl und Art der Lager, der aufzunehmenden Räder, Kupplungen, Dichtungen u. dgl. bestimmt. Die Aufgaben des Konstrukteurs bestehen darin, kleine Abmessungen anzustreben, die Dauerbruchgefahr auszuschalten und eine möglichst einfache und kostensparende Fertigung zu erreichen. Hierfür sind konstruktive Maßnahmen, insbesondere zur Vermeidung gefährdeter Kerbstellen, oft entscheidender als die Verwendung von Stählen höherer Festigkeit.

Folgende Gestaltungsregeln sollten beachtet werden:

1. *Gedrängte Bauweise* mit kleinen Rad- und Lagerabständen anstreben, um kleine Biegemomente und damit kleine Durchmesser zu erreichen. Die mit den Achsen und Wellen zusammenhängenden Bauteile (Radnaben, Lager usw.) können dann ebenfalls kleiner ausgeführt werden, wodurch sich Größe, Gewicht und Kosten der Gesamtkonstruktion wesentlich verringern können (s. auch **Bild 11-8**).
2. Bei *abgesetzten Zapfen* das Verhältnis $D/d = 1,4$ nicht überschreiten. Übergänge gut runden mit $r = d/20 \dots d/10$ (**Bild 11-3a**).
3. *Keil- und Passfedernuten bei Umlaufbiegung* nicht bis an die Übergänge heranführen, damit die Kerbwirkungen aus beiden Querschnittsveränderungen wegen erhöhter Dauerbruchgefahr nicht in einer Ebene zusammenfallen (**Bild 11-3a**). Liegt nur statische Torsion (und statische Biegung) vor, s. Passfederverbindungen (Kap. 12.2.1-1).
4. Festigkeitsmäßig sehr günstig, konstruktiv jedoch nicht immer ausführbar, ist der Übergang mit zwei Rundungsradien, einem *Korbogen* mit $r \approx d/20$ und $R \approx d/5$ (**Bild 11-3b**). Bei aufgesetzten Wälzlagern ist hierbei ein Stützring erforderlich, da die Lager nicht direkt an die Wellenschulter gesetzt werden können.

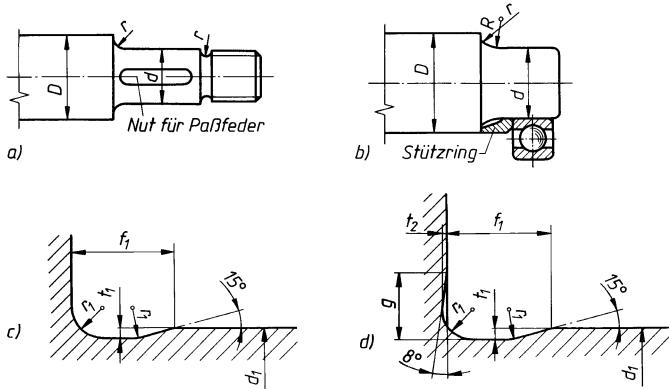


Bild 11-3
Gestaltung der Zapfenübergänge.
a) normaler Übergang,
b) Übergang mit Korbogen
c) und d) Freistich E und F
nach DIN 509

5. Rundungsradien nach DIN 250 wählen; Vorzugsreihe (Nebenreihe): 0,2 (0,3) 0,4 (0,5) 0,6 (0,8) 1 (1,2) 1,6 (2) 2,5 (3) 4 (5) 6 (8) 10 (12) 16 (18) 20 usw. nach den Normzahlreihen R5, R10, R20. Bei direkt an den Wellenschultern sitzenden Wälzlagern sind die den Lagern zugeordneten Rundungsradien (auch Schulterhöhen) nach DIN 5418 (s. **TB 14-9**) zu beachten.
6. Freistich vorsehen, wenn ein Zapfen, z. B. für eine Gleitlagerung, geschliffen werden soll, damit die Schleifscheibe freien Auslauf hat (**Bild 11-3c**, Freistich nach DIN 509, Form E). Soll auch die Absatzfläche geschliffen werden, so kommt ein Freistich nach **Bild 11-3d** (DIN 509 Form F) in Frage (Werte s. **TB 11-4**).
7. Wellenübergänge ohne Schulter festigkeitsmäßig am günstigsten nach **Bild 11-4** ausführen; Rundung $R \approx d/5$. Aufgeschrumpfte Naben von der Übergangsstelle etwas zurücksetzen (Maß a) und Bohrungskanten leicht brechen, um die Kerbwirkung klein zu halten.

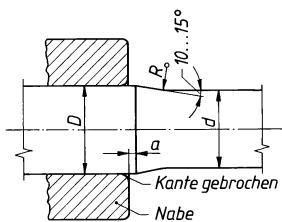


Bild 11-4
Wellenübergang ohne Schulter

8. Räder und Scheiben gegen *axiales Verschieben* möglichst durch Distanzscheiben oder -hülsen, Stellringe oder Wellenabsätze (Wellenschultern) und nicht durch Sicherungsringe sichern. Die Nuten für diese Ringe haben eine große Kerbwirkung und erhöhen damit die Dauerbruchgefahr. Sicherungsringe deshalb möglichst nur an den Wellenenden anordnen (**Bild 11-5a**).
9. Nuten etwas kürzer als Naben ausführen (Abstand $a > 0$), damit Distanzhülsen einwandfrei an der Nabe anliegen, Einbauungenauigkeiten durch Verschieben der Räder ausgeglichen werden können und die Kerbwirkungen von Nutende und Nabensitz nicht zusammenfallen (**Bild 11-5a**).

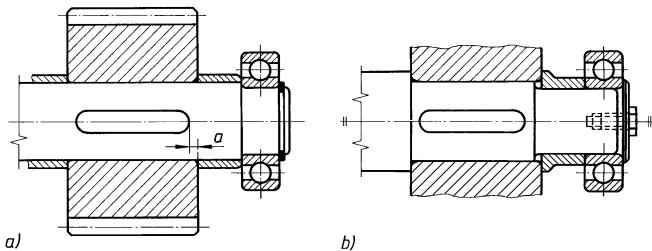


Bild 11-5
Festlegen von Rädern bzw.
Scheiben.
a) durch Distanzhülsen, b)
durch Wellenschultern

10. *Axiale Führung* der Achsen und Wellen durch Ansatzflächen der Lagerzapfen (**Bild 11-6a**) oder bei glatter Ausführung z. B. durch Stellringe (**Bild 11-6b**) an beiden Lagern (A und B) sichern. Ausreichend Spiel vorsehen, um ein Verspannen bei Wärmedehnung zu vermeiden und um Einbauungenauigkeiten ausgleichen zu können (bei Wälzlagierung s. Stützlagerung und Fest-Loslagerung im Kapitel 14). Durch die Führung an nur einem Lager (B_1) kann ein „Schwimmen“ vermieden werden. Bei mehrfacher Lagerung (**Bild 11-6c**) übernimmt ein Lager (B), bei Wälzlagierung das *Festlager*, die axiale Führung, alle anderen Lager, die *Loslager* müssen sich in Längsrichtung frei einstellen können.

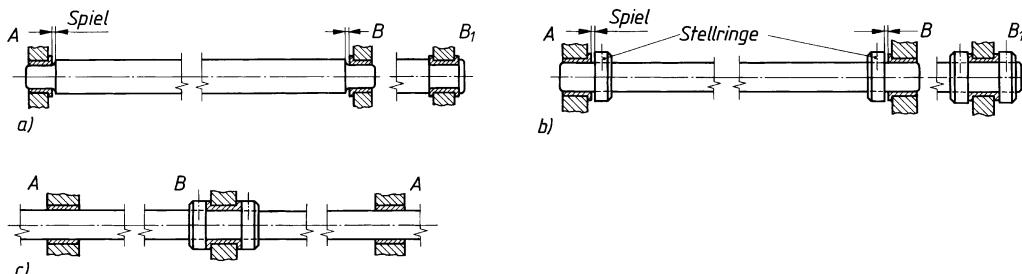


Bild 11-6 Axiale Führung von Achsen und Wellen.

a) durch Wellenschultern, b) durch Stellringe, c) bei mehrfacher Lagerung

11

11. Möglichst *Fertigwellen* (s. auch unter 11.2.2-1) verwenden, um Bearbeitungskosten zu sparen.
12. *Feststehende Achsen* wegen günstiger Beanspruchungsverhältnisse gegenüber umlaufenden bevorzugen (s. auch unter 11.2.2-2).
13. Lager dicht an Scheiben und Räder setzen, damit die Durchbiegung der Welle klein bleibt und die kritische Drehzahl hoch liegt (s. unter 11.3.3).
14. Bei hochtourig laufenden und deshalb genauestens auszuwuchtenden Wellen sollen Nuten, Bohrungen usw. vor der Endbearbeitung der Oberflächen gefertigt werden, um Druckstellen und Verformungen durch das Einspannen beim Fräsen oder Bohren zu vermeiden.
15. Liegt *Umlaufbiegung* vor, ist eine Erhöhung der Dauerschwingfestigkeit durch Oberflächenverfestigung möglich, z. B. durch Drücken, Kugelstrahlen oder auch Härteten (durch Überlagern der Druckeigenspannung und der Betriebsspannung wird die resultierende Mittelspannung in den Druckbereich verlagert, d. h. die „gefährlichere“ Zugspannung wird kleiner).

2. Gestaltungsrichtlinien hinsichtlich des elastischen Verhaltens

Die Neigung der Achse/Welle in den Lagern kann für die Auswahl der Lager, die Durchbiegung und Neigung kann an den Stellen, wo Bauteile aufgesetzt sind, für deren einwandfreie Funktion bzw. die Genauigkeit der Baugruppe entscheidend sein. Bei längeren Wellen ist evtl. die Verdrehung für die Auslegung entscheidend. Bei hohen Drehzahlen ($n > 1500 \text{ min}^{-1}$) sind Schwingungen des Systems zu beachten (kritische Drehzahl).

Eine genauere rechnerische Ermittlung der Neigung, Durchbiegung und biege- bzw. torsionskritischen Drehzahl ist, besonders bei mehrfach abgesetzten Wellen mit mehreren Scheiben oder Rädern, oft schwierig und zeitaufwendig. In der Praxis werden hierfür Rechnerprogramme eingesetzt; die kritischen Drehzahlen sind, falls erforderlich, wegen der schwer erfassbaren verstieifenden Wirkung der Lager, Räder usw. nur durch Versuche genauer ermittelbar.

Allgemein ist eine möglichst hohe kritische Drehzahl anzustreben, die mindestens 10 ... 20 % über, oder, wenn dieses nicht zu erreichen ist, ebensoviel unter der Betriebsdrehzahl liegt. Zum Erreichen einer hohen kritischen Drehzahl sind konstruktiv anzustreben:

1. Lager möglichst dicht an umlaufende Scheiben, Räder usw. setzen, um die Durchbiegung klein zu halten.
2. Wellen mit umlaufenden Teilen bei hohen Drehzahlen sorgfältig auswuchten, damit die Fliehkräfte und ihre Wirkungen klein bleiben.
3. Umlaufende Scheiben, Räder, Kupplungen usw. leicht bauen, um ein kleines Massenträgheitsmoment (und auch eine geringere Durchbiegung) zu erhalten.

Zu beachten ist, dass die kritischen Drehzahlen nur von der Gestalt (Masse und Verformung) und dem Werkstoff (nur E-Modul) abhängig sind, nicht von den äußeren Kräften oder der Lage der Welle (liegend oder stehend).

Werden steife Wellen gefordert, z. B. für Spindeln von Werkzeugmaschinen, sind die Wellen kurz zu gestalten oder wenn nicht möglich, als Hohlwellen auszuführen, da Hohlwellen ein deutlich größeres Widerstandsmoment bei gleichem Querschnitt aufweisen.

11.2.2 Entwurfsberechnung

1. Werkstoffe und Halbzeuge

Für *normal beanspruchte Achsen und Wellen* von Getrieben, Kraft- und Arbeitsmaschinen, Fördermaschinen, Hebezeugen, Werkzeugmaschinen u. dgl. kommen insbesondere die unlegierten Baustähle nach DIN EN 10025, z. B. S235, S275, E295 und E355 in Frage. Für *höher beanspruchte Wellen*, z. B. von Kraftfahrzeugen, Motoren, schweren Werkzeugmaschinen, Getrieben, Turbinen u. dgl. werden vorzugsweise die Vergütungsstäbe nach DIN EN 10083, z. B. 25CrMo4, 28Mn6 u. a., bei *Beanspruchung auf Verschleiß* auch die Einsatzstäbe nach DIN EN 10084, z. B. C15, 17CrNiMo6 u. a. verwendet. Siehe hierzu **TB 1-1**.

Achsen und Wellen können ohne Nacharbeit aus geraden blanken Rundstäben nach DIN EN 10278 mit gezogener, geschälter und geschliffener Oberfläche (Kurzzeichen: +C, +SH und +SL) in Längen bis 9 m hergestellt werden, siehe **TB 1-6**. Die Toleranzfelder betragen für gezogene und geschälte Rundstäbe h10 (h9, h11 und h12) und für geschliffene bzw. polierte Rundstäbe h9 (h6, h7, h8, h10, h11 und h12). Die Rundstäbe können auch mit den in () angegebenen Toleranzfeldern geliefert werden.

Nach den technischen Lieferbedingungen DIN EN 10277-2 bis -5 können diese blanken Rundstäbe mit den mechanischen Eigenschaften gewalzt + geschält (+SH), kaltgezogen (+C), vergütet und kaltgezogen (+QT + C) und gewalzt und geschält (+SH) als Stähle für allgemeine technische Verwendung, z. B. E295GC + C, C60 + SH; als Automatenstäbe, z. B. 11SMn37 + C, 44SMn28 + QT + C; als Einsatzstäbe, z. B. C15R + C, 16MnCr5 + A + C und als Vergütungsstäbe, z. B. C60E + C + QT, 25CrMoS4 + QT + C verwendet werden, s. **TB1-1h**. Oberflächenfehler werden in vier Güteklassen berücksichtigt. Die Oberflächengüteklaasse 4 „herstellungstechnisch rissfrei“ ist nur in geschältem und/oder geschliffenem Zustand erreichbar.

Achsen und Wellen mit anderen Toleranzen oder teilweise unbearbeiteter Oberfläche sind zweckmäßig aus warmgewalztem Rundstahl von 10 ... 250 mm Durchmesser nach DIN EN 10 060 zu fertigen, s. **TB 1-6**. Bei größeren Abmessungen oder besonderen Formen, z. B. Vorderachsen von Kraftfahrzeugen, Kurbelwellen, stärker abgesetzte oder angeformte Achsen und Wellen (s. **Bild 11-11**), werden sie vorgeschnitten, gepresst oder auch gegossen.

Werkstoffe und Halbzeuge sollen aus wirtschaftlichen Gründen nicht hochwertiger als unbedingt erforderlich gewählt werden. Nur wenn Raum- und Gewichtsbeschränkungen bei hohen Beanspruchungen zu kleinen Abmessungen zwingen, z. B. bei Kfz-Getrieben, oder wenn besondere Anforderungen an Verschleiß, Korrosion, magnetische Eigenschaften, Warmfestigkeit usw. gestellt werden, sollten entsprechende Werkstoffe wie höherlegierte Vergütungs- und Einsatzstäbe oder korrosionsbeständige Stähle verwendet werden. Gegebenenfalls können auch noch Forderungen nach guter Schweiß-, Zerspan- und Schmiedbarkeit für die Werkstoffwahl mitbestimmend sein. Empfehlungen über die für bestimmte Anforderungen und Verwendungszwecke zu wählenden Stähle enthält die Werkstoffauswahl **TB 1-1**.

2. Berechnungsgrundlagen

Achsen und Wellen lassen sich nur unter Einbeziehung der mit diesen verbundenen Bauteilen wie Räder, Lager u. dgl., also unter Zugrundelegung des gesamten Konstruktionsumfeldes gestalten und berechnen, wobei von folgenden Fällen ausgegangen werden kann.

Fall 1: Der Einbauraum für die Achse oder Welle ist durch die bereits festliegenden Abmessungen der Gesamtkonstruktion vorgegeben, z. B. für eine Fahrzeugachse durch die Breite des Fahrzeugs (**Bild 11-1b**) oder für die Antriebswelle eines Kettenförderers durch die aufgrund der Förderleistung bedingte Trogbreite (z. B. $B = 315$ mm in **Bild 11-7**). In solchen Fällen liegen die Abstandsmaße für Lager, Räder u. dgl. fest oder lassen sich zumindest gut abschätzen, so dass mit den relativ genau zu bestimmenden Biege- und Torsionsmomenten die Achsen bzw. Wellen für den Entwurf schon ausreichend genau berechnet werden können.

Fall 2: Der Einbauraum ist nicht vorgegeben, da die Abmessungen der Gesamtkonstruktion im wesentlichen erst durch die vom zunächst noch unbekannten Achsen- bzw. Wellendurchmesser d abhängigen Größen der Radnaben, Lager u. dgl. bestimmt werden müssen, wie z. B. bei der Getriebewelle (**Bild 11-8**). In solchen Fällen liegen die Lager- und Radabstände und damit auch

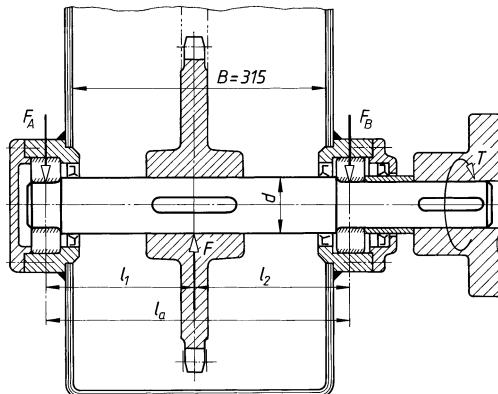


Bild 11-7 Antriebswelle eines Förderers mit vorgegebenem Einbaumaß (schematisch)

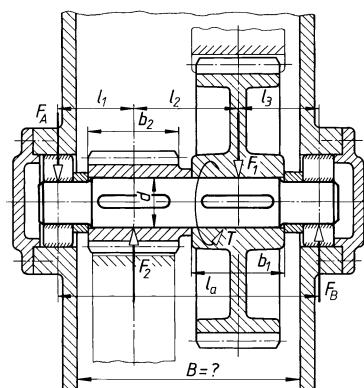


Bild 11-8 Welle eines Getriebes mit vorerst nicht bekannten Einbaumaßen (schematisch)

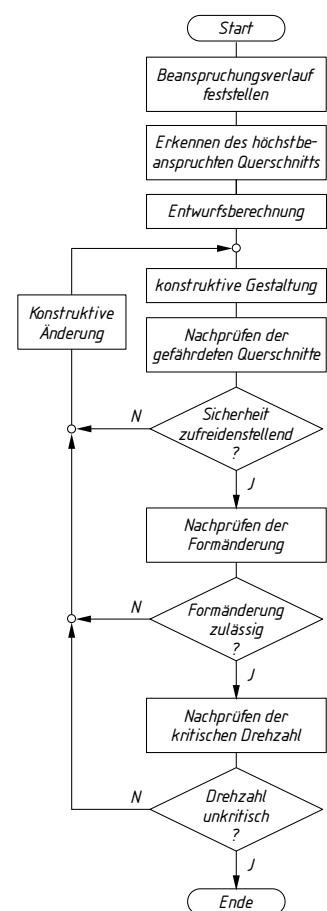


Bild 11-9 Ablaufplan zur Berechnung von Achsen und Wellen

die Wirklinien der Kräfte noch nicht fest, so dass die Biegemomente auch nicht ermittelt werden können. Hier muss durch eine *Entwurfsberechnung* nach 11.2.2-3 der Durchmesser d' zunächst überschlägig ermittelt werden und damit die Größen der Radnaben, Lager u. dgl. annähernd bestimmt und die Abstandsmaße durch einen Vorentwurf festgelegt werden. Erst danach kann eine „genauere“ Berechnung nach 11.3 (meist in der Form der Nachprüfung) erfolgen und anschließend, falls erforderlich, eine entsprechende Korrektur der Abmessungen vorgenommen und der endgültige Entwurf erstellt werden.

Die Vorgehensweise für eine überschlägige rechnerische Auslegung von Achsen und Wellen ist im **Bild 11-9** dargestellt.

Festigkeitsbetrachtungen

Bei der Berechnung der Achsen und der Wellen werden die äußeren Kräfte (Radkräfte, Lagerkräfte) der Einfachheit halber meist als punktförmig angreifende Kräfte angenommen, wobei deren Wirklinien allgemein durch die Mitten der Angriffsflächen, also der Zahnbreiten, Scheibenbreiten, Lagerbreiten u. dgl. gelegt werden (s. **Bilder 11-1** und **11-8**). Nur bei der Krafteinleitung über verhältnismäßig lange Nabben ist ggf. die Betrachtung als Streckenlast angebracht.

Gewichtskräfte aus den Eigengewichten von Achse bzw. Welle, Rädern usw. können – im Gegensatz zu den Untersuchungen von Verformungen und kritischen Drehzahlen (s. unter 11.3.3) – bei der Festigkeitsberechnung meist vernachlässigt werden.

Achsen: Achsen werden auf Biegung und auf Schub beansprucht (s. **Bild 11-10a**). Wie aus **Bild 11-10b** zu erkennen ist, hat die Biegespannung σ_b (Normalspannung) in der Randzone ihren Maximalwert, während die Schubspannung τ_s in der Randzone annähernd Null ist. Nach Gl. (3.5) wird die Vergleichsspannung in der Randzone $\sigma_v \approx \sigma \approx \sigma_b$ sein. Zur Biegeachse hin wird der Einfluss der Schubspannung zwar größer, aber infolge der Abnahme der Biegespannung wird die Vergleichsspannung zur Mitte hin für „normale“ Anwendungsfälle immer kleiner sein als die Randspannung σ_b . Nur für kleine Abstände l_x , z. B. bei Bolzen, Stiften, evtl. auch bei kurzen Lagerzapfen (s. Bild 11.10) ist der Einfluss der Schubspannung (τ_s) zu berücksichtigen. Allgemein kann gesagt werden, dass bei der Ermittlung des Achsdurchmessers d die Schubspannung vernachlässigt werden kann, wenn $l_x > d$ ist.

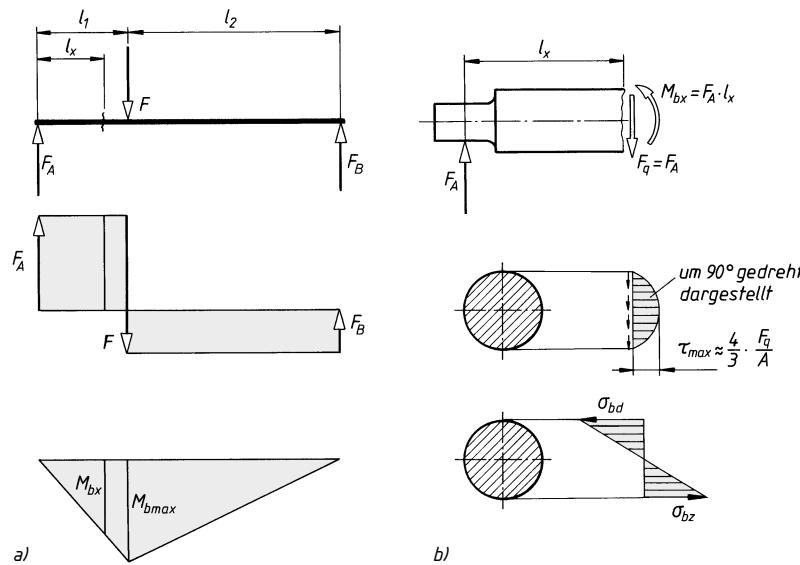


Bild 11-10 Beanspruchung einer Achse.

a) Querkraft- und Biegemomentenverlauf, b) Schnittgrößen und Spannungsverlauf

Zylindrische Achsen: Bei einer zylindrischen Achse muss bei reiner Biegebeanspruchung die Biegehauptgleichung $\sigma_b = M_b/W \leq \sigma_{b,zul}$ erfüllt sein. Mit $W = (\pi/32) \cdot d^3$ für den Kreisquerschnitt wird der *Mindestdurchmesser der Achse*

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{32 \cdot M_b}{\pi \cdot \sigma_{b,zul}}} \approx 2,17 \cdot \sqrt[3]{\frac{M_b}{\sigma_{b,zul}}} \quad (11.1)$$

bzw. mit $k = d_i/d_a$ und $W = (\pi/32) \cdot (d_a^4 - d_i^4)/d_a = (\pi/32) \cdot d_a^3 \cdot (1 - k^4)$ wird der *Außendurchmesser der Hohlachse*

$$d_a \geq \sqrt[3]{\frac{32 \cdot M_b}{\pi \cdot (1 - k^4) \cdot \sigma_{b,zul}}} \approx 2,17 \cdot \sqrt[3]{\frac{M_b}{(1 - k^4) \cdot \sigma_{b,zul}}} \quad (11.2)$$

sowie der Innendurchmesser der Hohlachse

$$d_i \leq k \cdot d_a \quad (11.3)$$

M_b größtes Biegemoment

Der Begriff „maximales Biegemoment“ ist für den statischen Nachweis vergeben und berücksichtigt die höchste mögliche auch einmalige Belastung; der Begriff „equivalentes Biegemoment“ gilt für den dynamischen Nachweis $-M_{b,eq} = K_A \cdot M_{b,nenn}$. S. Kap. 3
 $\sigma_{b,zul}$ zulässige Biegespannung. Für Überschlagsrechnungen $\sigma_{b,zul} = \sigma_{BD}/S_{D,min}$ nach Gl. (3.26)
 k angenommenes Durchmesserverhältnis d_i/d_a der Hohlachse, mit Innendurchmesser d_i und Außendurchmesser d_a . Das Widerstandsmoment von Hohlachsen (und -wellen) nimmt bei Werten $k \leq 0,5$ nur geringfügig bei bereits merklicher Reduzierung der Querschnittsfläche bzw. der Gewichtskraft ab.

Angeformte Achsen: Schwere Achsen (und auch Wellen), z. B. für große, hochbelastete Seilscheiben von Förderanlagen werden aus Gründen der Werkstoff- und Gewichtersparnis häufig einem *Träger gleicher Festigkeit* angeformt. Der nach Gl. (11.1) ermittelte Durchmesser ist theoretisch nur an der Stelle des größten Biegemomentes M erforderlich. An allen anderen Querschnittsstellen könnte der Durchmesser entsprechend der Größe des dort auftretenden Biegemomentes u. U. kleiner sein. Für die im **Bild 11-11** dargestellte Seilrollenachse ergibt sich der Durchmesser d_x an der Stelle x mit dem Biegemoment $M_{bx} = F_A \cdot x$ und $\sigma_{b,zul}$ wie zu Gl. (11.1) aus

$$d_x \geq \sqrt[3]{\frac{32 \cdot M_{bx}}{\pi \cdot \sigma_{b,zul}}} \approx 2,17 \cdot \sqrt[3]{\frac{F_A \cdot x}{\sigma_{b,zul}}} \quad (11.4)$$

Hiermit ergibt sich ein Rotationskörper, der durch eine kubische Parabel begrenzt ist. Die Achse ist zweckmäßig durch zylindrische oder kegelige Abstufungen so auszubilden, dass ihre Begrenzungskanten die Parabel an keiner Stelle einschneiden, s. **Bild 11-11**. Die Übergänge sind sanft zu runden, um die Kerbwirkung möglichst klein zu halten.

Ein Gestalten nach diesen Gesichtspunkten lohnt sich jedoch nur bei Achsen größerer Durchmessers, die vor der spanenden Bearbeitung ohnehin vorgeschmiedet werden, und wenn die höheren Fertigungskosten durch Werkstoffeinsparung, durch kleinere und damit preiswerte Lager an den kleineren Achsenden und durch geringere Transport- und Montagekosten sich wieder ausgleichen.

Achszapfen: Die Durchmesser d_1 von *Lagerzapfen* umlaufender Achsen werden nach der

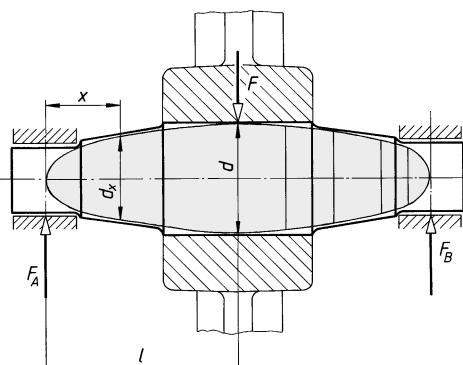


Bild 11-11 Angeformte Achse

Berechnung des Achsdurchmessers d meist konstruktiv festgelegt und nur in ungünstigsten Fällen ist die Kontrolle des Querschnittes $A - B$ im **Bild 11-12** erforderlich. Die Beanspruchung des Lagerzapfens erfolgt vorwiegend wechselnd auf Biegung. Die zusätzliche Schubbeanspruchung kann erfahrungsgemäß vernachlässigt werden.

Tragzapfen feststehender Achsen werden wie Lagerzapfen festgelegt und überprüft. Die Beanspruchung erfolgt bei diesen jedoch vorwiegend ruhend oder dynamisch schwelend auf Biegung. Einzelzapfen als *Führungszapfen* (z. B. bei Schwenkrollen, **Bild 11-13a**), als *Kurbelzapfen* (z. B. bei Kurvenscheiben, **Bild 11-13b**) und als *Halszapfen* (z. B. bei Kransäulen, **Bild 11-13c**) werden im wesentlichen auf Biegung durch das Moment $M_b = F \cdot l$ bzw. $M_b = F \cdot l/2$ beansprucht und entsprechend wie Lagerzapfen konstruktiv festgelegt und nur in ungünstigen Fällen in den gefährdeten Querschnitten $A - B$ geprüft.

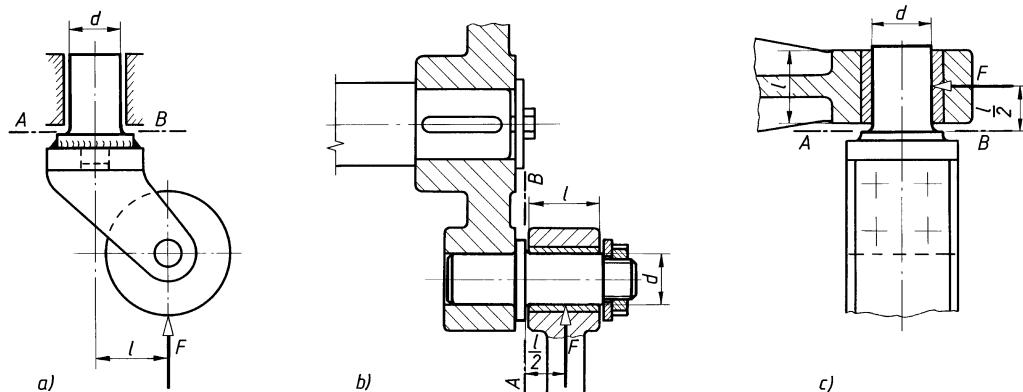


Bild 11-13 Einzelzapfen.
a) als Führungszapfen, b) als Kurbelzapfen, c) als Halszapfen

Einzelzapfen als *Spur-* oder *Stützzapfen* (z. B. bei Wanddrehkranen, **Bild 11-14a**) werden auf Flächenpressung und meist noch auf Biegung durch das Moment $M_b = F_r \cdot l$ beansprucht. Die noch auftretenden Beanspruchungen auf Druck und Schub können vernachlässigt werden. *Kugelzapfen* dienen einer gelenkartigen Lagerung von Achsen, Wellen und Stangen, die räumliche Bewegungen ausführen, z. B. Schubstangen bei Kurbeltrieben von Exzenterpressen (s. **Bild 11-14b**). Die Beanspruchung erfolgt hauptsächlich auf Flächenpressung: $p = F_a/A \leq p_{zul}$. Als Fläche A gilt die Fläche der Projektion der gepressten Kugelzone.

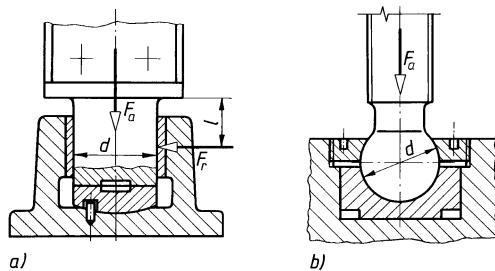


Bild 11-14 Einzelzapfen.
a) Spur-, b) Kugelzapfen

Wellen: Für die Berechnung der Wellenabmessungen sind in erster Linie Höhe und Art der Beanspruchung (Torsion, Torsion und Biegung) maßgebend. In manchen Fällen können jedoch auch die elastische Verformung (Drillwinkel, Durchbiegung), eine geforderte Steifigkeit (z. B.

bei Werkzeugmaschinen) und etwaige Schwingungen (kritische Drehzahl) für die Bemessung entscheidend sein (s. unter 11.3).

Torsionsbeanspruchte Wellen: Reine Torsionsbeanspruchung liegt selten vor, denn häufig tritt noch eine zusätzliche Biegebeanspruchung auf. Wird diese jedoch nur durch die Gewichtskräfte hervorgerufen, dann kann sie meist vernachlässigt werden. Annähernd reine Torsionsbeanspruchung tritt z. B. bei Kardanwellen, bei direkt mit einem Motor oder Getriebe gekuppelten Wellen von Lüftern, Zentrifugen, Kreiselpumpen u. dgl. auf.

Für *Vollwellen mit Kreisquerschnitt* ergibt sich mit $W_t = (\pi/16) \cdot d^3$ aus der Torsionshauptgleichung $\tau_t = T/W_t \leq \tau_{t,zul}$ der Mindestdurchmesser

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{16 \cdot T}{\pi \cdot \tau_{t,zul}}} \approx 1,72 \cdot \sqrt[3]{\frac{T}{\tau_{t,zul}}} \quad (11.5)$$

Hohlwellen werden vorgesehen, wenn eine hohe Steifigkeit bei möglichst kleiner Masse gefordert wird, z. B. bei Arbeitsspindeln von Dreh- und Fräsmaschinen, bei Gelenkwellen (**Bild 11-15**) oder wenn z. B. Spann-, Schalt- und Steuerstangen hindurchzuführen sind.

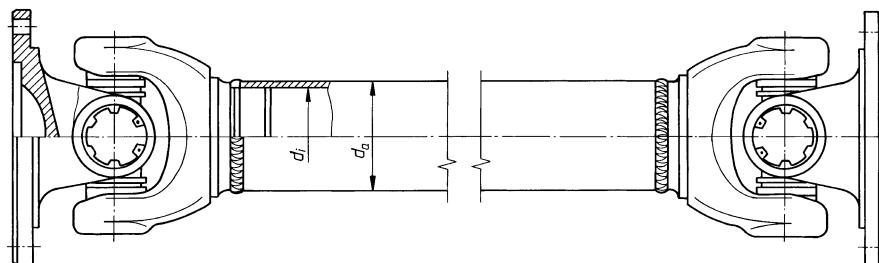


Bild 11-15 Gelenkwellen in Rohrausführung (Hohlwelle)

Aus der Torsionshauptgleichung lässt sich für *Hohlwellen mit Kreisquerschnitt* für $W_t = (\pi/16) \cdot (d_a^4 - d_i^4)/d_a$ und dem Durchmesserverhältnis $k = d_i/d_a$ und somit $W_t = (\pi/16) \cdot d_a^3 \cdot (1 - k^4)$ der Außendurchmesser ermitteln aus

$$d_a \geq \sqrt[3]{\frac{16 \cdot T}{\pi \cdot (1 - k^4) \cdot \tau_{t,zul}}} \approx 1,72 \cdot \sqrt[3]{\frac{T}{(1 - k^4) \cdot \tau_{t,zul}}} \quad (11.6)$$

T das von der Welle zu übertragende größte Torsionsmoment

$\tau_{t,zul}$ zulässige Torsionsspannung nach Angaben zu Gl. (3.26); $\tau_{t,zul} = \tau_{t,D}/S_{D,\min}$

k s. zu Gl. (11.3)

Der Innendurchmesser d_i wird nach Gl. (11.3) errechnet und sinnvoll festgelegt.

Gleichzeitig torsions- und biegebeanspruchte Wellen: Gleichzeitige Torsions- und Biegebeanspruchung liegt bei Wellen am häufigsten vor. Durch das zu übertragende Torsionsmoment werden Torsionsspannungen, durch Riemenzug-, Zahn- oder andere auf die Welle wirkende Kräfte zusätzlich Biege- und auch Schubspannungen hervorgerufen, s. **Bild 11-16**. Die Schubspannungen sind erfahrungsgemäß jedoch vernachlässigbar klein und müssen nur in extrem ungünstigen Fällen mit in die Berechnung einbezogen werden (s. auch unter Achsen).

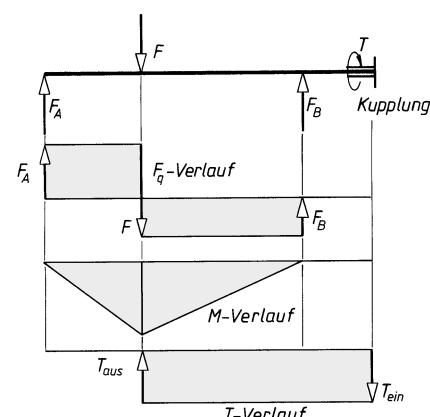


Bild 11-16 Torsions- und biegebeanspruchte Welle

Die aus Torsion und Biegung zusammengesetzten Beanspruchungen treten allgemein bei Wellen mit Zahnradern, Riemenscheiben, Hebeln u. ä. Übertragungselementen auf, wie z. B. bei Getriebe- und Kurbelwellen. **Bild 11-16** zeigt, dass im Bereich zwischen der Wirklinie der Kraft F und dem Lager B die größte Beanspruchung (Torsion, Schub, Biegung) liegt. Beim Zusammenwirken von Torsion und Biegung (die Schubbeanspruchung soll in nachfolgender Betrachtung vernachlässigt werden) treten die jeweils höchsten Spannungen in den Randfasern auf. Die Gesamtwirkung lässt sich für duktile Werkstoffe mit der GE-Hypothese nach Gl. (3.5) ermitteln. Setzt man hierin für $\sigma_b = M_b/W_b$ und für $\tau_t = T/W_t = T/(2 \cdot W_b)$ kann das *Vergleichsmoment*¹⁾ berechnet werden aus

$$M_v = \sqrt{M_b^2 + 0,75 \cdot \left(\frac{\sigma_{b,zul}}{\varphi \cdot \tau_{t,zul}} \cdot T \right)^2} = \sqrt{M_b^2 + \left(\frac{\sigma_{b,zul}}{2 \cdot \tau_{t,zul}} \cdot T \right)^2} \quad (11.7)$$

M_b Biegemoment für den gefährdeten Querschnitt
 T von der Welle zu übertragendes Torsionsmoment

$\sigma_{b,zul}, \tau_{t,zul}$ zulässige Spannungen für die vorhandenen Beanspruchungsfälle $\sigma_{b,zul}/(\varphi \cdot \tau_{t,zul}) \approx 0,7$
 wenn die Torsion ruhend oder schwelend, die Biegung wechselnd auftritt;
 $\sigma_{b,zul}/(\varphi \cdot \tau_{t,zul}) \approx 1$, wenn Torsion und Biegung im gleichen Belastungsfall auftreten,
 z. B. beide wechselnd

φ Faktor zur Berechnung des Anstrengungsverhältnisses; $\varphi = 1,73$

Aus der zu erfüllenden Bedingung $\sigma_v = \sqrt{\sigma_{b,max}^2 + 3 \cdot (\sigma_{b,zul}/(\varphi \cdot \tau_{t,zul}) \cdot \tau_{t,max})^2} \leq \sigma_{b,zul}$ kann analog zu den Gln. (11.1) bis (11.4) jeweils der *erforderliche Wellendurchmesser* ermittelt werden.

Für *Vollwellen mit Kreisquerschnitt* gilt dann

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{32 \cdot M_v}{\pi \cdot \sigma_{b,zul}}} \approx 2,17 \cdot \sqrt[3]{\frac{M_v}{\sigma_{b,zul}}} \quad (11.8)$$

und für *Hohlwellen mit Kreisquerschnitt*

$$d_a \geq \sqrt[3]{\frac{32 \cdot M_v}{\pi \cdot (1 - k^4) \cdot \sigma_{b,zul}}} \approx 2,17 \cdot \sqrt[3]{\frac{M_v}{(1 - k^4) \cdot \sigma_{b,zul}}} \quad (11.9)$$

M_v Vergleichsmoment (ideelles Biegemoment)

W_b, W_t Biege-, Torsions-Widerstandsmoment

$\sigma_{b,zul}, k$ wie zu Gln. (11.1 und 11.3)

Der Innendurchmesser der Hohlwelle wird nach Gl. (11.3) ermittelt.

Beachte: In vielen Fällen lässt sich das Biegemoment vorerst nicht genau ermitteln, da die zu dessen Berechnung erforderlichen Abstände der Lager, Räder u. dgl. sowie teilweise auch deren Kräfte noch unbekannt sind, wie bereits ausführlich unter 11.2.2-2 zu *Fall 2* beschrieben. In solchen Fällen wird der Durchmesser durch eine Entwurfsberechnung zunächst überschlägig ermittelt und nach der konstruktiven Gestaltung entsprechend nachgeprüft, s. unter 11.3.

Wellenzapfen: Die nur zur Lagerung dienenden Wellenzapfen, die *Lagerzapfen* (**Bild 11.17a**) werden wie Achszapfen vorwiegend wechselnd auf Biegung beansprucht und auch wie diese nach 11.3.1 geprüft.

Der **Antriebszapfen** (**Bild 11-17b**) überträgt ausschließlich das von der Kupplung eingeleitete Torsionsmoment T und wird nur auf Torsion beansprucht. Gefährdet sind der Übergangsquerschnitt $C-D$ und der Nutquerschnitt $E-F$, wobei meist nur der Nutquerschnitt wegen der Schwächung durch die Nuttiefe und auch wegen der häufig höheren Kerbwirkung nach 11.3.1 nachgeprüft zu werden braucht.

Der **Antriebszapfen** (**Bild 11-17c**) wird im wesentlichen durch das von der Kupplung eingeleitete Torsionsmoment T auf Verdrehung beansprucht. Die durch die Lagerkraft F im Querschnitt $G-H$ zusätzlich entstehende Biegebeanspruchung ist wegen des meist kleinen Abstandes l_1 , z. B. bei Wälzlagern, im Verhältnis zur Verdrehbeanspruchung gering und kann normalerweise

¹⁾ Vergleichbares Biegemoment mit gleicher Wirkung wie Biege- und Torsionsmoment gemeinsam

vernachlässigt werden. Es braucht also praktisch nur der Nutquerschnitt $I-K$ auf Torsion nach 11.3.1 nachgeprüft zu werden.

Bei dem **Antriebszapfen** (**Bild 11-17d**) wird das Torsionsmoment T über eine „fliegend“ angeordnete Riemscheibe (oder ein Zahnrad) eingeleitet. Neben der Verdrehbeanspruchung entsteht durch die Scheiben- oder Radkraft F_2 für den Übergangsquerschnitt $L-M$ eine nicht mehr zu vernachlässigende Biegebeanspruchung. Unter Zugrundelegung des Vergleichsmomentes M_v ist der Querschnitt $L-M$ und sicherheitshalber auch der überwiegend auf Verdrehung beanspruchte Querschnitt $N-O$ nach 11.3.1 nachzuprüfen.

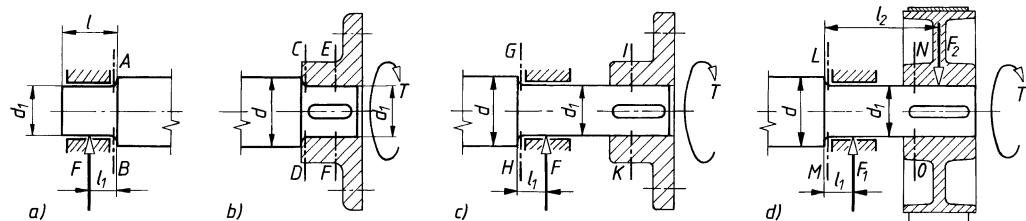


Bild 11-17 Wellenzapfen.

a) biegebeansprucht, b) torsionsbeansprucht, c) und d) torsions- und biegebeansprucht

Wellenenden: Zur Aufnahme von Riemscheiben, Zahnrädern und Kupplungen sollen möglichst genormte Wellenenden verwendet werden: Zylindrische Wellenenden nach DIN 748 T1 und T3 (s. **TB 11-1**); kegelige Wellenenden mit langem und kurzem Kegel und Außengewinde nach DIN 1448 (s. **TB 11-2**); solche mit Innengewinde nach DIN 1449.

Torsions- und Biegemomente

Für die Dimensionierung der Achsen und der Wellen sind in erster Linie die sich aus der zu übertragenden Leistung und der zugehörigen Drehzahl ergebenden Torsions- und Biegemomente ausschlaggebend. Querkräfte, die sich aus schweren Massen, umlaufenden exzentrischen Massen und anderen von der Achse oder Welle aufzunehmenden Bauteilen (z. B. Steuernocken) ergeben, sind vielfach mit zu berücksichtigen wie auch die z. B. bei Riemenantrieben sich aus der Vorspannung ergebenden Querkräfte, die oftmals um ein Vielfaches größer sind als die aus dem Drehmoment resultierende Tangentialkraft (Umfangskraft). Schwierigkeiten bei der genauen Erfassung der von der Achse und Welle aufzunehmenden Kräfte und Momente bereiten die dynamischen Vorgänge der gesamten Leistungsübertragung, wie z. B. Beschleunigungen und Abbremsen der Massen, die Art der Antriebs- und Belastungsverhältnisse, z. B. Verbrennungsmotor oder Elektromotor bzw. selten Volllast oder Vollast mit starker Stoßwirkung.

Torsionsmomente¹⁾: Aus der Grundbeziehung $P = T \cdot \omega = T \cdot 2 \cdot \pi \cdot n$ wird das zu übertragende **Nenndrehmoment**

$$T_{\text{nenn}} = \frac{P}{2 \cdot \pi \cdot n} \quad (11.10)$$

und mit den in der Praxis üblichen Einheiten sowie unter Berücksichtigung der dynamischen Vorgänge durch den Anwendungsfaktor K_A (s. Bild 3-8) ergibt sich das für die Berechnung maßgebende äquivalente Drehmoment aus der Gebrauchsformel

$$T = T_{\text{eq}} = K_A \cdot T_{\text{nenn}} \approx 9550 \cdot \frac{K_A \cdot P}{n} \quad \begin{array}{c|c|c} T & P & n \\ \hline \text{Nm} & \text{kW} & \text{min}^{-1} \end{array} \quad (11.11)$$

K_A Anwendungsfaktor²⁾ zur Berücksichtigung dynamischer Vorgänge nach **TB 3-5**

P größte zu übertragende Nennleistung

n zur Nennleistung P gehörige (kleinste) Drehzahl

¹⁾ Nach DIN 1304 wird unterschieden zwischen dem Drehmoment (Kraftmoment) M und dem Torsionsmoment T als inneres Moment. Der Einfachheit halber wird – wie in der weiterführenden Literatur meist üblich – generell als Formelzeichen für das Dreh- und Torsionsmoment T eingesetzt.

²⁾ Die Festlegung des Anwendungsfaktors muss sehr gewissenhaft vorgenommen werden, denn eine hierbei erfolgte Fehleinschätzung wird durch keine noch so genaue Berechnung wieder wettgemacht.

Biegemomente: Das Ermitteln der von den Achsen und Wellen aufzunehmenden Biegemomente ist oft erheblich aufwendiger und schwieriger als das der Torsionsmomente. Grundsätzlich werden die sich bei der Leistungsübertragung ergebenden Aktionskräfte (Lagerkräfte, Riemenzugkräfte, Zahnkräfte, u. a.) aus dem äquivalenten Torsionsmoment nach Gl. (11.11) ermittelt, um auch für die benachbarten Bauteile den schwer erfassbaren Einfluss der dynamischen Vorgänge mit zu berücksichtigen. Für die Berechnung maßgebend ist häufig das größte Biegemoment, dessen Bestimmung an einigen Beispielen gezeigt werden soll. In allen Fällen sind – falls nicht aus vorangegangenen Berechnungen bereits bekannt – die Lagerkräfte zu ermitteln. Der einfachste Fall liegt bei nur einer angreifenden Kraft vor, z. B. einer Achse mit einer Seilrolle oder einem Laufrad bzw. einer Welle mit einer Riemscheibe, s. Bild 11-18. Hier liegt das größte Biegemoment M_b im Angriffspunkt der Gesamtzugkraft F bei einer Scheibenanordnung zwischen den Lagern; bei „fliegender“ Anordnung der Scheibe dagegen im Lager B (Strichlinie).

Aus den statischen Gleichgewichtsbedingungen $\sum M_{(A)} = 0$ bzw. $\sum M_{(B)} = 0$ lassen sich die Lagerkräfte F_B bzw. F_A ermitteln. Im Bild 11-18 sind die Verläufe für das Biegemoment (M_b), die Querkraft (F_Q) und das Torsionsmoment (T) dargestellt.

Die Ermittlung der Lagerkräfte und der benötigten Biegemomente für Systeme mit mehreren, in verschiedenen Richtungen wirkenden Kräften wird mit den Bildern 11-19 und 11-20 gezeigt. Zunächst wird die Zahnnormalkraft F_{bn} in ihre einzelnen Komponenten zerlegt. Bei einer Geradverzahnung nach Bild 11-19 sind das die Umfangskraft F_t und die Radialkraft F_r , bei der Schrägverzahnung nach Bild 11-20 kommt zusätzlich noch die Axialkraft F_a hinzu. Als nächstes wird für die Bestimmung der Biegemomente das vorhandene räumliche Kräftesystem in zwei ebene Kräftesysteme zerlegt. Die Aufteilung der äußeren Kräfte F_t , F_r und F_a auf die zwei Ebenen wird wie folgt vorgenommen: Eine Kraft wird in einer Ebene berücksichtigt, wenn Sie unverzerrt sichtbar ist und nicht mit der Wellenmitte zusammenfällt. Für die Welle nach Bild 11-19 wirken danach in der x - z -Ebene die Kräfte F_{t1} und F_{t2} (bestimmt werden damit die Lagerkräfte F_{Ax} , F_{Bx} und der M_{bx} -Verlauf des Biegemoments), in der y - z -Ebene die Kräfte F_{r1} und F_{r2} (bestimmt werden damit die Lagerkräfte F_{Ay} , F_{By} und der M_{by} -Verlauf des Biegemoments). Alle Kräfte können für eine anschaulichere Darstellung zur Biegemomentenberechnung in der Wellenmitte angreifend dargestellt werden, die Kräfte F_{r1} und F_{r2} durch ein Verschieben entlang ihrer Wirkungslinien, die Kräfte F_{t1} und F_{t2} durch Parallelverschiebung. Für die Welle nach Bild 11-20 wirkt die der x - z -Ebene die Kraft F_t (bestimmt werden damit die Lagerkräfte F_{Ax} , F_{Bx} und der M_{bx} -Verlauf des Biegemoments), in der y - z -Ebene sind die parallel zur Welle mit dem Abstand $d_1/2$ wirkende Kraft F_a und die Kraft F_r (bestimmt werden damit die Lagerkräfte F_{Ay} , F_{By} und der M_{by} -Verlauf des Biegemoments) zu berücksichtigen. Zur Veranschaulichung werden in Bild 11-20 die in der y - z -Ebene durch F_r und F_a entstehenden Biegemomentenverläufe separat dargestellt (wirken zusammen

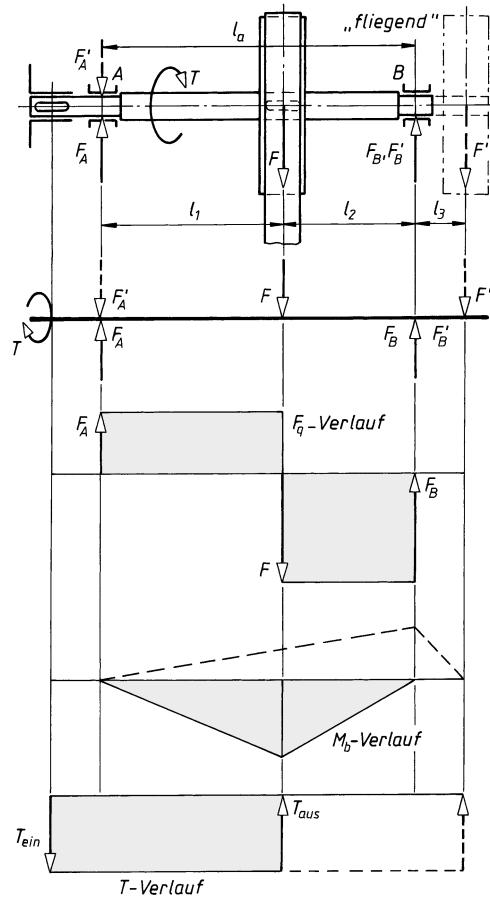
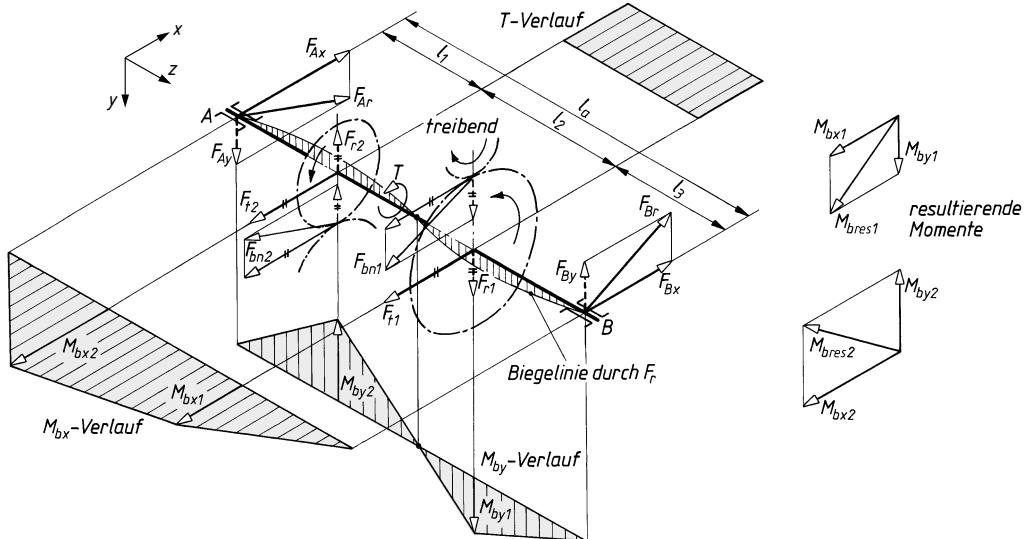


Bild 11-18 Ermittlung der Lagerkräfte und der Biegemomente

in dieser Ebene in aufsummierter Form), ebenfalls die anteiligen Lagerreaktionskräfte F_{Ay1} , F_{Ay2} , F_{By1} und F_{By2} . Im letzten Berechnungsschritt erfolgt dann die Zusammenführung beider Ebenen, indem die resultierenden Lagerkräfte F_A und F_B und das resultierende Biegemoment M_{bres} ermittelt werden.

3. Ermittlung des Entwurfsdurchmessers

Im Rahmen des eigentlichen Konstruktionsprozesses werden für Achsen und Wellen selten punktuell die jeweils erforderlichen Durchmesser errechnet. Ausgehend von dem z. B. nach



11

Bild 11-19 Ermittlung der Lagerkräfte und Biegemomente bei einer Getriebezwischenwelle mit zwei Geradstirnrädern

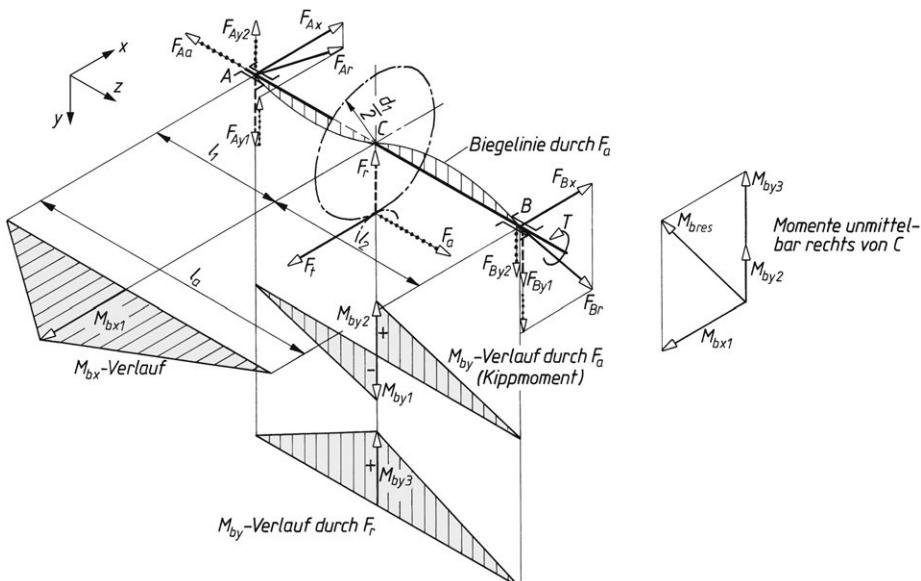


Bild 11-20 Ermittlung der Lagerkräfte und Biegemomente bei einer Welle mit Schrägstirnrad

Bild 11-21 ermittelten *Richtdurchmesser* wird vielfach das Bauteil erst konstruktiv gestaltet und dann auf ausreichende Sicherheit gegenüber statischer und Dauerfestigkeit, der zulässigen Formänderung und evtl. der kritischen Drehzahl nachgeprüft, s. auch **Bild 11-9**.

Die in 11.2.2-2 aufgeführten Gleichungen zur Durchmesserberechnung setzen voraus, dass u. a. die jeweils zulässige Spannung bereits bekannt ist. Diese kann aber erst nach Vorliegen der entsprechenden Konstruktionsdaten ermittelt werden. So sind erst *nach* der Gestaltung viele z. T. voneinander abhängige Einflussgrößen (Durchmesser, Kerbform, Oberflächenbeschaffenheit) zur Ermittlung der zulässigen Spannung bekannt. Um trotzdem einen Durchmesser für die zu konstruierenden Achsen und Wellen auslegen zu können, wird eine mögliche Überschlagsberechnung für die zulässigen Spannungen durchgeführt. Dazu dienen die in Kap. 3, Abschnitt 3.7 dargestellten Zusammenhänge. Bei dynamischer Beanspruchung wird der nach Gl. (3.26) angegebene maximale Wert für die Mindestsicherheit $S_{D\min} = 4$ verwendet. Für Achsen und Wellen ergeben danach folgende Beziehungen: $\sigma_{b\text{zul}} = \sigma_{bD}/S_{D\min} \approx \sigma_{bD}/4$ bzw.

11

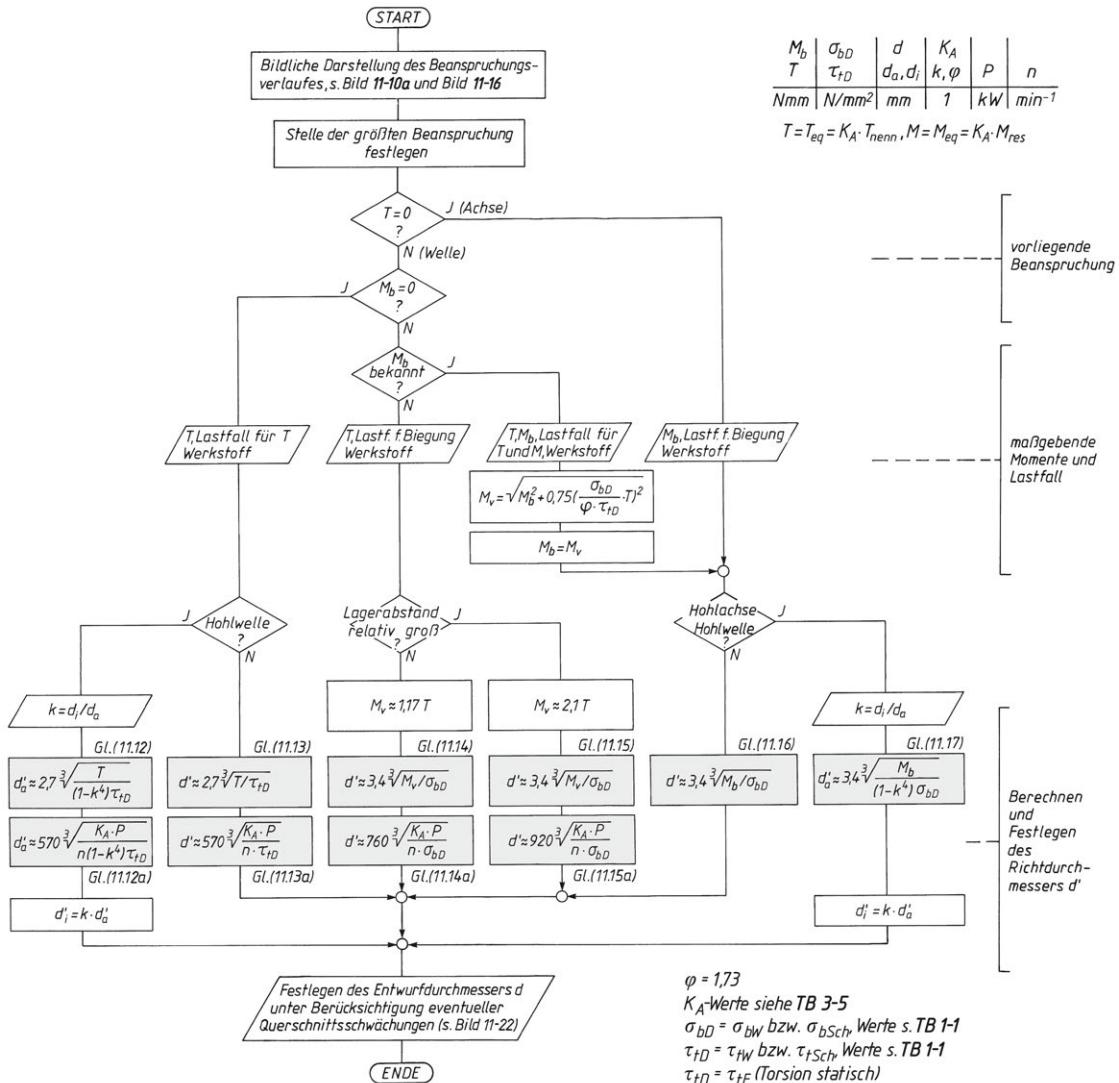


Bild 11-21 Ablaufplan zur Ermittlung des Richtdurchmessers für Achsen und Wellen

$\tau_{t,zul} = \tau_{t,D}/S_{D,\min} \approx \tau_{t,D}/4$, wobei für $\sigma_{b,D}$ ($\tau_{t,D}$) der für den vorliegenden Beanspruchungsfall maßgebende Wert $\sigma_{b,Sch}$ ($\tau_{t,Sch}$) bzw. $\sigma_{b,W}$ ($\tau_{t,W}$) zu verwenden ist. Mit diesen Beziehungen zur überschlägigen Bestimmung der zulässigen Spannungen ergeben sich: aus Gl. (11.6) neu Gl. (11.12), aus Gl. (11.5) neu Gl. (11.13), aus Gl. (11.8) neu Gl. (11.14) und Gl. (11.15), aus Gl. (11.1) neu Gl. (11.16) und aus Gl. (11.2) neu Gl. (11.17).

Benötigt wird nun noch das Vergleichsmoment M_v in den Gln. (11.14) und (11.15), welches bei Wellen mit gleichzeitiger Torsions- und Biegebeanspruchung maßgebend ist. Nachdem nur die Torsionsbeanspruchung bekannt ist, das wirkende Biegemoment aber erst nach ausgeführter Konstruktion, muss das Verhältnis M_b/T überschlägig abgeschätzt werden. Für typische Konstruktionen liegt das Verhältnis M_b/T zwischen den Werten $M_b/T = 1$ für sehr kompakte Konstruktionen und $M_b/T = 2$ für Konstruktionen mit relativ großem Lagerbestand. Wird damit das Vergleichsmoment nach Gl. (11.7) – hergeleitet nach der GE-Hypothese, gültig deshalb nur für duktile Werkstoffe – für den Fall berechnet, dass die Torsion ruhend oder schwelend wirkt, liegen die Vergleichsmomente zwischen den zwei Werten $M_v \approx 1,17 \cdot T$ und $M_v \approx 2,1 \cdot T$.

Bei Wellen, die nur statisch auf Torsion beansprucht werden, wird die zulässige Spannung nach Gl. (3.24) mit einer Mindestsicherheit $S_{F,\min} = 1,8$ bestimmt. Die Verwendung der Gln. (11.12) und (11.13) in angegebener Weise auch bei einer geänderten Sicherheit von $S_{F,\min} = 1,8$ gegenüber $S_{D,\min} = 4$ wird durch einen angepassten Festigkeitswert $(2,1 \cdot \tau_{t,F})$ ermöglicht. Wird für T nach Gl. (11.11) $T = 9550 \cdot 10^3 \cdot K_A \cdot (P/n)$ (in Nmm) eingesetzt, ergeben sich für die Überschlagsrechnung die Gln. (11.12a) ... (11.15a).

Die mit den Gleichungen nach **Bild 11-21** überschlägig ermittelten *Richtdurchmesser* d' sind sinnvoll auf den Entwurfsdurchmesser d aufzurunden, unter Beachtung der oft genormten Abmessungen von zu montierenden Bauteilen wie Lager, Sicherungselemente und Dichtungen und von Herstellungswerkzeugen und Prüfmitteln (Lehren).

Letzteres wird erreicht, wenn wie in **Bild 11-22** der auszuführende Entwurfsdurchmesser gewählt wird (d' entspricht dem Durchmesser d in **TB 3-9**, auf welchen sich die Kerbwirkungszahlen beziehen).

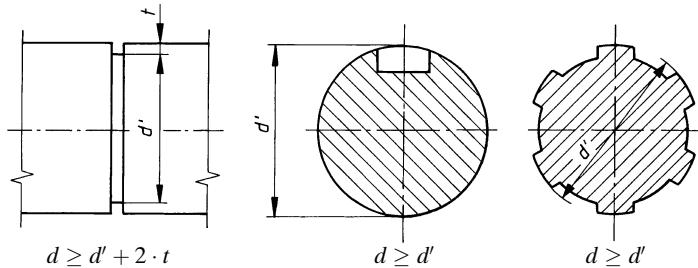
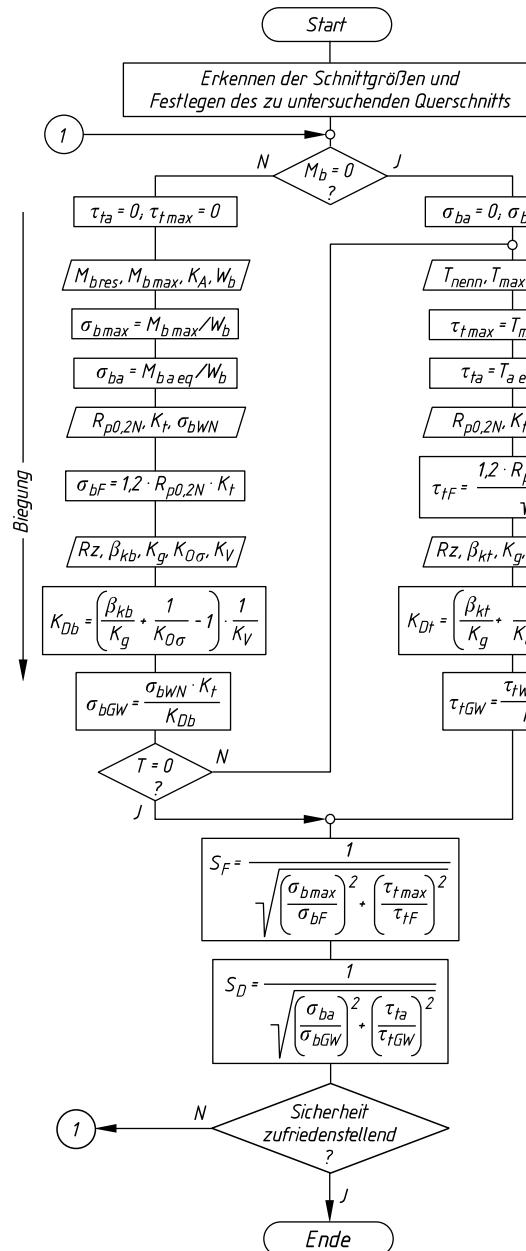


Bild 11-22 Rechnerisch ermittelter Richtdurchmesser d' und auszuführender Entwurfsdurchmesser d

11.3 Kontrollberechnungen

11.3.1 Festigkeitsnachweis

Nachdem das Bauteil (Achse, Welle) unter Zugrundelegung des nach **Bild 11-21** ermittelten Richtdurchmessers d' mit Berücksichtigung der evtl. vorhandenen Querschnittsschwächungen entworfen und gestaltet ist, kann für die *kritischen Querschnitte*, z. B. Wellenabsätze, Eindrehungen, Gewindefreistiche u. a., der Festigkeitsnachweis geführt werden (s. Kap. 3 unter 3.7). Danach ist für dynamisch belastete Bauteile nicht nur der dynamische Festigkeitsnachweis mit den äquivalenten Momenten (Berücksichtigung des Anwendungsfaktors K_A) zu führen, sondern auch der statische Festigkeitsnachweis mit den maximalen Momenten (s. Kap. 3, **Bild 3-8**), da in Einzelfällen die Sicherheit des statischen Nachweises (besonders, wenn T_{\max} viel größer als T_{eq} bei seltenen sehr großen Stößen ist) für die endgültige konstruktive Festlegung des Durchmes-



M_b	σ -Werte	W	Rz	K_A, K_f, β_k, K_D
T	τ -Werte	W_f		$K_g, K_{D\sigma}, K_{D\tau}$
Nmm	N/mm^2	mm^{-3}	μm	1

worliegende Beanspruchung

bei Torsion rein schwellend

$$T_{a\,eq} = K_A \cdot T_{nenn} / 2 = T_{eq} / 2$$

bei Torsion rein wechselnd

$$T_{a\,eq} = K_A \cdot T_{nenn} = T_{eq}$$

bei Biegung wechselnd

$$M_{ba\,eq} = K_A \cdot M_{bres}$$

vorhandene Spannungen

Hinweis: Der statische Nachweis

sollte mit den Maximalwerten

T_{max} und M_{bmax} geführt werden (Ma-

Maximalwerte treten z. B. beim Anlauf - Bild 3.01. Nur wenn die

auf, s. Bild 3.8). Nur wenn diese nicht bekannt sind oder nicht abge-

schätzt werden können ist.

$$T_{\text{max}} \approx T_{\text{es}} = K_A \cdot T_{\text{absorb}} \text{ und}$$

$$M_{h\max} \approx M_{h\text{ref}} = K_A \cdot M_{h\text{res}} \text{ zu}$$

Dimax *Deq* *A* *Dres*

Festigkeitswerte der Bauteile

s. Bild 3-27

vorhandene Sicherheit

statischer Nachweis:

$$\zeta_F \geq \zeta_{F-1}$$

$\Sigma_F \subseteq \Sigma_{Fmin}$
dynamischer Nachweis:

Dynamischer Nachweis:

$$S_D \geq S_{D\text{erf}} = S$$

Bild 11-23 Ablaufplan für einen vereinfachten statischen und dynamischen Sicherheitsnachweis
Die Momentengleichungen sind für Wellen angegeben, beansprucht nach **Bild 3-8** (Anfahren mit Anlaufkupplung)

sers d maßgebend sein kann. Alle für den Sicherheitsnachweis benötigten Angaben sind nach der Gestaltungsphase bekannt bzw. können bestimmt werden.

Bild 11-23 zeigt einen möglichen Ablaufplan zur vereinfachten Ermittlung der vorhandenen Sicherheit für den jeweils betrachteten Querschnitt (Vereinfachungen s. unter 3.7.3). Genauere Berechnungen sind mit den Angaben im Kapitel 3.7 durchzuführen, wobei aufgrund des hier z. T. sehr hohen Rechenaufwandes der Einsatz von Maschinenelemente-Berechnungsprogrammen empfehlenswert ist.

11.3.2 Elastisches Verhalten

1. Verformung bei Torsionsbeanspruchung

Bei längeren Wellen, z. B. Fahrwerkwellen von Laufkranen, Drehwerkwellen von Drehkranen, bei denen der Abstand zwischen den das Torsionsmoment übertragenden Bauteilen, wie Zahnräder, Riemenscheiben und Kupplungen verhältnismäßig groß ist, wird vielfach die Verdrehverformung für die Berechnung maßgebend. Erfahrungsgemäß soll der Verdrehwinkel $\varphi_{\text{zul}} \approx 0,25^\circ \dots 0,5^\circ$ je m Wellenlänge nicht überschreiten, s. **Bild 11-24**.

Durch die Verformung wird in der Welle, wie in einer Drehstabfeder, eine Formänderungsarbeit gespeichert. Bei auftretenden Drehmomentenschwankungen wird diese z. T. wieder frei, wodurch Schwingungen erzeugt werden können. Außerdem ergibt ein großer Verdrehwinkel eine kleine Federsteife und damit eine niedrige kritische Drehzahl (s. unter 11.3.3-3).

Der *Verdrehwinkel für glatte Wellen* ergibt sich aus

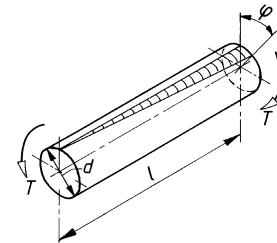


Bild 11-24 Elastische Verformung bei Torsionsbeanspruchung

11

$$\varphi = \frac{180^\circ}{\pi} \cdot \frac{l \cdot \tau_t}{r \cdot G} = \frac{180^\circ}{\pi} \cdot \frac{T \cdot l}{G \cdot I_t} \quad (11.18)$$

Werden hierin gesetzt: Verdrehwinkel $\varphi = 0,25^\circ$, Wellenlänge $l = 1000$ mm, Torsionsspannung $\tau_t = (T/W_p)$ in N/mm², Wellenradius $r = d/2$ in mm, Torsionsmoment T in Nmm nach Gl. (11.11), polares Flächenmoment 2. Grades $I_t = (\pi/32) \cdot d^4$ in mm⁴, Schubmodul (für Stahl) $G = 81\,000$ N/mm², dann ergibt sich für Wellen aus Stahl nach Umformen obiger Gleichung unter Berücksichtigung der vorliegenden Betriebsverhältnisse der überschlägige Wellendurchmesser, bei dem ein Verdrehwinkel von $0,25^\circ$ je m Wellenlänge nicht überschritten wird, aus

$$d \approx 2,32 \cdot \sqrt[4]{T} \approx 129 \cdot \sqrt[4]{K_A \cdot \frac{P}{n}} \quad \begin{array}{c|c|c|c|c} d & T & K_A & P & n \\ \hline \text{mm} & \text{Nmm} & 1 & \text{kW} & \text{min}^{-1} \end{array} \quad (11.19)$$

Eine anschließende Kontrolle auf Dauerfestigkeit nach 11.3.3 ist erforderlich.

Wellen mit einer Länge, bei der nicht sicher vorauszusehen ist, ob die Festigkeit oder die Formänderung maßgebend ist, können zunächst auf Festigkeit nach 11.2.2 und 11.3.1 berechnet werden. Danach wird der Verdrehwinkel nachgeprüft und nötigenfalls der Durchmesser geändert. Für *abgesetzte Wellen* mit den Durchmessern $d_1, d_2 \dots d_n$ und den dazugehörigen Längen $l_1, l_2 \dots l_n$ ergibt sich der *Verdrehwinkel* φ angenähert aus

$$\varphi \approx \frac{180^\circ}{\pi} \cdot \frac{(32/\pi) \cdot T}{G} \cdot \Sigma \left(\frac{l}{d^4} \right) \quad (11.20)$$

T, G wie zu Gl. (11.18) und (11.19), $\Sigma(l/d^4) = l_1/(d_1^4) + l_2/(d_2^4) + \dots l_n/(d_n^4)$

2. Verformung bei Biegebeanspruchung

Die Durchbiegung f und die Neigung $\tan \alpha$ im **Bild 11-25** werden durch die Art, Größe und Lage der hierfür maßgebenden Kräfte, sowie durch die elastischen Eigenschaften des Wellen- (oder Achsen-)Werkstoffes bestimmt.

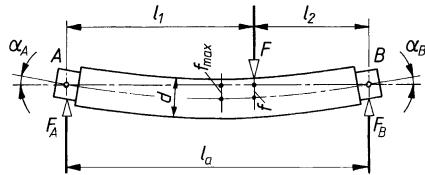


Bild 11-25
Elastische Verformung bei Biegebeanspruchung

Für einige oft vorkommende Beanspruchungsfälle lassen sich die Verformungen von glatten Wellen oder Achsen nach **TB 11-6** ermitteln. Greifen Kräfte in verschiedenen Ebenen an, so sind sie in zweckmäßig gerichtete, z. B. waagerechte und senkrechte, Komponenten zu zerlegen. Die Durchbiegungen in beiden Ebenen ergeben die resultierende Durchbiegung

$$f_{\text{res}} = \sqrt{f_x^2 + f_y^2} \quad (11.21)$$

f_x, f_y Einzeldurchbiegung in x - und y -Richtung

Entsprechend ergibt sich die resultierende Neigung aus

$$\alpha_{\text{res}} = \sqrt{\alpha_x^2 + \alpha_y^2} \quad (11.22)$$

Treten mehrere Beanspruchungsfälle nach **TB 11-6** gleichzeitig auf, so addieren sich die Lagerkräfte, Durchbiegungen und Neigungen aus den Einzelfällen.

Schwieriger ist das Ermitteln der Durchbiegung und Neigung abgesetzter Wellen oder Achsen, also bei verschiedenen Durchmessern. In vereinfachter Form wird nachfolgend ein rechnerisches Verfahren dargestellt.

Rechnerische Ermittlung der Durchbiegung abgesetzter Achsen und Wellen

Für den am häufigsten vorkommenden Fall einer zweifach gelagerten, abgesetzten Welle mit einer Punktlast nach **Bild 11-26** kann die Durchbiegung unter der Kraft F wie folgt berechnet werden: Im Angriffspunkt der Kraft F denke man sich die Achse bzw. Welle mit den Durchmessern d_{an} bzw. d_{bn} fest eingespannt (zwei Freiträger, s. auch **Bild 11-27**). Die durch die jeweilige Lagerkraft F_A und F_B hervorgerufene Durchbiegung f_A und f_B wird angelehnt an die allgemeine

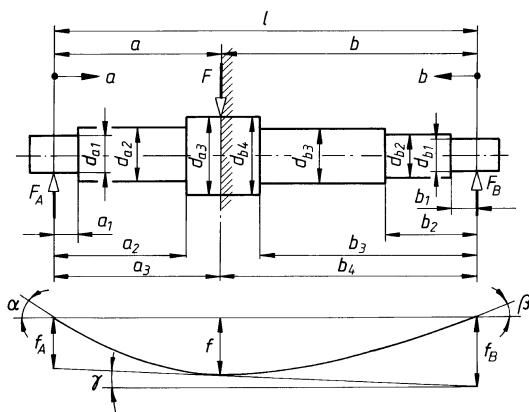


Bild 11-26
Zweifach gelagerte, abgesetzte Welle
mit einer Punktlast

Beziehung für Freiträger $f = F \cdot l^3 / (3 \cdot E \cdot I)$ mit $I = (\pi/64) \cdot d^4$ zunächst für jede Lagerstelle (A und B) getrennt nach Gln. (11.23) und (11.24) errechnet. Die Durchbiegung f unter der Kraft F kann dann nach Gl. (11.25) ermittelt werden

$$f_A = \frac{6,79 \cdot F_A}{E} \cdot \left(\frac{a_1^3}{d_{a1}^4} + \frac{a_2^3 - a_1^3}{d_{a2}^4} + \frac{a_3^3 - a_2^3}{d_{a3}^4} + \dots \right) \quad (11.23)$$

$$f_B = \frac{6,79 \cdot F_B}{E} \cdot \left(\frac{b_1^3}{d_{b1}^4} + \frac{b_2^3 - b_1^3}{d_{b2}^4} + \frac{b_3^3 - b_2^3}{d_{b3}^4} + \dots \right) \quad (11.24)$$

$$f = f_A + \frac{a}{l} \cdot (f_B - f_A) \quad (11.25)$$

Mit $\tan \alpha' \approx \alpha'$ und $\tan \beta' \approx \beta'$ in den Gln. (11.26) sowie mit $\tan \gamma \approx \gamma = (f_B - f_A)/l$ (s. **Bild 11.26**) ergeben sich die Neigungen der Zapfen in den Lagern mit hinreichender Genauigkeit aus den Gln. (11.27)

$$\alpha' \approx \frac{10,19 \cdot F_A}{E} \cdot \left(\frac{a_1^2}{d_{a1}^4} + \frac{a_2^2 - a_1^2}{d_{a2}^4} + \dots \right) \quad (11.26a)$$

$$\beta' \approx \frac{10,19 \cdot F_B}{E} \cdot \left(\frac{b_1^2}{d_{b1}^4} + \frac{b_2^2 - b_1^2}{d_{b2}^4} + \dots \right) \quad (11.26b)$$

$$\alpha \approx \alpha' + \frac{f_B - f_A}{l} \quad (11.27a)$$

$$\beta \approx \beta' - \frac{f_B - f_A}{l} \quad \begin{array}{c|c|c|c} f & F & E & a, b, d \\ \hline \text{mm} & \text{N} & \text{N/mm}^2 & \text{mm} \end{array} \quad (11.27b)$$

Hinweis: Obige Betrachtungen wurden unter der Annahme punktförmig angreifender Kräfte ange stellt, was praktisch jedoch nicht ganz zutrifft. So können verstieifende Wirkungen von festsitzenden Nab en kaum erfasst werden; die tatsächlichen Durchbiegungen und Neigungen werden somit etwas kleiner sein als die rechnerischen Werte.

Um Funktionsstörungen an Maschinen (Verkanten von Zahnrädern, Kantenpressung in den Lagern u. dgl.) zu vermeiden, sollen die Verformungen die Werte nach **TB 11-5** nicht überschreiten.

Bei mehreren äußeren Kräften sind die Durchbiegungen und Neigungen für jede Kraft separat zu bestimmen und diese dann vorzeichengerecht aufzusummieren. Bei räumlichen Kräftesystemen sind mit den Kräften zwei ebene Kräftesysteme zu bilden. Nach der Berechnung der Gesamtdurchbiegung und Gesamtneigungen beider Ebenen sind diese entsprechend zu überlagern (Kräfteaufteilung auf zwei Ebenen und Überlagerung der Ergebnisse beider Ebenen s. Hinweise im Text zu den **Bildern 11-19** und **11-20** bzw. Gln. (11.21), (11.22)). Die Berechnungsgleichungen für unterschiedliche Kraftangriffe sind in **TB 11-7** angegeben. Zu beachten ist, dass bei umgekehrt wirkender Kraftrichtung die Kräfte mit negativem Vorzeichen in die Gleichungen nach **TB 11-7** einzusetzen und für die spiegelbildende Seite B die Bezeichnungen nach **Bild 11-16** bzw. Gl. (11.26a) zu verwenden sind.

Beispiel: Für die nach **Bild 11-27a** gegebene Welle sollen die Lagerneigungen und die Durchbiegung unter der Kraft F_2 ermittelt werden. Bestimmt wurden bereits die Lagerkräfte F_A und F_B . **Bild 11-27b** zeigt für die Berechnung verwendeten zwei Freiträger A und B . Mit den Gleichungen nach **TB 11-7** werden jeweils für die Kräfte F_A , F_1 und F_4 für die Seite A die Einzeldurchbiegungen f_{AA} , f_{A1} und f_{A4} sowie die Einzelneigungen α'_A , α'_1 und α'_4 bestimmt. Jeweils für die Kräfte F_B und F_3 werden für die

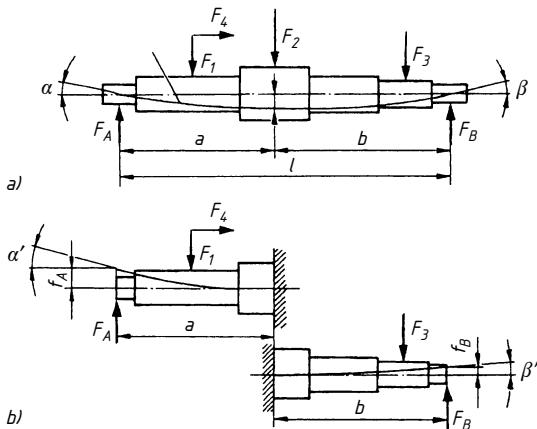


Bild 11-27
Getriebewelle, a) durch eine Kräfteaufteilung erhaltene Berechnungsebene, b) Freiträger A und B für eine Verformungsberechnung

Seite B die Einzeldurchbiegungen f_{BB} und f_{B3} sowie die Einzelneigungen β'_B und β'_3 ermittelt. Für die Seite A werden dann die Einzeldurchbiegungen zur Gesamtdurchbiegung f_A und die Einzelneigungen zur Gesamtnieigung α' aufsummiert. Die Gesamtdurchbiegung f_B und Gesamtnieigung β' für die Seite B werden entsprechend berechnet. Die gesuchte Durchbiegung f unter der Kraft F_2 und die Lagerneigungen α und β können jetzt mit den Gl. (11.25), (11.27a) und (11.27b) bestimmt werden.

11

11.3.3 Kritische Drehzahl

1. Schwingungen, Resonanz

Wird ein Körper, z. B. ein Federstab (**Bild 11-28a**), durch eine kurzzeitig wirkende Kraft F elastisch verformt, so wird er nach Aufhören dieser Kraftwirkung durch eine gleich große, aber entgegengesetzt gerichtete Rückstellkraft in *Biegeschwingungen* versetzt. Die Schwingungsfrequenz (Schwingungszahl je Zeiteinheit) ist dabei um so größer, je größer die Elastizität (Federkonstante) und je kleiner die Masse des Körpers ist. Sie ist jedoch unabhängig von der Größe der erregenden Kraft, die nur die *Amplitude* (Weite des Schwingungsausschlages) bestimmt. Alle Körper haben somit eine bestimmte *Eigenfrequenz*. Bei einer einmaligen Erregung werden die Schwingungen durch Luftwiderstand, Reibung oder dgl. allmählich bis zum Stillstand gedämpft. Wird jedoch ein Körper immer wieder durch Kraftstöße im Rhythmus der Eigenfrequenz von neuem angeregt, dann kommt es zur *Resonanz* (Überlagerung der Erregerfrequenz mit der Eigenfrequenz); die Schwingungsausschläge werden nach jedem Anstoß größer, so dass unter Umständen sogar ein Bruch eintreten kann.

Zu gleichen Erscheinungen kann es auch bei *Drehschwingungen* kommen (**Bild 11-28b**).

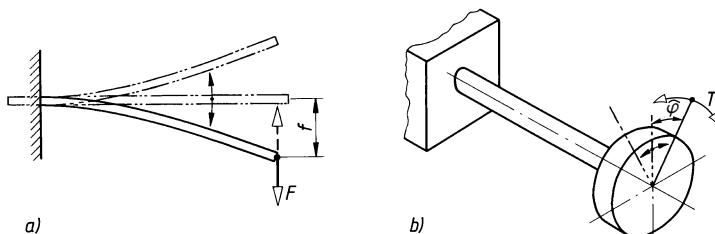


Bild 11-28 Elastische Schwingungen.
a) Biegeschwingungen, b) Drehschwingungen

2. Biegekritische Drehzahl

Bei umlaufenden Wellen (und Achsen) entstehen schwingungserregende Kräfte durch *Unwuchten* der umlaufenden Massen, z. B. der Riemenscheiben, Zahnräder, Kupplungen als auch der Wellen selbst. Eine Unwucht entsteht, wenn der Schwerpunkt der Massen nicht mit der Drehachse zusammenfällt (Exzentrizität). Eine solche Unwucht verursacht an den umlaufenden Massen eine *Fliehkraft* F_z als schwingungserregende Kraft (**Bild 11-29**).

Anhand einfacher Beispiele soll das grundsätzliche Verhalten umlaufender Wellen dargestellt und erläutert werden.

Fall 1: Zweifach gelagerte Welle mit einer Einzelmasse (**Bild 11-29**). Die gewichtslos gedachte Welle trägt eine Scheibe mit der Masse $m = G/g$, deren Schwerpunkt S um den Betrag e außerhalb der Wellenmitte M liegt. Bei der Winkelgeschwindigkeit ω wird die Welle durch die Fliehkraft $F_z = m \cdot r \cdot \omega^2 = m \cdot (y + e) \cdot \omega^2$ um den Betrag y ausgelenkt. Bedingt durch den *Verformungswiderstand* (Federsteife) der Welle wirkt dieser Fliehkraft die Rückstellkraft $F_R = c \cdot y$ entgegen, so dass im Beharrungszustand der Welle Gleichgewicht herrscht: $F_z - F_R = 0$; mit obigen Werten: $m \cdot (y + e) \cdot \omega^2 - c \cdot y = 0$. Die Gleichung umgestellt, ergibt die Auslenkung des Scheibenmittelpunktes $y = (m \cdot e \cdot \omega^2)/(c - m \cdot \omega^2) = e/[c/(m \cdot \omega^2) - 1]$.

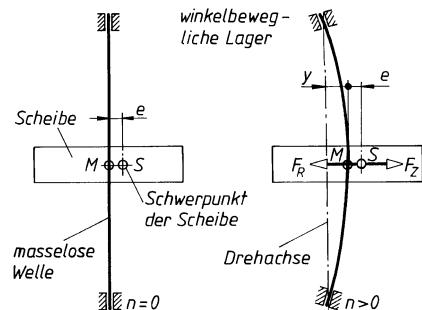


Bild 11-29
Entstehung von Biegewellenschwingungen bei Wellen

11

Würde in dieser Gleichung die Winkelgeschwindigkeit ω so erhöht, dass $\omega^2 = c/m$ wird, ergebe sich theoretisch eine unendlich große Auslenkung y , die zum Bruch der Welle führen würde. Es kommt zur gefürchteten *Resonanz*. Diese *Eigenkreisfrequenz* (kritische Winkelgeschwindigkeit) ergibt sich somit aus

$$\omega_k = \sqrt{\frac{c}{m}} \quad (11.28)$$

c Federsteife für elastische Biegung
 m Masse der umlaufenden Scheibe

Mit $c = G/f$ und $m = G/g$ wird $\omega_k = 99 \cdot \sqrt{(1/f)}$. Wird für $\omega_k = \pi \cdot n_k / 30$ gesetzt, dann ergibt sich aus der Zahlenwertgleichung die *biegekritische Drehzahl* zu

$$n_k \approx 946 \cdot \sqrt{\frac{1}{f}} \quad \frac{n_k}{\text{min}^{-1}} \mid \frac{f}{\text{mm}} \quad (11.29)$$

Unter Berücksichtigung der Lagerung oder „Einspannung“ wird die *biegekritische Drehzahl* für Achsen und Wellen

$$n_{kb} \approx k \cdot 946 \cdot \sqrt{\frac{1}{f}} \quad \frac{n_{kb}}{\text{min}^{-1}} \mid \begin{array}{c|c|c} k & f \\ \hline 1 & 1 & \text{mm} \end{array} \quad (11.30)$$

f Durchbiegung an der Stelle der umlaufenden Masse

k Korrekturfaktor für die Art der Lagerung:

k = 1 bei frei gelagerten, d. h. nicht eingespannten, in den Lagern umlaufenden Achsen

oder Wellen (Normalfall),

k = 1,3 bei an den Enden eingespannten feststehenden Achsen mit darauf umlaufenden Scheiben, Rädern u. dgl.

Fall 2: Zweifach gelagerte Welle mit mehreren Einzelmassen

Für mehrfach gelagerte und mit mehreren Einzelmassen besetzte Wellen (allgemeiner Fall) gilt prinzipiell der gleiche Sachverhalt, jedoch hat die mit *n* Einzelmassen belegte Welle auch *n* kritische Drehzahlen. In der Regel interessiert jedoch nur die niedrigste kritische Drehzahl, weil alle anderen ein Vielfaches höher liegen.

Eine exakte rechnerische Ermittlung der kritischen Drehzahl ist sehr aufwendig, wenn außer mehreren Scheibenmassen die Welle noch mehrfach gelagert und darüber hinaus nicht glatt, sondern mehrfach abgesetzt ist. Sie wird, wenn erforderlich, meist mit Berechnungsprogrammen durchgeführt.

Zur Ermittlung der kritischen Drehzahl bzw. Winkelgeschwindigkeit von zweifach gelagerten Wellen mit mehreren Drehmassen können folgende Näherungsverfahren angewandt werden.

a) Die maximale Durchbiegung f_{\max} wird rechnerisch oder zeichnerisch ermittelt (s. unter 11.3.2-2).

Die kleinste (niedrigste) kritische Drehzahl ergibt sich dann (bis zu 5 % zu niedrig) aus Gl. (11.30), wobei *k* = 1 zu setzen ist und $f = f_{\max}$ die maximale Durchbiegung an den Stellen der umlaufenden Massen bedeutet (ist nicht identisch mit der maximalen Durchbiegung der Welle).

b) Zunächst werden, jeweils für sich, die kritischen Winkelgeschwindigkeiten (Eigenkreisfrequenzen) ω_{k0} der Welle allein (häufig vernachlässigbar) und aller Scheiben mit masselos gedachter Welle $\omega_{k1}, \omega_{k2} \dots$ errechnet. Die niedrigste kritische Winkelgeschwindigkeit der ganzen Welle ω_k kann nach Dunkerley ermittelt werden (meist 5 % bis 10 % zu niedrig) aus

$$\frac{1}{\omega_k^2} = \frac{1}{\omega_{k0}^2} + \frac{1}{\omega_{k1}^2} + \frac{1}{\omega_{k2}^2} + \dots + \frac{1}{\omega_{kn}^2} \quad (11.31)$$

Bei Vernachlässigung der Wellenmasse geht durch Einsetzen von $1/\omega^2 = [(30/\pi) \cdot n]^2 = f/g$ dieses „Dunkerleysche Gesetz“ über in die o. a. Näherungsgleichung Gl. (11.30) mit *k* = 1 und $f = \sum f = f_1 + f_2 + f_3 + \dots + f_n = f_{\max}$. Hierunter ist die maximale Durchbiegung der Welle zu verstehen, die sich an der Stelle einer umlaufenden Masse aus den Einzelbeträgen $f_1, f_2 \dots f_n$ durch die Einzelmassen $m_1, m_2 \dots m_n$ an dieser Stelle ergibt.

Fall 3: Glatte Wellen ohne Scheiben

Wie im Fall 2 dargelegt, gibt es für ein *n*-Massensystem auch *n* verschiedene kritische Drehzahlen. Denkt man sich die stetig verteilte Eigenmasse der glatten Welle zusammengesetzt aus unendlich vielen kleinen Einzelmassen, so folgt daraus, dass es in diesem Fall unendlich viele kritische Drehzahlen gibt. In den meisten Fällen interessiert nur die kleinste dieser Drehzahlen (Grundfrequenz). Ohne näher auf die mathematischen Zusammenhänge einzugehen, sollen für die praktischen Anwendungsfälle je nach Art der Lagerung Anhaltswerte gegeben werden für *glatte Stahlwellen mit dem Durchmesser d und der Wellenlänge l* jeweils in mm:

a) Feiaufliegende („kugelig gelagerte“) Welle (z. B. Pendellager)

$$n_{k1} = 122,5 \cdot 10^6 \cdot d/l^2 \text{ in } \text{min}^{-1}; \quad n_{k2} = 4 \cdot n_{k1}; \quad n_{k3} = 9 \cdot n_{k1}; \quad n_{k4} = 16 \cdot n_{k1} \quad \text{usw.}$$

b) An beiden Enden eingespannte Welle (z. B. bei sehr starren Lagern)

$$n_{k1} = 277,7 \cdot 10^6 \cdot d/l^2 \text{ in } \text{min}^{-1}; \quad n_{k2} = 2,8 \cdot n_{k1}; \quad n_{k3} = 5,49 \cdot n_{k1}; \quad n_{k4} = 8,9 \cdot n_{k1}$$

c) „Fliegende Welle“ (ein Ende eingespannt, ein Ende frei)

$$n_{k1} = 43,6 \cdot 10^6 \cdot d/l^2 \text{ in } \text{min}^{-1}; \quad n_{k2} = 6,276 \cdot n_{k1}; \quad n_{k3} = 17,55 \cdot n_{k1}; \quad n_{k4} = 34,41 \cdot n_{k1}$$

Durchbiegungen durch Zahnkräfte, Riemenzugkräfte und sonstige radial auf die Welle wirkenden Kräfte dürfen zur Ermittlung der biegekritischen Drehzahl nicht eingesetzt werden, da sie keine Fliehkräfte verursachen und somit auch keinen Einfluss auf die Höhe der kritischen Drehzahl haben.

Die biegekritische Drehzahl ist unabhängig von einer späteren etwaigen schrägen oder sogar senkrechten Lage der Welle oder Achse.

3. Verdrehkritische Drehzahl

Zu gefährlichen Drehschwingungen kann es bei Wellen kommen, wenn sie durch Drehmomentstöße mit einer solchen Frequenz angeregt werden, die mit der Eigenkreisfrequenz der Welle übereinstimmt. Diese Gefahr besteht insbesondere bei Kurbelwellen von Kolbenmaschinen. Drehschwingungsresonanzen können bei konstruktiv ungünstig ausgelegten Antriebssträngen beobachtet werden, wenn sie bei einer bestimmten Drehzahl in starke Schwingungen geraten und diese sich auf die gesamte Maschine übertragen.

Die Erregerfrequenzen sind z. B. bei Verbrennungsmotoren von der Anzahl der Zündungen pro Umdrehung abhängig. Mit der Wellendrehzahl n betragen die Erregungsdrehzahlen z. B. für einen 4-Zylinder-Zweitaktmotor (4 Zündungen je Kurbelwellenumdrehung) $4n$, $8n$, $12n$ usw. Das einfachste Drehschwingungssystem besteht aus zwei durch eine Drehfeder (Welle) verbundene Massen, s. Bild 11-30.

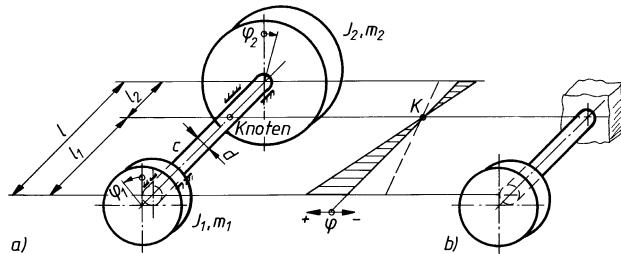


Bild 11-30

Drehschwinger.

- a) mit zwei Scheibenmassen (Zweimassenystem)
- b) Torsionspendel (ein Wellenende fest eingespannt)

11

Fall 1: Torsionspendel

Die Welle ist an einem Ende fest eingespannt (eine Masse ist unendlich groß). Für dieses System beträgt die *Eigenkreisfrequenz*

$$\omega_k = \sqrt{\frac{c_t}{J}} \quad (11.32)$$

c_t (Dreh-)Federsteife aus $c_t = I_p \cdot G/l$ mit dem polaren Flächenmoment I_p des Wellenquerschnitts (für Kreisflächen ist $I_p = (\pi/32) \cdot d^4$); G Schubmodul; l Länge der Welle.

Besteht eine Welle aus mehreren Absätzen mit verschiedenen Durchmessern, so errechnet sich die Federsteife aus $(1/c_t) = (1/c_{t1}) + (1/c_{t2}) + \dots + (1/c_{tn})$

J Trägheitsmoment (Massenmoment 2. Grades)

Wird für $\omega_k = (\pi/30) \cdot n_k$; $c_t = T/\varphi$; $\varphi = (\pi/180^\circ) \cdot \varphi^\circ \approx \varphi^\circ/57,3^\circ$ gesetzt, dann ergibt sich die *verdrehkritische Drehzahl* aus

$n_{kt} = \frac{30}{\pi} \cdot \sqrt{\frac{c_t}{J}} \approx 72,3 \cdot \sqrt{\frac{T}{\varphi \cdot J}}$	$\frac{n_{kt}}{\text{min}^{-1}}$	$\frac{c_t}{\text{Nm}}$	$\frac{T}{\text{Nm}}$	$\frac{\varphi}{^\circ}$	$\frac{J}{\text{kg m}^2}$
--	----------------------------------	-------------------------	-----------------------	--------------------------	---------------------------

(11.33)

T von der Welle zu übertragendes Torsionsmoment

φ Verdrehwinkel der Welle nach Gl. (11.18)

J wie zu Gl. (11.32)

z. B. für Vollzyylinder (Wellen, Scheiben): $J = (1/8) \cdot m \cdot d^2$;

für Hohlzyylinder: $J = (1/8) \cdot m \cdot (d_a^2 + d_i^2)$

Fall 2: Welle mit zwei Massen

Für eine Welle mit zwei Massen m_1 und m_2 und den zugehörigen Trägheitsmomenten J_1 und J_2 (s. **Bild 11-30**) gilt die Eigenkreisfrequenz der beiden um den Knotenpunkt K schwingenden Wellenenden

$$\omega_k = \sqrt{c_t \cdot \left(\frac{1}{J_1} + \frac{1}{J_2} \right)} \quad (11.34)$$

c_t , J_1 und J_2 wie zu Gl. (11.32)

Die Welle hat dieselbe Eigenkreisfrequenz wie die im Knotenpunkt eingespannt gedachten Wellenstücke l_1 mit dem Trägheitsmoment J_1 bzw. l_2 mit J_2 . Es gilt: $J_1 \cdot l_1 = J_2 \cdot l_2$ und $\varphi_1/l_1 = \varphi_2/l_2$. Auf der Seite der größeren Masse liegt somit der kleinere Ausschlag und der geringere Abstand zum Schwingungsknoten. Das entstehende Torsionsmoment ist wechselnd und über die Wellenlänge konstant. Wird für $\omega_k = n_k \cdot (\pi/30)$, für $c_t = T/\varphi$ und für $\varphi = (\pi/180^\circ) \cdot \varphi^\circ$ gesetzt, so ergibt sich die *verdrehkritische Drehzahl* aus

$$n_{kt} = \frac{30}{\pi} \cdot \sqrt{c_t \cdot \left(\frac{1}{J_1} + \frac{1}{J_2} \right)} \approx 72,3 \cdot \sqrt{\frac{T}{\varphi} \cdot \left(\frac{1}{J_1} + \frac{1}{J_2} \right)} \quad (11.35)$$

n_{kt}	c_t	φ	T	J
min^{-1}	Nm	$^\circ$	Nm	kg m^2

Fall 3: Wellen mit mehr als zwei Drehmassen

Systeme mit mehr als zwei Drehmassen besitzen mehrere Eigenkreisfrequenzen. Die Berechnung derartiger Systeme ist sehr aufwendig, so dass hier darauf verzichtet werden soll. Die kritischen Drehzahlen werden mit Programmen oder auch experimentell ermittelt. Allgemein soll nur gesagt werden, dass ein System mit n Massen (also $n - 1$ Wellenabschnitten) auch $n - 1$ verschiedene Eigenkreisfrequenzen hat.

11.4 Berechnungsbeispiele

Beispiel 11.1: Der auf Biegung und Torsion beanspruchte Wellenabsatz einer Getriebewelle aus E335 in **Bild 11-31** (Rohteildurchmesser $d = 110$ mm) soll überschlägig nachgerechnet werden. Bekannt sind das Biegemoment mit $M_{res} = 2600$ Nm und das Torsionsmoment $T_{nenn} = 3400$ Nm. Aufgrund der sehr häufigen An- und Abschaltvorgänge wird das Torsionsmoment schwwellend angenommen. Der Anwendungsfaktor wird mit $K_A \approx 1,3$ geschätzt.

Allgemeiner Lösungshinweis: Um schnell eine Aussage zu den vorhandenen Sicherheiten zu erhalten wird die Berechnung stark vereinfacht durchgeführt. Eine genauere Nachrechnung ist z. B. mit dem Excelprogramm auf der CD möglich. Da keine genauen Angaben vorliegen wird der statische Nachweis mit $M_{max} \approx M_{eq}$ und $T_{max} \approx T_{eq}$ durchgeführt. Zuerst werden die Festigkeitswerte der Welle ermittelt, danach die statische und dynamische Sicherheit.

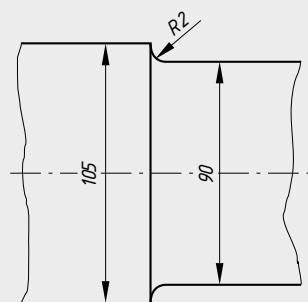


Bild 11-31
Wellenabsatz einer Getriebewelle

Erforderliche Festigkeitswerte:

Probestab (Werte aus TB 1-1)				Bauteildurchmesser (Rohling: $d = 110 \text{ mm}$)			
R_{mN}	R_{eN}	σ_{bWN}	τ_{tWN}	R_{m}	R_{e}	σ_{bW}	τ_{tW}
570 N/mm^2	335 N/mm^2	290 N/mm^2	180 N/mm^2	$K_t = 0,99$	$K_t = 0,86$	$K_t = 0,99$	$K_t = 0,99$

Umrechnung mit dem technologischen Größeneinflussfaktor K_t aus **TB 3-11a** mit Gl. (3.7) bzw. (3.9).

Statischer Nachweis: Mit den Gleichungen des Ablaufplanes nach **Bild 11-23** ergibt sich:

$W = \pi \cdot d^3 / 32$ $= 71\,569 \text{ mm}^3$	$M_{\text{bmax}} \approx M_{\text{baeq}}$ $= K_A \cdot M_{\text{bres}}$ $= 3380 \text{ Nm}$	$\sigma_{\text{bmax}} = M_{\text{bmax}} / W_b$ $= 47,2 \text{ N/mm}^2$	$\sigma_{\text{bf}} \approx 1,2 \cdot R_e$ $= 346 \text{ N/mm}^2$	$S_F = \frac{1}{\sqrt{\left(\frac{\sigma_{\text{bmax}}}{\sigma_{\text{bf}}}\right)^2 + \left(\frac{\tau_{\text{tmax}}}{\tau_{\text{tf}}}\right)^2}}$ $= 4,85$
$W_t = \pi \cdot d^3 / 16$ $= 143\,139 \text{ mm}^3$	$T_{\text{max}} \approx T_{\text{eq}}$ $= K_A \cdot T_{\text{nenn}}$ $= 4420 \text{ Nm}$	$\tau_{\text{tmax}} = T_{\text{max}} / W_t$ $= 30,9 \text{ N/mm}^2$	$\tau_{\text{tf}} \approx 1,2 \cdot R_e / \sqrt{3}$ $= 200 \text{ N/mm}^2$	

Die Berechnung der Spannungen erfolgt immer mit den größten auftretenden Momenten.

Ergebnis: Die Sicherheit gegen die Fließgrenze ist entsprechend der Mindestsicherheit $S_{F\min} = 1,5$ nach **TB 3-14** ausreichend.

Dynamischer Nachweis: Der dynamische Nachweis erfolgt ebenfalls nach **Bild 11-23**. Zusätzlich wird vereinfachend der Konstruktionsfaktor für Biegung auch für Torsion verwendet (Ergebnis liegt auf der sichereren Seite da $\beta_{kb} > \beta_{kt}$ und $K_{0\sigma} < K_{0t}$). Die Berechnung erfolgt mit den Ausschlagsspannungen. Bei schwellend angenommener Torsion gilt damit $T_a = T_{\text{nenn}} / 2$.

$M_{\text{baeq}} = K_A \cdot M_{\text{bres}}$ $= 3380 \text{ Nm}$	$\sigma_{\text{ba}} = M_{\text{baeq}} / W_b$ $= 47,2 \text{ N/mm}^2$	$K_{\text{Db}} = \left(\frac{\beta_{kb}}{K_g} + \frac{1}{K_{0\sigma}} - 1 \right) \times \frac{1}{K_V} = 1,89$	$\sigma_{\text{bGW}} = \sigma_{\text{bW}} / K_{\text{Dt}}$ $= 152 \text{ N/mm}^2$	$S_D = \frac{1}{\sqrt{\left(\frac{\sigma_{\text{ba}}}{\sigma_{\text{bGW}}}\right)^2 + \left(\frac{\tau_{ta}}{\tau_{tGW}}\right)^2}}$ $= 2,85$
$T_{\text{aeq}} = K_A \cdot T_a$ $= 2210 \text{ Nm}$	$\tau_{ta} = T_{\text{aeq}} / W_t$ $= 15,4 \text{ N/mm}^2$	$K_{\text{Dt}} \approx K_{\text{Db}}$ vereinfachend gesetzt	$\tau_{tGW} = \tau_{tW} / K_{\text{Dt}}$ $= 94 \text{ N/mm}^2$	

Die Werte für den Konstruktionsfaktor K_D werden mit den Tabellen **TB 3-9** bis **TB 3-12** bestimmt. Die Kerbwirkungszahl ist nach **TB 3-9a** $\beta_{kb} \approx \beta_{kb}(\text{Probe}) = 1 + c_b (\beta_{kb(2,0)} - 1) = 1 + 0,4(2,25 - 1) = 1,5$ (Bei kleinen Kerbwirkungszahlen kann $\beta_{kb} \approx \beta_{kb}(\text{Probe})$ gesetzt werden). Der Größeneinflussfaktor ergibt sich nach **TB 3-11c** zu $K_g = 0,83$, der Oberflächeneinflussfaktor mit $Rz = 6,3 \mu\text{m}$ zu $K_{0\sigma} = 0,92$. Der Oberflächenverfestigungsfaktor ist nach **TB 3-12** bei größeren Bauteilen ($d > 40 \text{ mm}$) immer 1 zu setzen.

Ergebnis: Mit $S_{D\min} = 1,5$ und $S_z = 1,2$ für Biegung wechselnd, Torsion schwellend nach **TB 3-14a** und **c** wird die erforderliche Sicherheit

$$S_{D\text{erf}} = S_{D\min} \cdot S_z = \dots = 1,8.$$

Die vorhandene Bauteilsicherheit gegen dynamische Beanspruchung ist damit ausreichend.

■ **Beispiel 11.2:** Für die Antriebswelle aus E295 des Becherwerkes nach **Bild 11-32a** sind die Durchmesser zu berechnen und festzulegen. Aufgrund der Fördermenge $Q = 50 \text{ t/h}$ Getreide und der Förderhöhe $h = 30 \text{ m}$ ergab sich die erforderliche Leistung des Getriebemotors von $P = 7,5 \text{ kW}$ bei $n = 80 \text{ min}^{-1}$. Der Wirkungsgrad des Getriebes ist mit $\eta = 80\%$ anzunehmen. Die Betriebsbedingungen sind durch den Anwendungsfaktor $K_A \approx 1,2$ zu berücksichtigen. Aus konstruktiven Überlegungen wurden bereits der Gurtscheibendurchmesser mit $D_S = 800 \text{ mm}$ und der Lagerabstand mit $l_a = 560 \text{ mm}$ festgelegt. Untersuchungen ergaben unter Nennbelastung eine die Welle radial belastende Gesamtkraft aus Eigengewichten und Gewicht des Fördergutes von

$$F_{\text{ges}} = F_1 + F_2 \approx 9,2 \text{ kN}.$$

Im Einzelnen sind

- der Durchmesser d der Antriebswelle überschlägig zu berechnen und nachfolgend auf Festigkeit zu prüfen.
- der Durchmesser d_1 des Wellenzapfens zum Aufnehmen der Kupplung konstruktiv festzulegen und nachzuprüfen.

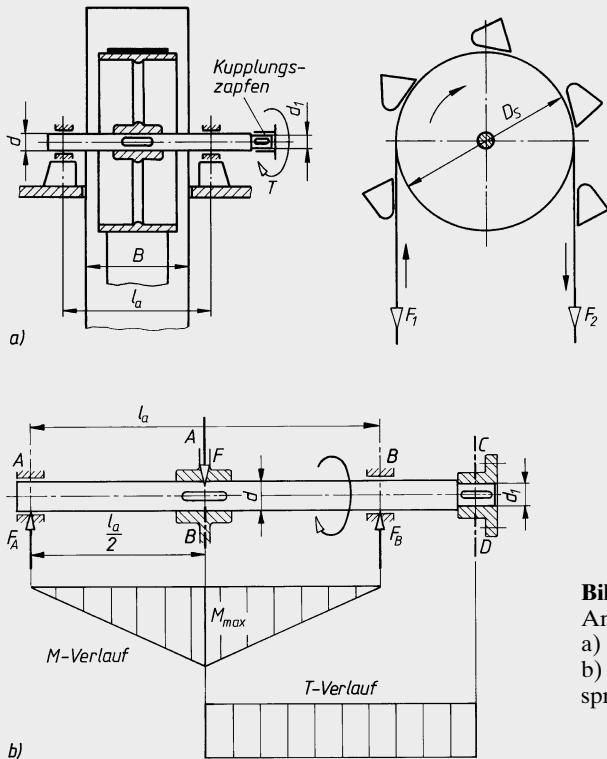


Bild 11-32

Antriebswelle eines Becherwerkes.
a) Darstellung des Becherwerkes
b) Antriebswelle mit Darstellung der Beanspruchungsverläufe

Allgemeine Lösungshinweise: Es gilt der Fall 1 nach 11.2.2-2, da der Abstand zwischen den Lagern bekannt ist. Durch die Einleitung des Drehmomentes über die Kupplung wird der Wellenzapfen nur auf Torsion beansprucht.

Zwischen dem Lager B und der Stelle $A-B$ liegt, die Querkraft vernachlässigt, zusammengesetzte Beanspruchung aus Biegung und Torsion, zwischen $A-B$ und Lager A nur Biegebeanspruchung vor. Die Berechnung des Entwurfsdurchmessers erfolgt nach Gl. (11.16) im **Bild 11-21** mit den Werten aus den Belastungen an der Stelle $A-B$.

Der Festigkeitsnachweis der Welle ist statisch und dynamisch für den Querschnitt $A-B$ zu führen, da hier neben der Torsionsspannung die größte Biegespannung vorliegt und durch die Passfedernut Querschnittsschwächung bzw. Kerbeinfluss vorhanden ist.

Der Festigkeitsnachweis des Wellenzapfens ist wegen der statisch wirkenden angenommenen Torsion nur statisch für den durch die Passfedernut geschwächten Querschnitt $C-D$ erforderlich.

► **Lösung a): Entwurfsdurchmesser:** Mit der von der Welle zu übertragenden Leistung

$$P = P_{\text{Motor}} \cdot \eta_{\text{Getriebe}} = 7,5 \text{ kW} \cdot 0,8 = 6 \text{ kW}$$

ergibt sich das von der Welle zu übertragende äquivalente Drehmoment nach Gl. (11.11)

$$T_{\text{eq}} = 9550 \cdot K_A \cdot P/n = 9550 \cdot 1,2 \cdot 6/80 \approx 860 \text{ Nm}.$$

Das äquivalente Biegemoment ist

$$M_{\text{b eq}} = K_A \cdot M_b = K_A \cdot F_{\text{ges}} \cdot \frac{l_a}{4} = 1,2 \cdot 9200 \text{ N} \cdot \frac{0,56 \text{ m}}{4} \approx 1546 \text{ Nm}.$$

Mit Gl. (11.7) wird das Vergleichsmoment (Biegung wechselnd, Torsion schwelend bzw. statisch)

$$M_v = \sqrt{M_{b\text{eq}}^2 + 0,75 \cdot (\sigma_{bD}/(\varphi \cdot \tau_{tD}) \cdot T_{eq})^2} = \sqrt{(1546 \text{ Nm})^2 + 0,75 \cdot (0,7 \cdot 860 \text{ Nm})^2} \approx 1632 \text{ Nm}.$$

Mit $\sigma_{bD} = \sigma_{bWN} = 245 \text{ N/mm}^2$ für E295 aus TB 1-1 ergibt die Gl. (11-16) im Bild 11-21 für die Antriebswelle einen Rictdurchmesser

$$d' \approx 3,4 \cdot \sqrt[3]{M_v/\sigma_{bD}} = 3,4 \cdot \sqrt[3]{1632 \cdot 10^3 \text{ Nmm}/245 \text{ N/mm}^2} \approx 64 \text{ mm}.$$

Konstruktiv wird unter Berücksichtigung der genormten Lagerdurchmesser zunächst $d = 65 \text{ mm}$ festgelegt.

Statischer Nachweis: Der Ablauf des Nachweises erfolgt nach Bild 11-23. Mit maximaler Belastung ist zu rechnen, wenn gegebenenfalls das Becherwerk mit vollgefüllten Bechern anlaufen muss. Ist keine Anlaufkupplung (s. Kapitel 13) vorgesehen, kann das Anlaufdrehmoment des Motors, ein Mehrfaches des Nenndrehmoments (s. Motorenkatalog), wirksam werden. Für das Beispiel wird $T_{\max} \approx 2,5 \cdot T_{\text{nenn}}$ angenommen. Damit ergibt sich

$$T_{\max} = 2,5 \cdot 9550P/n = 2,5 \cdot 9550 \cdot 6/80 \approx 1790 \text{ Nm},$$

$$M_{b\max} = 2,5 \cdot F_{\text{ges}} \cdot l_a/4 = 2,5 \cdot 9200 \text{ N} \cdot 0,56 \text{ m}/4 \approx 3220 \text{ Nm}.$$

Mit $d_{\text{rechn}} = d' - t_1 = 65 \text{ mm} - 7 \text{ mm} = 58 \text{ mm}$ (t_1 nach TB 12-2) werden nach TB 11-3 die Widerstandsmomente

$$W_b \approx 0,012 \cdot (D + d)^3 \approx 0,012 \cdot (d' + d)^3 \approx 0,012 \cdot (65 \text{ mm} + 58 \text{ mm})^3 \approx 22330 \text{ mm}^3,$$

$$W_t \approx 0,2 \cdot d^3 \approx 0,2 \cdot (58 \text{ mm})^3 \approx 39000 \text{ mm}^3$$

und damit die Maximalspannungen

$$\sigma_{b\max} = M_{b\max}/W_b = 3220 \cdot 10^3 \text{ Nmm}/22330 \text{ mm}^3 \approx 144 \text{ N/mm}^2,$$

$$\tau_{t\max} = T_{\max}/W_t = 1790 \cdot 10^3 \text{ Nmm}/39000 \text{ mm}^3 \approx 46 \text{ N/mm}^2.$$

Für den Werkstoff E295 ist nach TB 1-1 $R_{p0,2N} = 295 \text{ N/mm}^2$ und für $d = 65 \text{ mm}$ ist nach TB 3-11 $K_t \approx 0,92$ (Streckgrenze). Es ergeben sich dann die Fließgrenzen

$$\sigma_{bF} = 1,2 \cdot R_{p0,2N} \cdot K_t = 1,2 \cdot 295 \text{ N/mm}^2 \cdot 0,92 \approx 326 \text{ N/mm}^2,$$

$$\tau_{tF} = (1,2 \cdot R_{p0,2N} \cdot K_t)/\sqrt{3} \approx 326 \text{ N/mm}^2/\sqrt{3} \approx 188 \text{ N/mm}^2.$$

Mit den Maximalspannungen und den Werten der Fließgrenzen wird die Sicherheit gegen die Fließgrenze

$$S_F = \frac{1}{\sqrt{\left(\frac{\sigma_{b\max}}{\sigma_{bF}}\right)^2 + \left(\frac{\tau_{t\max}}{\tau_{tF}}\right)^2}} = \frac{1}{\sqrt{\left(\frac{144 \text{ N/mm}^2}{326 \text{ N/mm}^2}\right)^2 + \left(\frac{46 \text{ N/mm}^2}{188 \text{ N/mm}^2}\right)^2}} \approx 1,98.$$

Ergebnis: Die Sicherheit gegen die Fließgrenze ist entsprechend des Mindestwertes $S_{F\min} = 1,5$ nach TB 3-14 ausreichend.

Dynamischer Nachweis: Der Berechnungsablauf erfolgt nach Bild 11-23. Nach Bild 3-8 tritt auch bei Torsion statisch wirkend ein dynamischer Anteil des Torsionsmomentes $T_{a\text{eq}} = (K_A - 1) \cdot T_{\text{nenn}}$ auf. Dieser soll hier vernachlässigt werden. Die Gl. (3.29) für die Bauteilsicherheit vereinfacht sich damit zu

$$S_D = \frac{1}{\sqrt{\left(\frac{\sigma_{ba}}{\sigma_{bGW}}\right)^2}} = \frac{\sigma_{bGW}}{\sigma_{ba}}.$$

Hierfür sind σ_{ba} , K_{Db} und σ_{bGW} zu ermitteln.

Für die rein wechselnd wirkende Biegung mit $M_{b\text{eq}} = M_{b\text{eq}} = K_A \cdot M_b \approx 1546 \cdot 10^3 \text{ Nmm}$ und $W_b = d^3 \cdot \pi/32 = (65 \text{ mm})^3 \cdot \pi/32 \approx 26960 \text{ mm}^3$ wird $\sigma_{ba} = M_{b\text{eq}}/W_b = \dots \approx 57,3 \text{ N/mm}^2$ (die Passfedernut wird durch β_k berücksichtigt).

Für die Passfedernut, Nutform N1, ist nach TB 3-9b mit $R_m = R_{mN} \cdot K_t = 470 \text{ N/mm}^2$ ($R_{mN} = 470 \text{ N/mm}^2$ aus **TB 1-1**, $K_t = 1$ aus **TB 3-11a**) die Kerbwirkungszahl $\beta_{kb} = \beta_{kb(\text{Probe})} \cdot K_{\alpha \text{ Probe}} / K_\alpha \approx 1,75$ (Gl. 3.15c) ($K_{\alpha \text{ Probe}} / K_\alpha \approx 1$ nach TB 3-11d).

Wird die Oberflächenrauheit an der Schnittstelle mit $Rz = 12,5 \mu\text{m}$ festgelegt, ergibt sich nach **TB 3-10** ein Oberflächeneinflussfaktor $K_{Oo} \approx 0,91$ und für Biegung sowie $d = 65 \text{ mm}$ wird nach **TB 3-11c** der Größeneinflussfaktor $K_g \approx 0,85$.

Nach Gl. (3.16) wird mit $K_V = 1,0$ (keine Oberflächenverfestigung) der Gesamteinflussfaktor

$$K_{Db} = \left(\frac{\beta_{kb}}{K_g} + \frac{1}{K_{Oo}} - 1 \right) \cdot \frac{1}{K_V} = \dots \approx 2,16.$$

Mit $K_t = 1,0$ nach **TB 3-11a** (Zugfestigkeit) und $\sigma_{bWN} = 245 \text{ N/mm}^2$ nach **TB 1-1** für E295 wird die Gestaltfestigkeit

$$\sigma_{bGW} = \frac{\sigma_{bWN} \cdot K_t}{K_{Db}} = \frac{245 \text{ N/mm}^2 \cdot 1,0}{2,16} \approx 113 \text{ N/mm}^2.$$

Damit ergibt sich eine Bauteilsicherheit

$$S_D = \sigma_{bGW} / \sigma_{ba} = 113 \text{ N/mm}^2 / 57,3 \text{ N/mm}^2 \approx 1,97.$$

Mit $S_{D\min} = 1,5$ nach **TB 3-14a** und $S_z = 1,2$ für Biegung wechselnd, Torsion statisch nach **TB 3-14c** wird die erforderliche Sicherheit

$$S_{D\text{erf}} = S_{D\min} \cdot S_z = \dots = 1,8.$$

Ergebnis: Die vorhandene Bauteilsicherheit gegen dynamische Beanspruchung ist damit ausreichend.

Lösung b): Der Durchmesser des Antriebszapfens zur Aufnahme der Kupplung wird rein konstruktiv auf $d_1 = 60 \text{ mm}$ (Normzahl nach **TB 1-16**) abgesetzt. Damit ist eine genügend große Wellenschulter als Anlagefläche für die Kupplung vorhanden. Das Verhältnis ist mit $D/d = d/d_1 = \dots \approx 1,08 < 1,4$ nach 11.2.1-1

Statischer Nachweis: Ablauf der Berechnung nach **Bild 11-23**.

Für den Querschnitt C-D (Rundquerschnitt mit Passfeder nut) wird mit $d_{\text{rechn}} = d_1 - t_1 = 60 \text{ mm} - 7 \text{ mm} = 53 \text{ mm}$ (t_1 nach **TB 12-2**) nach **TB 11-3** das Widerstandsmoment

$$W_t = \pi/16 \cdot d^3 = \pi/16 \cdot d_{\text{rechn}}^3 = \dots = 29\,232 \text{ mm}^3.$$

Mit $T_{\max} = 1790 \cdot 10^3 \text{ Nmm}$ (s. Lösung a)) wird die Maximalspannung

$$\tau_{t\max} = T_{\max} / W_t = \dots \approx 61 \text{ N/mm}^2.$$

Da nur Torsionsspannung vorliegt, ergibt sich mit $\tau_{tF} \approx 188 \text{ N/mm}^2$ (s. Lösung a)) die Sicherheit gegen die Fließgrenze aus

$$S_F = \frac{1}{\sqrt{\left(\frac{\tau_{t\max}}{\tau_{tF}}\right)^2}} = \tau_{tF} / \tau_{t\max} = 188 \text{ N/mm}^2 / 61 \text{ N/mm}^2 \approx 3,1 > S_{F\min} = 1,5 \text{ nach } \mathbf{TB 3-14}.$$

Ergebnis: Die vorhandene Sicherheit ist ausreichend.

Beispiel 11.3: Eine Welle aus E 295 + C mit $d = 60 \text{ mm}$ Durchmesser hat ein Drehmoment $T = 750 \text{ Nm}$ bei $n = 630 \text{ min}^{-1}$ zu übertragen (**Bild 11-33**). Der Lagerabstand beträgt $l_a \approx 2,4 \text{ m}$, die Abstände $l_1 \approx 2,1 \text{ m}$, $l_2 = 0,3 \text{ m}$, $l_3 = 150 \text{ mm}$. Die Gewichtskraft der Welle wurde mit $F_{G1} = 600 \text{ N}$, die der Riemenscheibe mit $F_{G2} = 500 \text{ N}$ ermittelt.

Zu ermitteln sind:

- Die Durchbiegungen $f_1(x)$ und $f_2(x)$ der Welle durch die Gewichtskräfte F_{G1} und F_{G2} und die sich hieraus ergebende Gesamtdurchbiegung $f_{\text{ges}}(x)$,
- die biegekritische Drehzahl n_{kb} für das System,
- die Verdrehwinkel φ° der Welle bei Belastung.

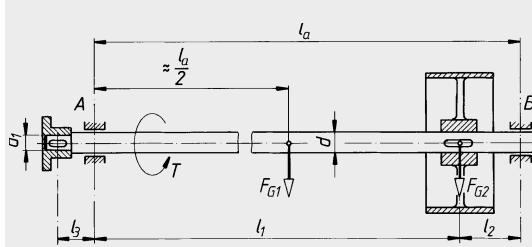


Bild 11-33
Antriebswelle

- **Lösung a):** Bei dieser und den folgenden Berechnungen bleiben die Gewichtskraft der Kupplungszapfen und der Kupplung wegen ihres geringen Einflusses unberücksichtigt.

Nach **TB 11-6**, Zeile 4 kann für die Gewichtskraft F_{G1} und nach Zeile 2 für die Gewichtskraft F_{G2} die jeweilige Durchbiegung der Welle in der Form $f_1 = f(x)$ bzw. $f_2 = f(x)$ rechnerisch ermittelt werden. Die Gesamtdurchbiegung der Welle an der Stelle x ergibt sich durch Addition der Einzeldurchbiegungen

$$f_{\text{ges}}(x) = f_1(x) + f_2(x).$$

Setzt man in die angegebenen Gleichungen nach **TB 11-6** für $F' = F_{G1}/l_a = 600 \text{ N}/2400 \text{ mm} = 0,25 \text{ N/mm}$, $E = 210\,000 \text{ N/mm}^2$, $I = (\pi/64) \cdot d^4 = \dots \approx 636\,172 \text{ mm}^4$ und $l \hat{=} l_a = 240 \text{ mm}$, dann beträgt die Durchbiegung durch das Eigengewicht der Welle

$x \text{ mm}$	0	200	400	600	800	1000	1200	1400	1600	1800	2000	2100	2200	2400
$f_1(x) \text{ mm}$	0	0,213	0,409	0,576	0,703	0,782	0,808	0,782	0,703	0,576	0,409	0,314	0,213	0

bzw. die Durchbiegung durch das Scheibengewicht mit $F \hat{=} F_{G2} = 500 \text{ N}$, $a \hat{=} l_1 = 2100 \text{ mm}$, $b \hat{=} l_2 = 300 \text{ mm}$, $l \hat{=} l_a = 2400 \text{ mm}$, E und I s. o.

$x \text{ mm}$	0	200	400	600	800	1000	1200	1400	1600	1800	2000	2100	2200	2400
$f_2(x) \text{ mm}$	0	0,088	0,172	0,248	0,314	0,364	0,396	0,405	0,388	0,341	0,26	0,206	0,143	0

Damit wird die Gesamtdurchbiegung $f_{\text{ges}}(x) = f_1(x) + f_2(x)$

$x \text{ mm}$	0	200	400	600	800	1000	1200	1400	1600	1800	2000	2100	2200	2400
$f_{\text{ges}}(x) \text{ mm}$	0	0,301	0,581	0,824	1,017	1,146	1,204	1,187	1,091	0,917	0,669	0,52	0,356	0

Ergebnis: Durch Aufzeichnen der Werte $f_{\text{ges}}(x)$ ergibt sich die maximale Durchbiegung $f_{\max} \approx 1,21 \text{ mm}$.

- **Lösung b):** Mit der nur aus den Gewichtskräften sich ergebenden maximalen Durchbiegung an der Stelle einer umlaufenden Masse $f_{\max} \approx 1,204 \text{ mm}$ wird die biegekritische Drehzahl nach Gl. (11.29) für die in den Lagern frei umlaufende Welle ($k = 1$)

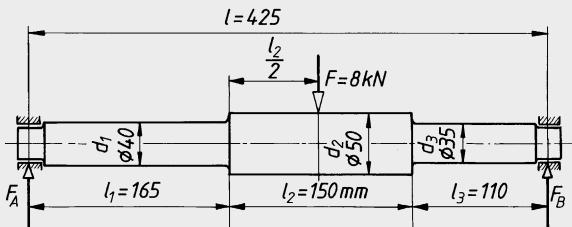
$$n_{\text{kb}} \approx k \cdot 946 \cdot \sqrt{(1/f)} = \dots \approx 862 \text{ min}^{-1}.$$

Ergebnis: Die biegekritische Drehzahl beträgt etwa 860 min^{-1} . Da die Betriebsdrehzahl mit $n = 630 \text{ min}^{-1} < n_{\text{bk}}$, besteht keine Gefahr der Resonanz.

- **Lösung c):** Zur Ermittlung des Verdrehwinkels φ der Welle darf nur der Wellenabschnitt berücksichtigt werden, der das Drehmoment überträgt, also hier der Teil von der Kupplung bis zur Riemenscheibe. Der etwas kleinere Durchmesser d_1 des Kupplungszapfens gegenüber dem Wellendurchmesser d ist von geringem Einfluss und soll bei der Berechnung unberücksichtigt bleiben. Nach Gl. (11.18) wird mit $T = 750 \cdot 10^3 \text{ Nmm}$, $l = l_1 + l_3 = 2250 \text{ mm}$, Gleitmodul $G = 81\,000 \text{ N/mm}^2$, polarem Flächennmoment $I_p = (\pi/32) \cdot d^4 = \dots \approx 1272 \cdot 10^3 \text{ mm}^4$, der Verdrehwinkel

$$\varphi^\circ = (180^\circ/\pi) \cdot T \cdot l / (G \cdot I_p) = \dots \approx 0,95^\circ.$$

- Beispiel 11.4:** Für die mit $F = 8 \text{ kN}$ belastete abgesetzte Welle nach **Bild 11-34** sind die Durchbiegung f unter der Kraft F sowie die Neigungen α und β in den Lagerstellen A und B rechnerisch mit den unter 11.3.2-2 angegebenen Beziehungen zu ermitteln.

**Bild 11-34**

Ermittlung der Durchbiegung einer abgesetzten Achse

- **Lösung:** Rechnerisch kann die Durchbiegung unter der Last F sowie die Neigungen in den Lagern A und B mit den Gl. (11.23) bis (11.27) ermittelt werden. Mit $F_A = 3482 \text{ N}$, $F_B = 4518 \text{ N}$, $E = 210\,000 \text{ N/mm}^2$, $a_1 = 165 \text{ mm}$, $a_2 = (165 + 150/2) \text{ mm} = 240 \text{ mm}$, $d_{a1} = 40 \text{ mm}$, $d_{a2} = 50 \text{ mm}$ wird nach Gl. (11.23) $f_A = \dots \approx 0,3657 \text{ mm}$; mit $b_1 = 110 \text{ mm}$, $b_2 = (110 + 150/2) = 185 \text{ mm}$, $d_{b1} = 35 \text{ mm}$, $d_{b2} = 50 \text{ mm}$ wird nach Gl. (11.24) $f_B = \dots \approx 0,2464 \text{ mm}$. Nach Gl. (11.25) wird die Durchbiegung unter der Last

$$f = f_A + a/l \cdot (f_B - f_A) = \dots \approx 0,3 \text{ mm}.$$

Nach Gl. (11.26a) wird $\alpha' = \dots \approx 0,002618$ und analog nach Gl. (11.26b) $\beta' = \dots \approx 0,002543$. Mit der Korrektur $\gamma = (f_B - f_A)/l = -0,00028$ wird die Neigung im Lager A nach Gl. (11.27a) $\alpha \approx \alpha' + r = \dots \approx 0,002337$ und analog die Neigung im Lager B nach Gl. (11.27b) $\beta \approx \beta' - r = \dots \approx 0,002824$.

Hinweis: Obige Betrachtungen wurden unter der Annahme punktförmig angreifender Kräfte angestellt, was praktisch jedoch nicht ganz zutrifft. So können versteifende Wirkungen von festsitzenden Radnaben kaum erfasst werden, so dass die tatsächlichen Durchbiegungen und Neigungen etwas kleiner sein werden als die ermittelten Werte.

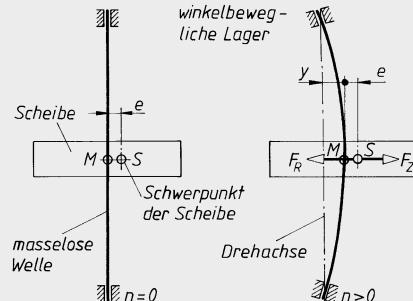
Ergebnis: Für die Achse ergeben sich die größte Durchbiegung $f_{\max} \approx 0,3 \text{ mm}$; die Neigungen $\alpha \approx 0,0023$ und $\beta = 0,0028$.

- **Beispiel 11.5:** Für die im Bild 11.35 dargestellte zweifach gelagerte Welle mit einer Einzelmasse ist die Abhängigkeit der relativen Auslenkung y/e (s. unter 11.3.3.2, Fall 1) von der relativen Winkelgeschwindigkeit ω/ω_k darzustellen.

- **Lösung:** Die im o. a. Abschnitt entwickelte Beziehung $y = e/[(\omega_k/\omega)^2 - 1]$ wird zweckmäßig umgeformt in

$$(y/e) = 1/[(\omega_k/\omega)^2 - 1] = \omega^2/(\omega_k^2 - \omega^2) = (\omega/\omega_k)^2/(1 - (\omega/\omega_k)^2).$$

In einer Wertetabelle werden für (ω/ω_k) -Werte die entsprechenden (y/e) -Werte zusammengestellt.

**Bild 11-35** Zweifach gelagerte Welle mit Einzelmasse

ω/ω_k	0	0,5	0,8	0,9	1	1,1	1,3	2	3	∞
$(\omega/\omega_k)^2$	0	0,25	0,64	0,81	1	1,21	1,69	4	9	∞
$1 - (\omega/\omega_k)^2$	1	0,75	0,36	0,19	0	-0,21	-0,69	-3	-8	$-\infty$
$\frac{y}{e} = \frac{(\omega/\omega_k)^2}{1 - (\omega/\omega_k)^2}$	0	0,33	1,77	4,26	∞	-5,76	-2,45	-1,33	-1,13	-1

Trägt man die ermittelten Werte in das Schaubild ein (**Bild 11-36**), so wird deutlich, dass bei $\omega/\omega_k = 1$ die relative Auslenkung (y/e) unendlich groß wird, d. h. wenn Eigenkreisfrequenz und die Erregerfrequenz gleich groß sind, kommt es zur gefürchteten Resonanz!

Im überkritischen Bereich dagegen ($\omega/\omega_k > 1$) wird (y/e) im Betrag wieder kleiner, die Welle läuft ruhiger. Das negative Vorzeichen weist darauf hin, dass im überkritischen Bereich der Abstand zwischen Drehachse und dem Scheiben schwerpunkt S mit steigender Drehzahl kleiner wird; im Grenzfall $\omega = \infty$ wird $y = -e$, die Drehachse geht durch den Schwerpunkt der Scheibe. Die Welle zentriert sich selbst.

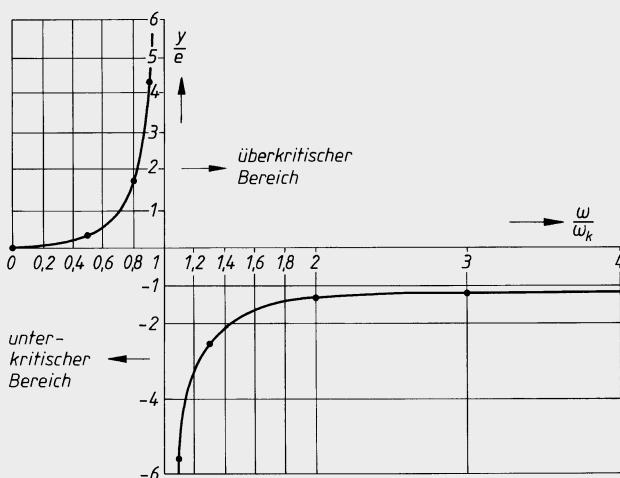


Bild 11-36 Resonanzkurve der umlaufenden Welle mit einer Einzelmasse

11.5 Literatur

- Grote, K.-H.; Feldhusen, J. (Hrsg): Dubbel: Taschenbuch für den Maschinenbau. 24. Aufl. Berlin: Springer, 2014
- DIN 743: Tragfähigkeitsberechnung von Wellen und Achsen. Berlin: Beuth, 2012
- Hähnchen, R., Decker, K. H.: Neue Festigkeitsberechnung für den Maschinenbau. München: Hanser, 1967
- Klotter, K.: Technische Schwingungslehre. Berlin: Springer, 1978
- Kollmann, G.: Welle-Nabe-Verbindungen. Berlin: Springer, 1984
- Niemann, G., Winter, H., Höhn, B.-R.: Maschinenelemente Bd. 2. Berlin: Springer, 2005
- Schmidt, F.: Berechnung und Gestaltung von Wellen. Berlin: Springer, 1967
- Steinhilper, W., Sauer, B.: Konstruktionselemente des Maschinenbaus 1. 8. Auflage. Berlin: Springer, 2012
- Wächter, K.: Konstruktionslehre für Maschineningenieure. Berlin: Verlag Technik, 1987

12 Elemente zum Verbinden von Wellen und Nabens

12.1 Funktion und Wirkung

Über die zahlreichen und vielgestaltigen Verbindungen von Wellen und Achsen mit den Nabens von Laufrädern, Zahnrädern, Seilrollen, Hebeln und ähnlichen Bauteilen müssen die auf die Bauteile wirkenden Kräfte/Momente übertragen werden (*Funktion*). Je nach Art der Kraftübertragung (*Wirkprinzip*) lassen sich die Verbindungen unterteilen in:

1. *Formschlüssige Verbindungen*, bei denen die Verbindung durch bestimmte Formgebung (z. B. durch Keilwellenprofil, Kerbverzahnung und Polygonprofil) oder durch zusätzliche Elemente (z. B. Passfeder, Gleitfeder oder Querstift) als „Mitnehmer“ hergestellt wird. Die Kraftübertragung erfolgt an den Wirkflächen durch Flächenpressung. An den Bauteilen tritt oft erhöhte Kerbwirkung auf. Als Zusatzfunktion ist die Realisierung von Relativbewegungen außerhalb der Belastungsrichtung möglich, z. B. Verschieberäder in Getrieben.
2. *Reibschlüssige Verbindungen*, bei denen die Kraftübertragung reibschlüssig durch Aufklemmen und Aufpressen erfolgt (z. B. Pressverband, Kegelsitz, besondere Spannelemente). Es gilt das Coulombsche Reibungsgesetz.
3. *Vorgespannte formschlüssige Verbindungen*, die eine Kombination von Reib- und Formschlussverbindungen darstellen und vorwiegend durch Keile verschiedener Formen hergestellt werden. Zu diesen sind auch die z. B. durch Passfedern zusätzlich gesicherten Klemmverbindungen zu zählen.
4. *Stoffschlüssige Verbindungen*, bei denen die Verbindung durch Stoffschluss erfolgt (z. B. Kleben, Löten und Schweißen). Das Lösen dieser Verbindungen ist vielfach nur durch Zerstörung möglich. Die Beanspruchungen in der Verbindung sind nach den Gesetzen der Festigkeitslehre zu ermitteln.

Auswahl der Welle-Nabe-Verbindung

Maßgebend für die Wahl der geeigneten Verbindungsart sind die Anforderungen, die an die Verbindung gestellt werden (Pflichtenheft). **Bild 12-1** zeigt in einer Übersicht die typischen Eigenschaften und Merkmale von Welle-Nabe-Verbindungen. Der Konstrukteur ist vielfach zur Kompromißlösung gezwungen und nicht immer fällt die Entscheidung eindeutig für eine einzige Verbindungsart aus. In diesem Fall können Kosten- und Beschaffungsgründe für die Festlegung der Verbindung ausschlaggebend sein. Hinsichtlich der Leistungsdaten sind die neuesten Ausgaben der Normen und der Firmenschriften ausschlaggebend; ebenso sollte bei komplizierten Beanspruchungsfällen der Rat des jeweiligen Herstellers eingeholt werden.

12.2 Formschlüssige Welle-Nabe-Verbindungen

12.2.1 Pass- und Scheibenfederverbindungen

1. Gestalten und Entwerfen

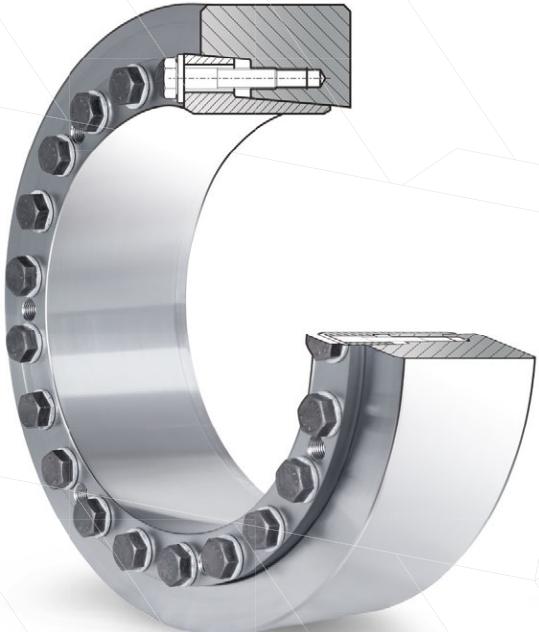
Pass- und Scheibenfederverbindungen sind gebräuchliche Formschlussverbindungen für Riemenscheiben, Zahnräder, Kupplungen u. dgl. mit Wellen bei vorwiegend einseitig wirkenden Drehmomenten (Passfederverbindungen mit Einschränkung auch bei wechselnden oder stoßhaften Drehmomenten). Sie sind einfach montier- bzw. demontierbar.



TECHNIK, DIE VERBINDET...

Führende Unternehmen in aller Welt schätzen die Vorteile unserer Produkte. Profitieren auch Sie von der Erfahrung und der Qualität einer der weltweit größten Hersteller reibschlüssiger Welle-Nabe-Verbindungen.

- + SICHERE SPIELFREIE ÜBERTRAGUNG VON DREHmomenten BIS ÜBER 11.000.000 NM
- + FÜR WELLENDURCHMESSER VON 8 MM BIS ÜBER 1000 MM
- + MECHANISCHE ODER HYDRAULISCHE SPANNBAR
- + EINFACHE UND SICHERE MONTAGE UND DEMONTAGE
- + GEDREHTE OBERFLÄCHENGÜTEN VON WELLE & NABE
- + HOHE ENERGIEDICHTE AUFGRUND GERINGER KERBWIRKUNG
- + UNEMPFINDLICH GEGEN STÖSSE & SCHLÄGE
- + KEIN PASSUNGSROST
- + FÜR ANTRIEBE MIT HOHEN WECHSELBELASTUNGEN EINSETZBAR



Typische Einsatzbereiche für die Übertragung hoher Antriebskräfte mit der STÜWE-Technik:

- > Windenergieanlagen, Schiffsantriebe, Seilbahnen
- > Bandtrommeln und Schaufelräder in der Fördertechnik
- > Aufsteckgetriebe und Hohlwellen
- > Wellen- und Flanschkupplungen
- > Spannscheiben mit Zahnrädern und Riemscheiben

Spielfreies und präzises Fixieren und Verspannen auf Wellen und Achsen:

- > Brems-, Schwung- und Seilscheiben
- > Zahn- und Kettenräder sowie Kupplungen
- > Hebel, Nocken, Kurven- und Riemscheiben
- > Lager und Gleitringdichtungen
- > und viele anwendungsorientierte Lösungen

Stüwe GmbH & Co. KG

Zum Ludwigstal 35
45527 Hattingen

Tel. 02324-394-0

Fax 02324-394-30
info@stuewe.de

MADE IN GERMANY

www.stuewe.de

geeignet, wenn ... gefordert	Welle-Nabe-Verbindungen																				
	a	b	c	d	e	f	g	h	i	j	k	l	m	n	o	p	q	r	s	t	u
Übertragung großer einseitiger Drehmomente	4	4	4	3	4	4	2	3	0	0	2	2	4	2	4	4	4	2	1	3	4
- wechselnder und stoßhafter Drehmomente	4	4	4	3	4	4	2	3	0	0	2	2	3	2	3	3	4	0	0	1	4
Aufnahme hoher Axialkräfte	4	4	4	2	3	3	2	3	1	1	2	2	4	0	0	0	0	0	1	3	4
Nabe axial zu verschieben ¹⁾	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	2	4	4	2	2	0	0	0	0	0
Nabe axial unter Last zu verschieben ¹⁾	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	2	4	2	2	0	0	0	0	0
Nabe in Drehrichtung versetzbbar	3	3	4	4	4	4	4	4	4	4	4	0	0	0	2	2	2	0	0	0	0
Verbindung nachstellbar	0	0	4	4	4	4	4	0	4	4	4	1	3	0	0	0	0	0	0	0	0
geringer Fertigungsaufwand	4	4	2	2	2	2	3	4	4	4	2	2	1	3	1	1	1	2	2	3	3
geringer Montageaufwand	2	2	4	4	4	4	4	4	4	4	3	3	4	3	3	3	3	4	2	2	2
gute Wiederverwendbarkeit	1	1	4	4	4	4	4	4	4	4	4	2	3	4	4	4	4	2	2	2	0
Selbstzentrierung der Verbindung	4	4	4	0	4	4	0	4	0	0	2	0	3	3	4	4	4	4	2	2	2
geringe Unwucht	4	4	4	2	3	3	1	3	0	0	0	0	3	2	3	3	4	1	1	3	3
geringe Kerbwirkung auf Welle ²⁾	1	1	2	2	3	3	2	2	3	4	1	0	1	1	1	1	1	0	4	4	1

(4) sehr gut geeignet ... (0) nicht geeignet bzw. entfällt

Reibschlüssige Verbindungen	Formschlüssige Verbindungen
a Querpressverband	n Pass- und Gleitfeder
b Längspressverband	o Keilwelle
c Kegelpressverband	p Zahnwelle
d Kegelspannring	q Polygonprofil
e Kegelspannsatz	r Längsstift
f Schrumpfscheibe	s Querstift
g Sternscheibe	
h Druckhülse	
i hydraulische Spannbuchse	
j Toleranzring	Stoffschlüssige Verbindungen
k Klemmverbindung	t Klebverbindung
l Keilverbindung	u Lötverbindung
m Kreiskeilverbindung	v Schweißverbindung

¹⁾ bei Spielpaarung

²⁾ die Kerbwirkung kann durch günstige Gestaltung z.T. reduziert werden

Bild 12-1 Auswahlmatrix für geeignete Welle-Nabe-Verbindungen

Formen

Die Formen und Abmessungen der Passfedern sind (abhängig vom Wellendurchmesser) nach DIN 6885 genormt (s. **TB12-2a**). Die „normale“, meist verwendete *hohe Form* der Passfeder mit runden Stirnflächen nach DIN 6885 T1 (Form A) zeigt **Bild 12-2a**. Von den zahlreichen anderen Ausführungsformen sind in **Bild 12-2b** und **c** die geradstirnige Form, DIN 6885 (Form B), und die Ausführung mit Halte- und Abdrückschrauben (Form E) dargestellt, die insbesondere für Gleitfedern in Frage kommt. Für Werkzeugmaschinen sind Passfedern mit gleichen Formen und Abmessungen vorgesehen, jedoch bei größerer Wellennut- und kleinerer Nabennuttiefe, s. DIN 6885 T2.

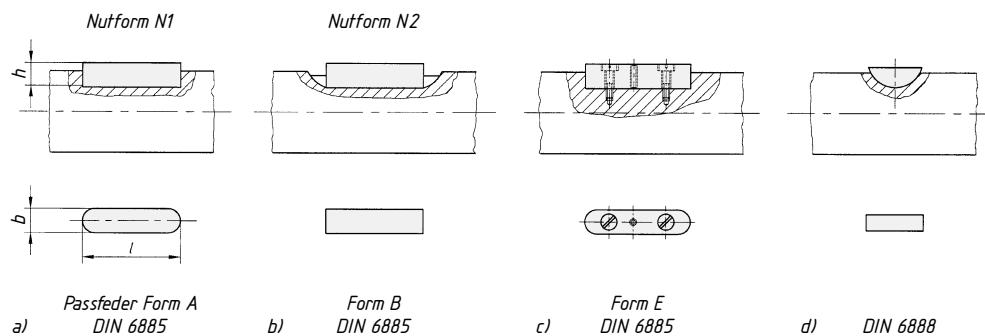


Bild 12-2 Passfederformen. a) Rundstirnige Passfeder, b) geradstirnige Passfeder, c) rundstirnige Form für Halte- und Abdrückschrauben, d) Scheibenfeder

Für längsbewegliche Naben wird die Passfeder mit entsprechenden Toleranzen zur *Gleitfeder*, z. B. bei Verschieberädern in Getrieben und Spindelführungen bei Werkzeugmaschinen. Bei kleineren Drehmomenten wird die Scheibenfeder nach DIN 6888 verwendet (**Bild 12-2d**), insbesondere im Feingerätebau als Lagesicherung bei Kegelverbindungen (auf Kosten des sicheren Reibschlusses, Ausführungen unter 12.3.2 beachten!) sowie im Kraftfahrzeugbau.

Die in der Wellen- und Nabennut sitzende, als „Mitnehmer“ wirkende Passfeder trägt, im Gegensatz zum baulich ähnlichen (Nuten-)Keil, nur mit den Seitenflächen, die Rückenfläche hat Spiel (**Bild 12-3**).

Als Werkstoff für Passfedern ist für normale Ansprüche E 295 GC+C vorgesehen; andere Werkstoffe sind nach Vereinbarung mit dem Hersteller ebenfalls möglich.

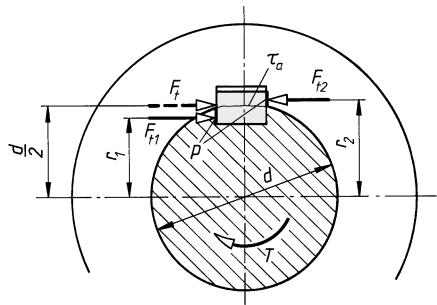


Bild 12-3
Kräfte an der Passfederverbindung

Gestaltung

Auf die Gestaltung der Verbindung haben die Kraftverteilung über die Nabe und die Art der zu übertragenden Kräfte Einfluss.

Bild 12-4 zeigt die bei unterschiedlichen Nabenausführungen auftretende Kraftverteilung auf das Übertragungselement Passfeder. Bei Ausführung a) muss vor allem der unmittelbare Bereich neben der Wellenschulter die Kräfte übertragen; bei der Ausführung c) wird ein größerer Bereich der zur Verfügung stehenden Passfederlänge an der Kraftübertragung beteiligt. Noch günstigere Verhältnisse könnten erreicht werden, wenn die Verdrillsteifigkeit der Nabe reduziert und dem elastischen Verhalten der Welle angepasst wird (Strichlinie Ausführung c). Die wirkliche Verteilung der Flächenpressung ist rechnerisch nur schwer zu erfassen. Der Konstrukteur sollte in Kenntnis dieser Verhältnisse einen günstigen Kompromiss wählen zwischen einer gleichmäßigeren Verteilung der Flächenpressung einerseits und dem zu erwartenden Biegemoment am Wellenabsatz andererseits durch Vergrößerung des Wirkabstandes l_w .

In **Bild 12-5** sind Gestaltungsmöglichkeiten der Passfederalordnung aufgezeigt. Wirkt nur statische Torsion, ist eine Ausführung der Verbindung nach **Bild 12-5a** am günstigsten, liegt statische Biegung vor ist die Nutform N2 (Scheibenfräsernut) sowie der Einsatz von Passfedor Form E vorteilhaft, die Lage der Nut hat keinen Einfluss auf die Festigkeit.

Bei (quasi-)statischer Torsion und Umlaufbiegung (Regelfall) sollte die Verbindung entsprechend **Bild 12-5b** gestaltet werden, d. h. die Passfeder sollte etwas kürzer als die Nabe sein und einen ausreichenden Abstand zum Wellenabsatz haben ($a/b \geq 0,5$). Die Nutform N2 und die Passfeder Form E weisen geringere Kerbwirkung auf gegenüber Nutform N1 (Fingerfräser) und

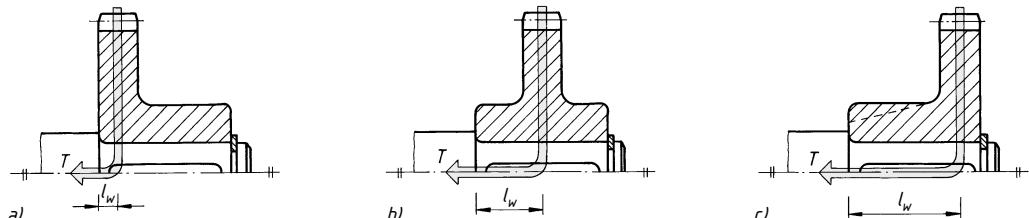
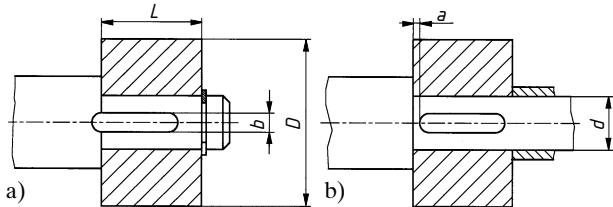


Bild 12-4 Kraftverteilung bei unterschiedlicher Nabenausführung

**Bild 12-5**

Gestaltung von Passfederverbindungen.

- a) bei statischer Torsion und Biegung,
- b) bei Torsion und Umlaufbiegung

Passfeder Form A. Vor allem technologische Maßnahmen (z. B. Nitrieren) können zu erheblichen Verbesserungen der Dauerfestigkeit der Verbindungsteile führen.

Die tragende Federlänge sollte $l' \leq 1,3 \cdot d$ sein, s. zu Gl. (12.1). Die Sicherung der Nabe gegen axiales Verschieben kann bei kleineren Axialkräften durch einen Gewindestift, bei größeren Kräften durch Stellringe, Distanzhülsen oder Wellenschultern, oder an Wellenenden auch durch Sicherungsringe erfolgen, s. **Bild 12-5**.

Die *Nabenabmessungen D* und *L* werden erfahrungsgemäß in Abhängigkeit vom Wellendurchmesser gewählt nach **TB 12-1**.

Bei statischer Torsion und Biegung sind je nach Nabenanordnung auf Wellenenden oder auf längeren Wellen enge oder weite Übergangspassungen (leichter Einbau) zu wählen, bei Umlaufbiegung sollte die von der Fertigung her größtmögliche Übermaßpassung (Erhöhung der Dauerfestigkeit • bei spröden Werkstoffen nicht zulässig!) gewählt werden, s. **TB 12-2b**.

Die Toleranzklassen des für die Herstellung der Federn benutzten Keilstahles (DIN 6880) sind: Höhe h11 (teilweise h9), Breite h9. Toleranzklassen für die Nutbreite s. **TB 12-2b**.

2. Berechnung

12

Bei Passfedern ist eine Nachprüfung der Flächenpressung an den Seitenflächen (Tragflächen) der Nuten des festigkeitsmäßig schwächeren Teiles (meist Nabe) und der Passfeder erforderlich. Die ebenfalls auftretende Scherspannung ist bei zum Wellendurchmesser gehörigen Passfederabmessungen unkritisch.

Unter Vernachlässigung der Unterschiede zwischen Tangentialkraft F_t und den Anpresskräften F_{t1} und F_{t2} wird nach **Bild 12-3** bei Vernachlässigung von Fasen oder Radien bei der Bestimmung der tragenden Flächen die *vorhandene mittlere Flächenpressung*:

$$p_m \approx \frac{F_t \cdot K_\lambda}{h' \cdot l' \cdot n \cdot \varphi} \approx \frac{2 \cdot T \cdot K_\lambda}{d \cdot h' \cdot l' \cdot n \cdot \varphi} \leq p_{zul} \quad (12.1)$$

F_t Tangentialkraft am Fugendurchmesser d ; bei dynamischer Belastung $F_t = K_A \cdot F_{t\text{nenn}}$, bei statischer Belastung $F_t = F_{t\text{max}}$

T zu übertragendes Drehmoment; bei dynamischer Belastung $T = T_{ed}$ $= K_A \cdot T_{\text{nenn}}$, bei statischer Belastung $T = T_{\text{max}}$

K_A Anwendungsfaktor nach **TB 3-5**

K_λ Lastverteilungsfaktor: $K_\lambda = 1$ für Überschlagsrechnung (Methode C); K_λ nach **TB 12-2c** (Methode B)

n Anzahl der Passfedern; Regelfall $n = 1$, Ausnahme $n = 2$

φ Tragfaktor zur Berücksichtigung des ungleichmäßigen Tragens beim Einsatz mehrerer Passfedern: $\varphi = 1$ bei $n = 1$, $\varphi \approx 0,75$ bei $n = 2$

$h' \approx 0,45 \cdot h$ tragende Passfederhöhe; Werte für h aus **TB 12-2a** zulässige Flächenpressung des „schwächeren“ Werkstoffes;

Methode C: $p_{zul} = R_e/S_F$ bzw. $= R_m/S_B$ (bei sprödem Werkstoff); Richtwerte für $S_F(S_B)$ nach **TB 12-1**; $R_e = K_t \cdot R_{eN}$; $R_m = K_t \cdot R_{mN}$ s. Gl. (3.7)

Methode B: $p_{zul} = f_S \cdot f_H \cdot R_e/S_F$ bzw. $= f_S \cdot R_m/S_B$ (bei sprödem Werkstoff) mit Stützfaktor f_S und Härteeinflussfaktor f_H ; Werte nach **TB 12-1** und **TB 12-2d**

l' tragende Passfederlänge (nur der prismatische Teil der Passfeder trägt) rundstirnige Passfederformen (A, E, C): $l' = l - b$ mit b nach **TB 12-2a** (Form A)

geradstirnige Passfederformen (B, D, F ... J): $l' = l$.

Hinweis: Der Nachweis ist auch für das maximale Spitzendrehmoment T_{\max} zu führen. Hier gelten höhere zulässige Werte, die über einen Lastspitzenhäufigkeitsfaktor f_L berücksichtigt werden können (z. B. bei bis zu 10^3 Lastspitzen ist das 1,3 bis 1,5-fache (kleiner Wert für spröde, großer Wert für zähe Werkstoffe) der dauernd ertragbaren Flächenpressung zulässig). Außerdem kann bei Presspassungen das reibschlüssig übertragbare Drehmoment berücksichtigt werden.

Bei wechselnd wirkendem Drehmoment ist eine Berechnung nach DIN 6892, Methode B erforderlich, wobei das reibschlüssig übertragbare Drehmoment zu berücksichtigen und die zulässigen Flächenpressungen durch einen Lastrichtungswechselfaktor f_W zu verringern sind (s. DIN).

Aufgrund der ungleichmäßigen Flächenbelastung wegen der relativen Verdrillung von Welle und Nabe sollte, unabhängig von der wirklichen Federlänge l , bei Methode C nur mit einer tragenden Länge $l' \leq 1,3 \cdot d$ gerechnet werden. Gleches gilt sinngemäß für Keil- und Kerbzahnwellen.

Die vereinfachte Berechnung nach Methode B berücksichtigt näherungsweise die inhomogene Kraftverteilung und unterschiedliche Kraftein- und Kraftableitungsverhältnisse bei Passfeder-verbündungen nach **Bild 12-4** durch einen Lastverteilungsfaktor.

12.2.2 Keil- und Zahnwellenverbindungen

1. Gestalten und Entwerfen

Keilwellenverbindungen

Keilwellenprofile werden als drehstarre Verbindungen von Welle und Nabe (z. B. bei Antriebswellen von Kraftfahrzeugen) und als längsbewegliche Verbindungen (z. B. Verschieberädergetriebe von Werkzeugmaschinen) überall dort eingesetzt, wo aufgrund der zu übertragenden größeren, wechselnden und stoßartigen Drehmomente der Einsatz von Pass- und Gleitfedern nicht in Betracht kommt.

Im Maschinenbau (einschl. Kfz-Bau) werden Keilwellenprofile nach DIN ISO 14 (leichte und mittlere Reihe) sowie DIN 5464 (schwere Reihe) eingesetzt. Wenn genauer Rundlauf gefordert wird ist *Innenzentrierung* (hohe Zentriergenauigkeit), bei stoßhaftem Betrieb oder wechselnden Drehmomenten dagegen *Flankenzentrierung* zu wählen, s. **Bild 12-6**. *Außenzentrierung* ist nicht üblich. Die Naben sind, je nach vorgesehener Toleranz, relativ zur Keilwelle festgelegt oder verschiebbar angeordnet (vgl. **TB 12-3b**). Bei Schiebesitz ist Ölschmierung zu bevorzugen. Keilwellenprofile werden mit Scheibenfräsern oder wirtschaftlicher im Abwälzverfahren hergestellt.

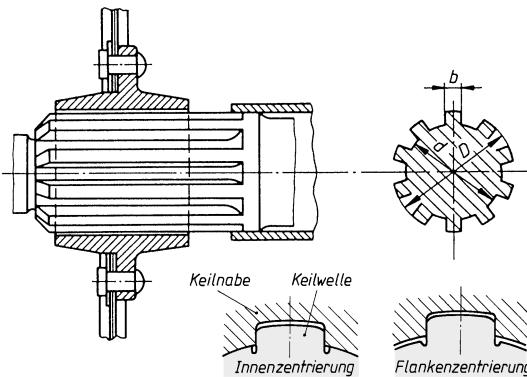


Bild 12-6
Keilwellenverbindung

Zahnwellenverbindungen

Im Gegensatz zu den Keilwellen sind die Mitnehmer bei den Zahnwellen entweder als Passverzahnung mit Kerbflanken nach DIN 5481 (meist flankenzentriert) oder als Passverzahnung mit Evolventenflanken nach DIN 5480 (entweder flanken- oder außenzentriert) ausgebildet, s. **Bild 12-7**. Die Profile werden in der Regel im Abwälzverfahren hergestellt. Zahnwellenprofile können aufgrund der vielen „Zähne“ große und stoßhaft wirkende Drehmomente übertragen.

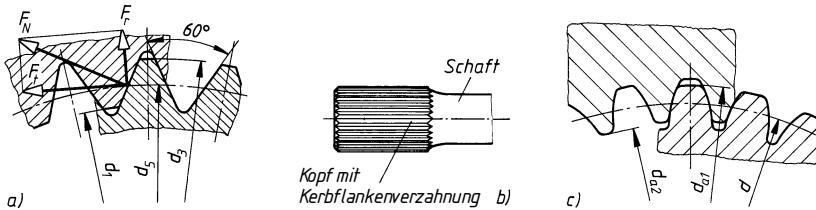


Bild 12-7 Passverzahnungen a) mit Kerbflanken, b) Drehstabfeder mit Kerbflankenverzahnung, c) mit Evolventenflanken

Die größere Zähnezahl erlaubt eine feinere Verstellmöglichkeit in Drehrichtung. Gegenüber den Keilwellenverbindungen werden Welle und Nabe weniger geschwächt, sodass sie im Durchmesser kleiner und auch in der Länge kürzer ausgeführt werden können. Nachteilig sind die durch die schrägen Zahnlängen entstehenden Radialkomponenten F_r , die eine Aufweitung schwächerer Nabens bewirken können.

Die Passverzahnung mit Kerbflanken wird vorwiegend für feste Verbindungen verwendet (z. B. bei Achsschenkeln und Drehstabfedern in Kraftfahrzeugen) und eignet sich nicht für Schiebesitze; die Passverzahnung mit Evolventenflanken für leicht lösbare, verschiebbare oder auch feste Verbindungen.

Die *Nabenabmessungen* sind für den Entwurf nach **TB 12-1** zu wählen.

2. Berechnung¹⁾

Eine Berechnung von *Keilwellenverbindungen* ist bei ausreichendem Wellendurchmesser (maßgebend ist der Kerndurchmesser) und normalen Nabensmessungen (s. **TB 12-1**) nicht erforderlich. Nur bei sehr kurzen Nabens ist eine Nachprüfung der Flächenpressung an den „Keil“-Flächen zweckmäßig. Mit der Annahme, dass durch nicht zu vermeidende Herstellungsungenauigkeiten nur $\approx 75\%$ der „Keile“ tragen, wird die *vorhandene mittlere Flächenpressung*

$$p_m \approx \frac{2 \cdot T}{d_m \cdot L \cdot h' \cdot 0,75 \cdot n} \leq p_{zul} \quad (12.2)$$

T zu übertragendes Drehmoment; bei dynamischer Belastung $T = K_A \cdot T_{nenn}$, bei statischer Belastung $T = T_{max}$

K_A Anwendungsfaktor nach **TB 3-5**

d_m mittlerer Profildurchmesser aus $d_m = (D + d)/2$ mit D und d nach **TB 12-3a**

L Nabellänge gleich tragende Keillänge

h' tragende Keilhöhe; unter Berücksichtigung der Fase f wird $h' = (D - d)/2 - 2 \cdot f \approx 0,4 \cdot (D - d)$

n Anzahl der Keile aus **TB 12-3a**

p_{zul} zulässige Flächenpressung des „schwächeren“ Werkstoffes (meist Nabe). Anhaltswerte für p_{zul} nach **TB 12-1**

Hinweis: $L \leq 1,3 \cdot d$ wählen, siehe Hinweis zur Gleichung (12.1)

Bei der *Zahnwellenverbindung* kommt, wie bei der Keilwellenverbindung, eine Nachprüfung auf Flächenpressung nach Gl. (12.2) in Frage. Abweichend von den hierin benutzten Größen sind entsprechend den in DIN 5480 bzw. DIN 5481 und im **Bild 12-7** angegebenen zu setzen: für

$d_m = d_5 = d$ Teilkreisdurchmesser der Verzahnung

$h' \approx 0,5(d_3 - d_1)$ für die Passverzahnung mit Kerbflanken DIN 5480

$h' \approx 0,5[d_{a1} - (d_{a2} + 0,16 \cdot m)]$ für die Passverzahnung mit Evolventenflanken DIN 5481

(Werte aus **TB 12-4** oder den jeweiligen DIN-Normen entnehmen).

¹⁾ Genauere Berechnung s. DIN 5466

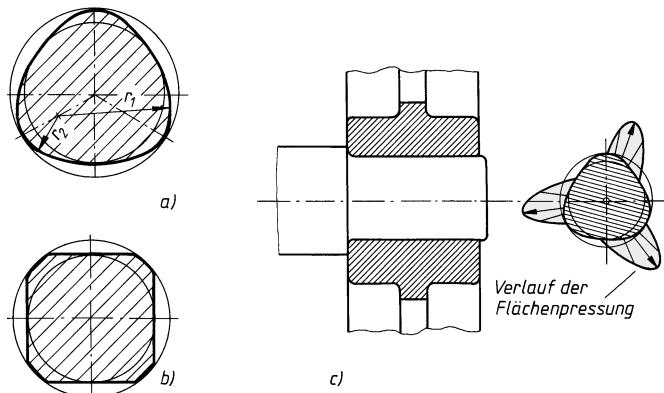
12.2.3 Polygonverbindungen

1. Gestalten und Entwerfen

Polygonprofile sind Unrundprofile und werden sowohl im Bereich des allgemeinen Maschinenbaus als auch im Werkzeugmaschinen-, Kraftfahrzeug- und Flugzeugbau sowie in der Elektroindustrie eingesetzt. Sie sind zum Übertragen von stoßartigen Drehmomenten geeignet und werden vorgesehen für lösbare Verbindungen, Schiebesitze und für Presspassungen. Die Verbindungen sind selbstzentrierend, d. h. bei Verdrehung gleicht sich ein evtl. vorhandenes Spiel symmetrisch aus. Polygonprofile sind hinsichtlich der Kerbwirkung vielfach günstiger als andere Formschlussverbindungen (bei Gleitsitzen kann mit $\beta_k \approx 1$ gerechnet werden). Außerdem ist ihre Herstellung, die allerdings Spezialmaschinen erfordert, einfacher, genauer und preiswerter als die der Keil- und Zahnwellen. Die Grundform des *Profils P3G* nach DIN 32 711 ist ein gleichseitiges Dreieck, dessen Seiten und Ecken derart gerundet sind, dass ein sogenanntes „Gleichdick“ entsteht (**Bild 12-8a**). Dieses Profil wird vorzugsweise angewendet, wenn das Naboprofil geschliffen werden soll. Die P3G-Profil sind ungeeignet für unter Last längsverschiebbare Verbindungen.

Die Grundform des *Profils P4C* nach DIN 32 712 ist ein Quadrat, dessen Ecken von einem konzentrischen Kreiszylinder angeschnitten sind (**Bild 12-8b**). Dieses Profil ist besonders für Verbindungen geeignet, die unter Last (Drehmoment) längsverschiebbar sein sollen. Gegenüber dem Profil P3G ergeben sich günstigere Beanspruchungsverhältnisse zwischen Welle und Nabe. Abmessungen und Vorzugspassungen der Polygonprofile s. **TB 12-5**.

Für den Entwurf können Richtwerte für die Nababmessungen **TB 12-1** entnommen werden.



12

Bild 12-8

Polygonprofile.

- Profil P3G (DIN 32711),
- Profil P4C (DIN 32712),
- Anwendungsbeispiel

2. Berechnung

Die Berechnung der Verbindung erfolgt in Anlehnung an die DIN 32 711 bzw. DIN 32 712. Mit hinreichender Genauigkeit wird die *vorhandene mittlere Flächenpressung*

$\text{Profil P3G} \quad p_m \approx \frac{T}{l' \cdot (0,75 \cdot \pi \cdot e_1 \cdot d_1 + 0,05 \cdot d_1^2)} \leq p_{zul}$	(12.3)
$\text{Profil P4C} \quad p_m \approx \frac{T}{l' \cdot (\pi \cdot e_r \cdot d_r + 0,05 \cdot d_r^2)} \leq p_{zul}$	

T zu übertragendes Drehmoment, bei dynamischer Belastung $T = K_A \cdot T_{\text{nenn}}$, bei statischer Belastung $T = T_{\max}$

K_A Anwendungsfaktor nach **TB 3-5**

$e_r = (d_1 - d_2)/4$ rechnerische Exzentergröße

$d_r = d_2 + 2e_r$ rechnerischer theoretischer Durchmesser

d_1, d_2, e Profilgrößen, Werte aus **TB 12-5**

l' tragende Profillänge (\approx Nabellänge L)

p_{zul} zul. Pressung, Werte nach **TB 12-1**.

Die *Mindest-Nabenwandstärke* kann errechnet werden aus

$$s \geq c \cdot \sqrt{\frac{T}{\sigma_{z,zul} \cdot L}} \quad \begin{array}{c|c|c|c} s, L & T & \sigma_{z,zul} & c \\ \hline \text{mm} & \text{Nmm} & \text{N/mm}^2 & 1 \end{array} \quad (12.4)$$

T wie zu Gl. (12.3)

c Profilfaktor; Richtwerte für das

Profil P3G: $c \approx 1,44$ für $d_4 \leq 35$ mm

$c \approx 1,2$ für $d_4 > 35$ mm

Profil P4C: $c \approx 0,7$

L Nabenlänge

$\sigma_{z,zul}$ zulässige Spannung ($= R_e/S_F$ bzw. R_m/S_B); Anhaltswerte für $S_F(S_B)$ aus **TB 12-1**; $R_e = K_t \cdot R_{e,N}$; $R_m = K_t \cdot R_{m,N}$ s. Gl. (3.7).

12.2.4 Stirnzahlverbindungen

Bauteile, deren Herstellung in einem Stück schwierig und unwirtschaftlich ist oder die aus verschiedenen Werkstoffen bestehen (z. B. Verbindung von Zahnräder aus hochwertigen Stählen mit Wellenenden; Zahnräder verschiedener Werkstoffe untereinander), können durch eine an den Stirnflächen angebrachte Plan-Kerbverzahnung starr und zentrisch miteinander verbunden werden (**Bild 12-9a**).

Die axiale Verspannung der durchweg hohl ausgebildeten (Naben-)Teile erfolgt durch Schrauben, wie bei der Verbindung des Kegelrades mit dem Wellenende nach **Bild 12-9b**.

Die Stirnverzahnung zeichnet sich aus durch hohe Teilgenauigkeit, Selbstzentrierung und Verschleißfestigkeit. Sie wird vielfach im Werkzeugmaschinenbau sowie in vielen Bereichen des allgemeinen Maschinenbaus verwendet.

Eine Berechnung der Stirnverzahnung erfolgt zweckmäßig nach Angaben des Herstellers.

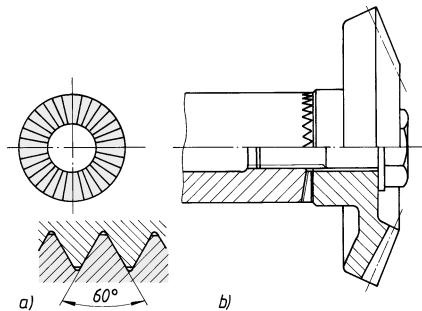


Bild 12-9

Stirnverzahnung (Hirthverzahnung).

a) Grundform.

b) Anwendungsbeispiel: Verbindung eines Kegelrades mit einer Welle

12.2.5 Stiftverbindungen

Stiftverbindungen als Welle-Nabe-Verbindungen eignen sich nur für das Übertragen kleiner, stoßfreier Drehmomente. Sie werden als *Quer-* und *Längsstiftverbindungen* ausgeführt, s. **Bild 12-10**.

Die Berechnung von Stiftverbindungen s. unter Kapitel 9.

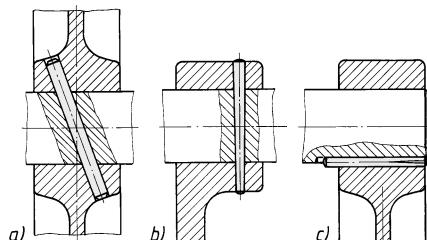


Bild 12-10

Stiftverbindungen.

a), b) Querstiftverbindungen.

c) Längsstiftverbindung

12.3 Kraftschlüssige Welle-Nabe-Verbindungen

12.3.1 Zylindrische Pressverbände

1. Gestalten und Entwerfen

Pressverbände entstehen durch das Fügen von Teilen, die vor dem Zusammenbau ein Übermaß \bar{U} haben. Dadurch wird eine über den Fugenumfang gleichmäßige Fugenpressung p_F und damit eine Haftkraft zur Übertragung wechselnder und stoßartiger Drehmomente und Längskräfte erzeugt. Pressverbände werden vorwiegend für nicht zu lösende Verbindungen verwendet (z. B. Schwungräder, Riemenscheiben, Kupplungen mit Wellen, Lauf- und Zahnkränze mit Radkörpern und Lagerbuchsen in Gehäusen). Ein Verstellen der Teile nach dem Fügen ist nicht mehr möglich.

Die Verbindungen sind preiswert und einfach herzustellen. Bei glatten Wellen entstehen je nach Pressung hohe Kerbwirkungen an den Übergangsstellen, die möglichst durch konstruktive Maßnahmen wie Verstärkung der Welle am Nabensitz (um ca. 10...20 %), durch Kaltumformung oder Oberflächenhärtung der Welle zu vermindern sind (**Bild 12-11**).

Je nach Art des Zusammenfügens unterscheidet man:

- **Längspressverbände**, bei denen die Teile kalt in Längsrichtung ineinander gepresst werden. Wichtig ist eine Abfasung am Wellenende, um beim Fügen ein Wegschaben von Werkstoff zu verhindern (Fasenwinkel maximal 5° und Fasellänge $l_e \approx \sqrt[3]{D_F}$, mit D_F als Fugendurchmesser). Volle Haftkraft ist erst nach einer gewissen „Sitzzeit“ (≈ 24 h) erreicht. Wegen Glättung der Fugenflächen beim Einpressen (möglichst mit Öl) ist die Haftkraft geringer als bei vergleichbaren Querpressverbänden.
- **Querpressverbände** als *Schrumpfpressverbände*, bei denen vor dem Fügen die Nabe erwärmt (in Öl, in elektrisch oder gasbeheizten Öfen) und auf die Welle aufgeschrumpft wird oder als *Dehnpressverbände*, bei denen die Welle unterkühlt (in Trockeneis bei $\approx -78^\circ\text{C}$ oder in verflüssigtem Stickstoff bei $\approx -196^\circ\text{C}$) und in das Außenteil gefügt wird.
- **Ölpressverbände**, bei denen Öl unter hohem Druck zwischen die meist schwach kegeligen Fugenflächen gepresst wird. Die Nabe weitet sich und kann mit geringem Kraftaufwand gefügt werden. Anwendung u. a. für den Ein- und Ausbau schwerer Wälzläger. Hydraulisch gefügte Verbände sollten erst nach erfolgtem Ölfilmabbau (bis ca. 2 h) beansprucht werden. Bei zylindrischen Passflächen lässt sich dieses Verfahren nur zum Lösen des Pressverbandes anwenden (Drucköl-Pressverbände siehe DIN 15 055).

Richtwerte für die Abmessungen aufgepresster Naben s. **TB 12-1**.

Pressverbände werden vorwiegend schwellend oder wechselnd durch Torsion und vielfach zusätzlich durch Umlaufbiegung schwingend beansprucht. Eine optimale konstruktive Gestaltung

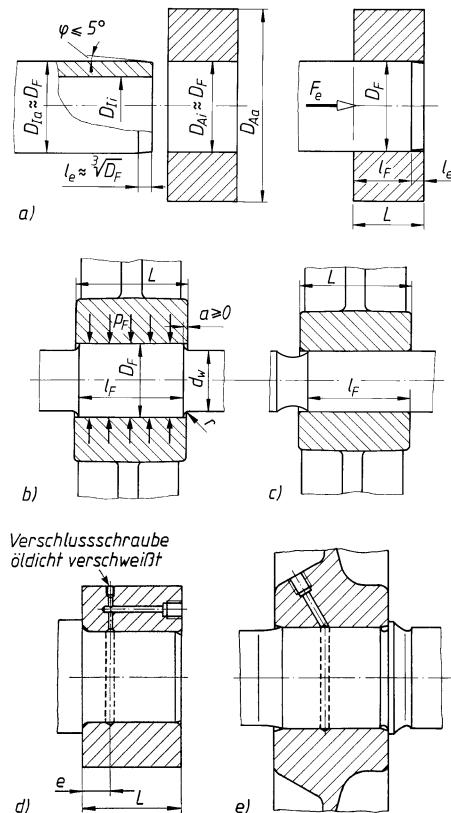


Bild 12-11 Pressverbände. a) Längspressverband vor und nach dem Fügen, b) Querpressverband auf verstärkter Welle, c) Entlastungskerbe in der Welle, d) Ölpressverband auf Wellenende mit Ringnut in der Welle für $L \leq 100$ mm, $e \approx (0,3...0,4)L$, e) Ölpressverband mit Wellenbund als Nabenanlage und Ringnut in der Nabe

und Ausführung der Verbindung setzt eine Reduzierung der schädigenden Einflüsse voraus. Im Einzelnen sind zu beachten:

- die *Kerbwirkung* im Randzonenbereich. Günstige Verhältnisse sind zu erwarten, wenn nach **Bild 12-11** die Werte $D_F/d_w \approx 1,1$ und $r/(D_F - d_w) \approx 2$ sowie der Randabstand $a \geq 0$ eingehalten werden. ($a < 0$ wirkt sich nachteilig aus und sollte vermieden werden);
- die *Verformungssteifigkeit*. Die Verbindung sollte relativ verformungssteif ausgebildet werden (Naben ohne äußere Entlastungskerben ausführen), da sich anderenfalls durch die schwingenden Momente am Fugenrand ein örtliches Mikrogleiten einstellen kann, das auf den Fügeflächen Erscheinungen der Reibkorrosion (Entstehung von Mikrorissen) hervorruft;
- *Vollwellen* sind günstiger als Hohlwellen. Hohlwellen sind bei großen wechselnden oder umlaufenden Biegemomenten zu vermeiden;
- *keine Nuten* oder Einstiche im Innen- und Außenteil innerhalb des Pressverbandes vorsehen; *Passfedern sind unbedingt zu vermeiden*;
- der *Elastizitätsmodul* der Nabe sollte kleiner oder gleich der Welle sein; eventuell Ring zwischen Welle und Nabe anordnen;
- der *Haftbeiwert* ist in den Fügeflächen möglichst hochzuhalten (z. B. bei Querpressverbänden durch Entfetten vor der Montage). Bei Längspressverbänden sollte die Fugenfläche leicht eingölt sein, da hier insbesondere bei elastisch-plastischen Verformungen die Gefahr des Passungsrostes besteht. Große Haftbeiwerte lassen sich auch durch kleine R_z der Fügeflächen (z. B. durch Läppen) erreichen;
- bei Einpressen von Teilen in Grundlöcher Entlüftungsbohrung vorsehen.

Bei zusätzlicher Verwendung eines Klebstoffes (z. B. Loctite) kann das übertragbare Drehmoment erhöht werden infolge der Vergrößerung des Tragflächenanteils durch Aushärtung des Klebstoffes in den Rautiefen.

12

2. Berechnung¹⁾

Bei der Berechnung einfugiger Pressverbände geht man von der Überlegung aus, dass beim Fügen der mit Übermaß \bar{U} versehenen zylindrischen Teile (Welle und Nabe) eine Fugenpressung p_F entsteht, die sowohl in der Nabe als auch in der Welle Spannungen in radialer und tangentialer Richtung hervorruft (s. **Bild 12-12**) und somit die Kraftübertragung durch Reibschluss ermöglicht.

Für die rein elastische Pressung können diese Spannungen mit den *Durchmesserverhältnissen* $Q_A = (D_F/D_{Aa}) < 1$ bzw. $Q_I = (D_{Ii}/D_F) < 1$ bei einem Innenteil als Hohlwelle ermittelt werden für das Außenteil

$$\sigma_{tAi} = p_F \cdot \frac{1 + Q_A^2}{1 - Q_A^2}; \quad \sigma_{tAa} = p_F \cdot \frac{1 + Q_A^2}{1 - Q_A^2} - p_F; \quad |\sigma_{rAi}| = |p_F| \quad (12.5)$$

für das Innenteil

$$-\sigma_{tIi} = p_F \cdot \frac{1 + Q_I^2}{1 - Q_I^2} + p_F = \frac{2 \cdot p_F}{1 - Q_I^2}; \quad -\sigma_{tIa} = p_F \cdot \frac{1 + Q_I^2}{1 - Q_I^2}; \quad |\sigma_{rIa}| = |p_F| \quad (12.6)$$

Die gefährdeten Stellen des Pressverbands sind nach Bild 12-12 entweder am Außenteil innen oder bei dünnwandigen Hohlwellen am Innenteil innen. Die an den betreffenden Stellen auftretenden Tangential- und Radialspannungen σ_t und σ_r können unter Beachtung der Vorzeichen zu einer Vergleichsspannung zusammengefasst werden. Nach DIN 7190 wird hierzu die Schubspannungshypothese SH $\sigma_v = 2\tau_{max} = \sqrt{(\sigma_t - \sigma_r)^2 + 4\tau^2}$ (τ vernachlässigbar klein) verwendet.

¹⁾ Zur Kennzeichnung der zu fügenden Teile werden folgende Indizes benutzt: *A* (Außenteil, z. B. Nabe); *I* (Innenteil, z. B. Welle); *a* (außen); *i* (innen); *t* (tangential); *r* (radial); *F* (Fuge)

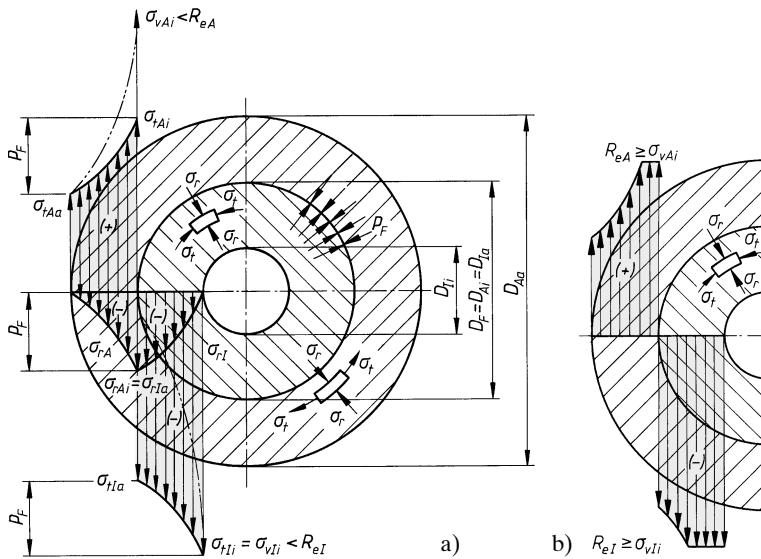


Bild 12-12 Spannungsverlauf im Pressverband. a) elastischer Pressverband, b) elastisch-plastischer Pressverband

Da diese mit dem Verhalten elastischer Metalle schlechter übereinstimmt als die Gestaltänderungsenergiehypothese GEH, wird die Fließgrenze nach der GEH mit $\tau_{\max} \leq \tau_F = R_e / \sqrt{3}$ eingesetzt (MSH)¹⁾, sodass sich für elastische Pressverbände die Bedingungen ergeben

$$\boxed{\begin{aligned} \text{für das Außenteil: } \sigma_{vAi} &= \frac{2 \cdot p_F}{1 - Q_A^2} \leq \frac{2}{\sqrt{3}} \cdot \frac{R_{eA} \text{ (bzw. } R_{p0,2A})}{S_{FA}} \\ \text{für das Innenteil: } \sigma_{vIi} &= \sigma_{tIi} = \left| -\frac{2 \cdot p_F}{1 - Q_I^2} \right| \leq \frac{2}{\sqrt{3}} \cdot \frac{R_{eI} \text{ (bzw. } R_{p0,2I})}{S_{FI}} \end{aligned}} \quad (12.7)$$

R_e (bzw. $R_{p0,2}$)

Streckgrenze oder 0,2-Dehngrenze der Werkstoffe des Außen- bzw. des Innenteiles; bei spröden Werkstoffen z. B. bei Gusseisen mit Lamellengraphit ist R_e durch R_m zu ersetzen; $R_e = K_t \cdot R_{eN}$; $R_m = K_t \cdot R_{mN}$ s. Gl. (3.7)

$Q_A = D_F/D_{Aa}$, $Q_I = D_{Ii}/D_F$

Durchmesserverhältnisse;

p_F

Flächenpressung im Fugenbereich;

S_F

Sicherheit gegen plastische Verformung bei duktilen Werkstoffen: $S_F \approx 1 \dots 1,3$; bei spröden Werkstoffen ist S_F durch $S_B \approx 2 \dots 3$ zu ersetzen

Hinweis: R_e (bzw. R_m) ist von den Rohteilabmessungen abhängig. Bei Guss- und Schmiedeteilen ist z. B. die größte Bauteildicke des Rohteiles entscheidend, bei gewalzten Zahnräderrohlingen z. B. die Bauteildicke t nach **TB 3-11e**.

Für die *Vollwelle als Innenteil* mit $Q_I = 0$ wird $\sigma_{vI} = -p$ (Die Tangentialspannung ist bei der Vollwelle überall $\sigma_{tI} = -p$).

Bei der Auslegung von Pressverbänden sollte sicherheitshalber mit der kleineren *Rutschkraft* F_R gerechnet werden, wenn auch zum ersten Lösen des Pressverbandes die anfangs aufzubringende *Lösekraft* F_L größer ist ($F_R \approx 0,66 \cdot F_L$).

¹⁾ Die modifizierte Schubspannungshypothese MSH wird verwendet, da mit ihr auch elastisch-plastische Pressverbände einfach berechnet werden können.

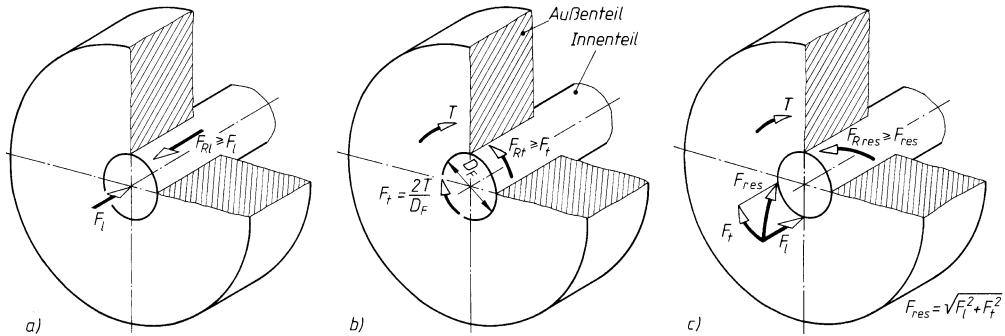


Bild 12-13 Vom Pressverband zu übertragende Kräfte (schematische Darstellung der Kraftwirkungen).
a) Längskraft, b) Umfangskraft (Tangentialkraft), c) resultierende Kraft

Zur sicheren Übertragung der äußeren Kräfte wird unter Berücksichtigung der jeweiligen Betriebsverhältnisse die *Rutschkraft* in *Längs-, Umfangs-* bzw. *resultierender Richtung* angenommen, s. **Bild 12-13**:

$$F_{\text{RI}} = S_H \cdot F_l \quad \text{bzw.} \quad F_{\text{Rt}} = S_H \cdot F_t \quad \text{bzw.} \quad F_{\text{Rres}} = S_H \cdot F_{\text{res}} \quad (12.8)$$

F in der Trennfuge wirkende Kräfte; bei statischem Nachweis ist F_{\max} , bei dynamischem Nachweis $F_{\text{eq}} = K_A \cdot F$ einzusetzen

K_A Anwendungsfaktor zur Berücksichtigung der dynamischen Betriebsverhältnisse; Werte nach **TB 3-5**

S_H Haftsicherheit; $S_H \approx 1,5 \dots 2$ (kleiner Wert bei statischer, größerer Wert bei wechselnder Belastung)

12

Mit der nach Gl. (12.8) ermittelten Rutschkraft ergibt sich die *kleinste erforderliche Fugenpressung*

$$p_{\text{Fk}} = \frac{F_{\text{RI}}}{A_F \cdot \mu}; \quad p_{\text{Fk}} = \frac{F_{\text{Rt}}}{A_F \cdot \mu}; \quad p_{\text{Fk}} = \frac{F_{\text{Rres}}}{A_F \cdot \mu} \quad (12.9)$$

$A_F = D_F \cdot \pi \cdot l_F$ Fugenfläche
 μ Haftbeiwert für Rutschen, Werte nach **TB 12-6a**

Die elastischen Formänderungen der zu fügenden Bauteile zum Erzeugen dieses Fugendruckes werden nach dem Hooke'schen Gesetz $\varepsilon = \sigma/E$ ermittelt. Mit der Querdehnzahl $\nu = 1/m = \varepsilon_q/\varepsilon < 1$ wird die relative Dehnung des Außenteiles an der Innenseite in tangentialer Richtung

$$\varepsilon_{\text{Ai}} = \frac{p_F}{E_A} \cdot \left(\frac{1 + Q_A^2}{1 - Q_A^2} + \nu_A \right) \quad (12.10)$$

und analog die (negative) Dehnung des Innenteils an der Außenseite

$$-\varepsilon_{\text{Ia}} = \frac{p_F}{E_I} \cdot \left(\frac{1 + Q_I^2}{1 - Q_I^2} - \nu_I \right) \quad (12.11)$$

Mit diesen Beziehungen lässt sich unter Berücksichtigung des Vorzeichens für ε_{Ia} das absolute Haftmaß (wirksames Übermaß) berechnen aus $Z = D_F(\varepsilon_{\text{Ai}} + \varepsilon_{\text{Ia}})$.

Für die kleinste Fugenpressung ergibt sich mit der Hilfsgröße

$$K = \frac{E_A}{E_I} \left(\frac{1 + Q_I^2}{1 - Q_I^2} - \nu_I \right) + \frac{1 + Q_A^2}{1 - Q_A^2} + \nu_A \quad (12.12)$$

das *kleinste Haftmaß*

$$Z_k = \frac{P_{Fk} \cdot D_F \cdot K}{E_A} \quad (12.13)$$

v Querdehnzahl, Werte nach **TB 12-6b**

E Elastizitätsmodul, Werte nach **TB 12-6b**

K Hilfsgröße. Für gebräuchliche Werkstoffe kann der K -Werte für Vollwellen ($Q_I = 0$) dem Diagramm **TB 12-7** entnommen werden.

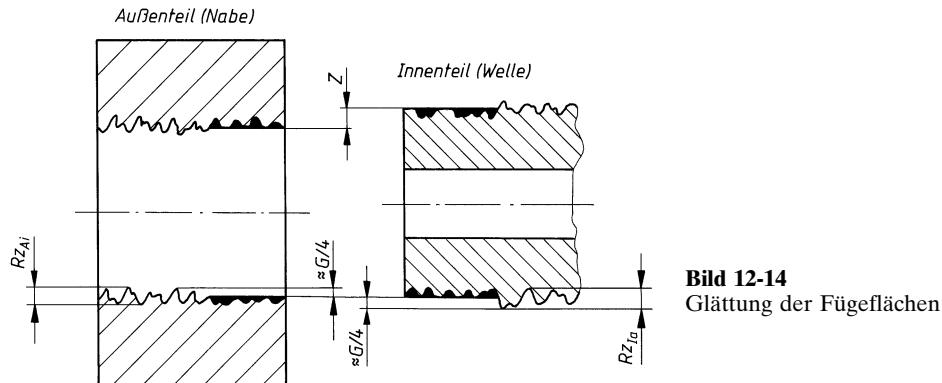


Bild 12-14
Glättung der Fügeflächen

Da sich durch den Fügevorgang die mit den Rautiefen Rz vorhandenen Oberflächen der zu fügenden Bauteile teils durch elastische, teils durch plastische Verformung der Rauigkeiten glätten (**Bild 12-14**), ist das kleinste Haftmaß (wirksames Übermaß) als Übermaß nicht ausreichend.

Die beim Fügen auftretende *Glättung* G der Oberflächen am Fugendurchmesser beträgt erfahrungsgemäß

$$G \approx 0,8 \cdot (Rz_{Ai} + Rz_{Ia}) \quad (12.14)$$

Rz_{Ai} , Rz_{Ia} gemittelte Rautiefen Rz der Fugenflächen des Außen- bzw. des Innenteiles; Werte nach **TB 2-12**

Damit ergibt sich das vor dem Fügen messbare *kleinste Übermaß* aus

$$\dot{U}_u = Z_k + G \quad (12.15)$$

Aus der Bedingung, dass beim Fügen der Bauteile die auftretende Vergleichsspannung σ_{vAi} im Außenbereich innen und bei Hohlwellen auch σ_{vli} im Innenteil innen den Grenzwert des Werkstoffes nicht überschreiten darf, ergibt sich nach Gl. (12.7) die *größte zulässige Flächenpressung*

für das Außenbereich:	$p_{Fg} \leq \frac{R_{eA} (\text{bzw. } R_{p0,2A}) \cdot 1 - Q_A^2}{S_{FA}} \cdot \frac{1}{\sqrt{3}}$	(12.16)
für das hohle Innenteil:	$p_{FgI} \leq \frac{R_{eI} (\text{bzw. } R_{p0,2I}) \cdot 1 - Q_I^2}{S_{FI}} \cdot \frac{1}{\sqrt{3}}$	
für das volle Innenteil:	$p_{FgI} \leq \frac{R_{eI} (\text{bzw. } R_{p0,2I}) \cdot 2}{S_{FI}} \cdot \frac{1}{\sqrt{3}}$	

R_e (bzw. $R_{p0,2}$), Q_A , Q_I , S_F wie zu Gl. (12.7)

Für die weitere Berechnung ist stets der kleinere Wert p_{Fg} oder p_{FgI} maßgebend. Hiermit ergibt sich das *größte zulässige Haftmaß* (wirksames Übermaß) aus

$$Z_g = \frac{p_{Fg} \cdot D_F}{E_A} \cdot K \quad (12.17)$$

und somit das *vor dem Fügen messbare größte zulässige Übermaß*

$$\dot{U}_o = Z_g + G \quad (12.18)$$

Mit den Übermaßen \dot{U}_o und \dot{U}_u liegt die mögliche Maßschwankung, die *Passtoleranz* P_T fest, s. **Bild 12-15**:

$$P_T = \dot{U}_o - \dot{U}_u \quad (12.19)$$

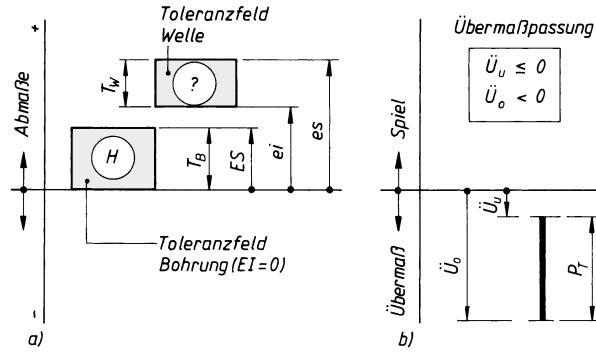


Bild 12-15

- a) Darstellung der Passtoleranz P_T
- b) Lage der Toleranzfelder für Welle und Bohrung für das System Einheitsbohrung

Nach ISO werden für die Wahl der Passung aus Gründen der Lehrenbegrenzung folgende Paarungen bei Einheitsbohrung empfohlen:

1. Bohrung H6 mit Welle des 5. Toleranzgrades,
2. Bohrung H7 mit Welle des 6. Toleranzgrades,
3. Bohrung H8 mit Welle des 7. Toleranzgrades,
4. Bohrungen H8, H9 usw. mit Wellen der gleichen Toleranzgrade.

Für die Wahl wird die *Passtoleranz* P_T in *Bohrungs-* und *Wellentoleranz* aufgeteilt:

$$P_T = T_B + T_W \quad (12.20)$$

Bei Paarungen 1. bis 3. gilt: $T_B \approx 0,6 \cdot P_T$, bei 4: $T_B \approx 0,5 \cdot P_T$.

Aus **TB 2-1** wird dann für den betreffenden Nennmaßbereich die Toleranz herausgesucht, die sicherheitshalber unterhalb der berechneten Toleranz T_B liegt bzw. ihr am nächsten kommt. Damit sind die Grundtoleranz und somit das Toleranzfeld der Bohrung festgelegt.

Für die *H*-Bohrung (System *Einheitsbohrung*) ist das untere Abmaß $EI = 0$, das obere Abmaß $ES = T_B$.

Für die Wellentoleranz T_W liegt zunächst das untere Abmaß fest: $ei = ES + \dot{U}_u$; das obere Abmaß wird dann $es = ei + T_W$ bzw. $es = EI + \dot{U}_o$ (s. **Bild 12-15**).

Aus den Abmaßtabellen **TB 2-2** und **TB 2-3** wird hiermit für den betreffenden Nennmaßbereich die zu den berechneten Abmaßen ei und es nächstgrößere oder nächstliegende Toleranz der Welle festgelegt, wobei die Empfehlungen zu Gl. (12.19) möglichst einzuhalten sind.

Bei elastischen Pressverbänden soll sein:

$$P_{T(\text{berechnet})} \geq (T_{B(\text{gewählt})} + T_{W(\text{gewählt})}) .$$

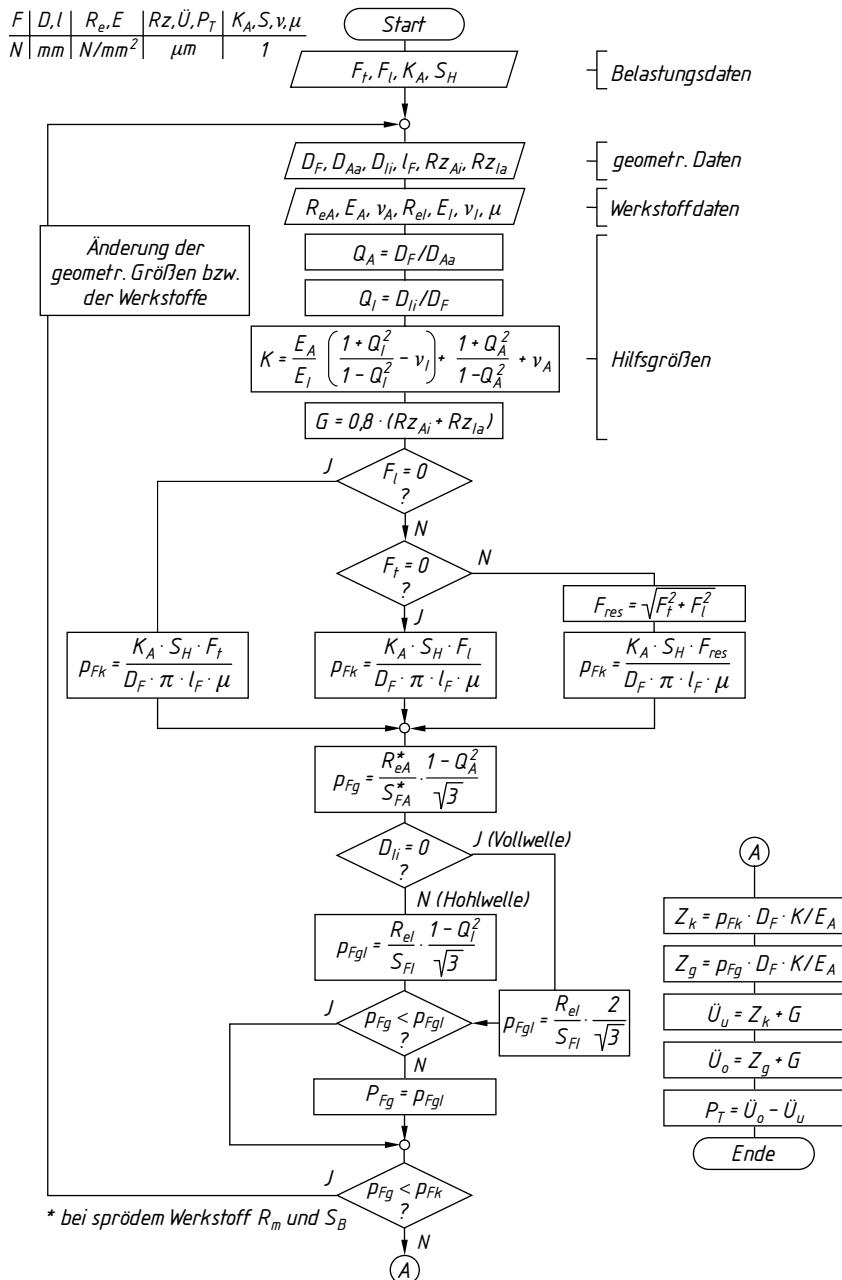


Bild 12-16 Ablaufplan zur Bestimmung der Übermaße \dot{U}_u und \dot{U}_o für elastische Pressverbände

Hinweis: Wird $P_{T(\text{berechnet})} < (T_{B(\text{gewählt})} + T_{W(\text{gewählt})})$, ist ein Pressverband im elastisch-plastischen Bereich der Werkstoffe möglich. Dies zieht ein Absinken der Spannungen σ_{tAi} bzw. σ_{tBi} nach sich, was vorteilhaft zum Abbau der Spannungsspitzen beiträgt, d. h. besonders bei Stahlverbindungen wird eine gleichmäßige Spannungsverteilung erreicht. Entsprechend dem Werkstoffverhalten könnte P_T größer bis z. B. Toleranzgrad 11 festgelegt werden. Davon wird besonders dann Gebrauch gemacht, wenn die Berechnung eine unwirtschaftlich kleine Passtoleranz P_T ergibt, d. h. es müssten Toleranzgrade kleiner als 5 oder kleine Oberflächenrauigkeiten gewählt werden. Für Kleinbetriebe sind daher solche elastisch-plastischen Pressverbände einfacher herzustellen auch in Bezug auf die Einhaltung der Oberflächengüten.

Berechnung der elastisch-plastisch beanspruchten Pressverbände s. DIN 7190.

Mit der gewählten Passung sind die wirklichen Übermaße $\dot{U}'_u = ei - ES$; $\dot{U}'_o = es - EI$ bzw. die wirklichen Haftmaße $Z'_k = \dot{U}'_u - G$ und $Z'_g = \dot{U}'_o - G$ gegeben.

Da bei elastischer Presspassung zwischen Spannung und Dehnung ein linearer Zusammenhang besteht, können mit den Beziehungen $p'_{Fk}/p_{Fk} = Z'_k/Z_k$ bzw. $p'_{Fg}/p_{Fg} = Z'_g/Z_g$ die wirklichen Fugenpressungen p'_{Fk} und p'_{Fg} sowie die wirkliche Rutschkraft $F'_R = p'_{Fk} \cdot A_F \cdot \mu$ (s. Gl. 12.9) und die rechnerische wirkliche Haftsicherheit $S'_H = F'_R/(K_A \cdot F)$ berechnet werden.

Die Ermittlung des von einem gegebenen Pressverband übertragbaren Drehmoments wird durch Umstellen von Gl. (12.9) nach $F_{Ri} = 2T/D_F$ und Einsetzen von Gl. (12.13) möglich. Mit Z'_k für Z_k ergibt sich das kleinste, mit Z'_g für Z_k das größte übertragbare Drehmoment.

Vorstehende Berechnungsgleichungen gelten nur für zylindrische Bauteile und mit gleichbleibendem Durchmesser D_{Aa} . Bei Pressverbänden mit unterschiedlichen Außenteildurchmessern D_{Aa} (s. Bild 12-17) wird zweckmäßig für jede Teillänge ($l_{F1} \dots l_{Fn}$) mit den jeweils zugehörigen Außendurchmessern ($D_{Aa1} \dots D_{Aan}$) des Außenteiles das übertragbare Moment ($T_1 \dots T_n$) einzeln ermittelt und anschließend zum Gesamtmoment addiert zu $T_{\text{ges}} = T_1 + T_2 + \dots + T_n$.

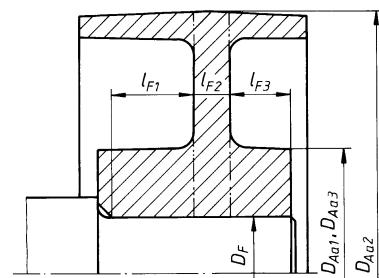


Bild 12-17

Pressverband mit unterschiedlichen Nabendurchmessern

3. Angaben zur Herstellung von Pressverbänden

Längspressverband

Für die gewählte Passung errechnet sich die *größte Einpresskraft*

$$F_e = A_F \cdot p'_{Fg} \cdot \mu_e \quad (12.21)$$

$$\begin{aligned} p'_{Fg} &\quad \text{wirkliche größte Fugenpressung, sie ergibt sich aus } p'_{Fg} = Z'_g \cdot p_{Fg}/Z_g \\ &= (\dot{U}'_o - G) \cdot p_{Fg}/Z_g, \text{ worin } \dot{U}'_o \text{ das wirklich vorhandene Größübermaß ist} \\ A_F &= D_F \cdot \pi \cdot l_F \quad \text{Fugenfläche} \\ \mu_e &= \text{Haftbeiwert für Lösen, Werte nach TB 12-6a} \end{aligned}$$

Die Einpressgeschwindigkeit sollte $v \leq 2 \text{ mm/s}$ betragen.

Querpressverband

Für das Fügen ist durch Erwärmen des Außenteiles bzw. Unterkühlen des Innenteils, bei großen Übermaßen durch Kombinieren beider Verfahren, das erforderliche Übermaß sowie ein zusätzliches Spiel für die Montage (um ein Haften während der Montage auszuschließen) zu erreichen. Die erforderliche Fügetemperatur des Außenteils errechnet sich bei in der Regel

bekannter Fügetemperatur des Innenteiles zu

$$\vartheta_A \approx \vartheta + \frac{\ddot{U}'_o + S_u}{\alpha_A \cdot D_F} + \frac{\alpha_I}{\alpha_A} (\vartheta_I - \vartheta) \quad (12.22)$$

ϑ Raumtemperatur

ϑ_I Fügetemperatur des Innenteils (s. 12.3.1-1.)

\ddot{U}'_o wirklich vorhandenes Größtübermaß

S_u kleinstes notwendiges Einführspiel aus $S_u = D_F/1000$ oder vorteilhaft $S_u = \ddot{U}'_o/2$

α_A, α_I Längenausdehnungskoeffizienten, Werte s. **TB 12-6**

Die Temperatur soll bei gleichmäßiger Erwärmung wegen erhöhtem Festigkeitsabbau je nach Werkstoff bestimmte Grenzwerte nicht überschreiten (s. **TB 12-6c**).

4. Drehzahleinfluss bei Pressverbänden

Bei rotierenden Pressverbindungen wird mit steigender Drehzahl n der Fugendruck p_F durch die Fliehkraft $F_z = m \cdot r \cdot \omega^2$ abgebaut, sodass die übertragbaren Kräfte kleiner werden. Die *Grenzdrehzahl* (Fugendruck $p_F = 0$) kann für Vollwellen und wenn $E_A = E_I$; $v_A = v_I = v$ sowie $\varrho_A = \varrho_I = \varrho$ ist, bei Vorliegen rein elastischer Beanspruchungen berechnet werden zu

$$n_g = \frac{2}{\pi \cdot D_{Aa}} \sqrt{\frac{2 \cdot p'_{Fk}}{(3 + v) \cdot (1 - Q_A^2) \cdot \varrho}} \quad (12.23a)$$

bzw. mit der Gebrauchsformel zu

$$n_g \approx 29,7 \cdot 10^6 \sqrt{\frac{p'_{Fk}}{D_{Aa}^2 \cdot (1 - Q_A^2) \cdot \varrho}} \quad \begin{array}{|c|c|c|c|c|} \hline n_g & D_{Aa} & Q_A & p'_{Fk} & \varrho \\ \text{min}^{-1} & \text{mm} & 1 & \text{N/mm}^2 & \text{kg/m}^3 \\ \hline \end{array} \quad (12.23b)$$

p'_{Fk} wirkliche kleinste Fugenpressung bei $n = 0$

D_{Aa} Außendurchmesser des Außenteiles

ϱ Dichte des Nabens- und Wellenwerkstoffes, Werte nach **TB 12-6b**

v Querdehnzahl, Werte nach **TB 12-6b**

Damit ergibt sich für die Betriebsdrehzahl n das *übertragbare Drehmoment* T_n aus

$$T_n = T \left[1 - \left(\frac{n}{n_g} \right)^2 \right] \quad (12.24)$$

T übertragbares Drehmoment bei $n = 0$ (liegt den vorstehenden Berechnungsgleichungen zugrunde)

Der Einfluss der Fliehkraft macht sich jedoch erst bei relativ hohen Betriebsdrehzahlen bemerkbar, sodass bei „normalen“ Verhältnissen der Verlust $\Delta T = T - T_n$ durch die vorgesehenen Sicherheitsbeiwerte (Haftsicherheit, Rutschkraft anstelle Lösekraft, Anwendungsfaktor) erfasst wird.

12.3.2 Kegelpressverbände

1. Gestalten und Entwerfen

Kegelverbindungen werden zum Befestigen von Rad-, Scheiben- und Kupplungsabnaben vorwiegend auf Wellenenden, von Werkzeugen (z. B. Bohrern) in Arbeitsspindeln und von Wälzlagern (mit Spann- oder Abziehhülsen) auf Wellen verwendet. Sie gewährleisten einen genau zentrischen Sitz, wodurch eine hohe Laufgenauigkeit und damit Laufruhe erreicht wird. Ein nachträgliches axiales Verschieben oder Nachstellen ist jedoch nicht möglich.

Die Neigung des Kegels wird durch das *Kegelverhältnis C* (Werte für C siehe **TB 12-8**) angegeben (s. **Bild 12-18**)

$$C = \frac{1}{x} = \frac{D_1 - D_2}{l} \quad (12.25)$$

Der *Kegel-Neigungswinkel α/2 (Einstellwinkel)* errechnet sich aus

$$\tan\left(\frac{\alpha}{2}\right) = \frac{D_1 - D_2}{2 \cdot l} \quad (12.26)$$

D_1, D_2 großer bzw. kleiner Kegeldurchmesser
 l Kegellänge

Mit Rücksicht auf Herstellungswerkzeuge und Lehren sollen möglichst genormte Kegel verwendet werden, z. B. für *Radnaben* und dgl.: kegelige Wellenenden mit $C = 1:10$ und Außengewinde nach DIN 1448 (**TB 11-2**), solche mit Innengewinde nach DIN 1449; für *Werkzeuge*: metrische Werkzeugkegel mit $C = 1:20$ und Morsekegel mit $C = 1:19,212$ bis $1:20,02$ nach DIN 228. Nähere Angaben und sonstige Kegel s. **TB 12-8**. Die Selbsthemmung bei Kegelpressverbänden liegt etwa beim Kegelverhältnis $C \leq 1:5$.

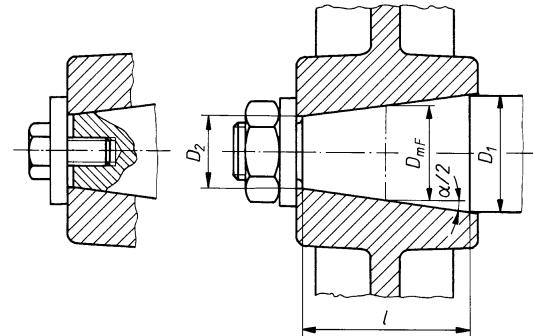


Bild 12-18
Kegelverbindungen

Bei der Herstellung des Außen- und Innenkegels können selbst bei gleichem Einstellwinkel herstellungsbedingte Abweichungen (innerhalb der zulässigen Toleranz) auftreten, die die Berechnungsergebnisse beeinflussen. Im Gegensatz zu DIN 1448 (s. **TB 11-2**) sollten bei richtig ausgelegten Kegelpressverbänden *keine* zusätzlichen Passfedern vorgesehen werden, da bei der ersten Belastung der Verbindung durch das Drehmoment T das verspannte Außenteil sich schraubenförmig auf das Innenteil aufschiebt. Passfedern würden diesen natürlichen Vorgang behindern und somit *keine* reibschlüssige Verbindung ermöglichen. Zusätzliche Passfedern könnten lediglich zur Lagesicherung vom Außen- zum Innenteil dienen, jedoch auf Kosten des sicheren Reibschlusses. Kegelverbindungen sollten leicht geölt montiert werden. Nach der ersten Belastung durch das Drehmoment T ist die zur Erzeugung der Aufpresskraft vorgesehene Schraube bzw. Mutter entsprechend nachzuziehen.

2. Berechnung

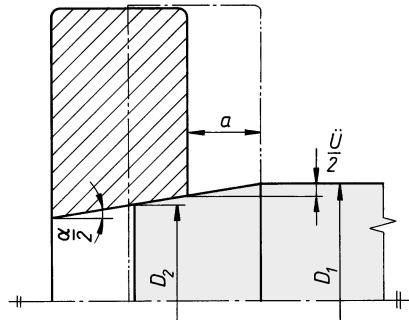
Die nachfolgenden Überlegungen gehen davon aus, dass für den Idealfall die Einstellwinkel ($\alpha/2$) (s. **Bild 12-18**) für das Außen- und Innenteil gleich groß sind und keine herstellungsbedingten Abweichungen aufweisen (Toleranz $T = 0$).

Kegelverbindungen (Kegelpressverbände) werden durch das axiale Verspannen von Außen- und Innenteil mittels Schraube, Mutter oder beim thermischen Fügen durch kontrolliertes Aufschieben des erwärmteten Außenteiles hergestellt. Die axiale Relativverschiebung a (Aufschub) der zu fügenden Teile führt zu Querdehnungen und damit zum Aufbau eines entsprechenden Fugendruckes p_F in den Wirkflächen, s. **Bild 12-19**.

Der Aufschubweg a wird unter Berücksichtigung der Glättung G nach Gl. (12.14) bestimmt von dem zu übertragenden Drehmoment (a_{\min}) sowie durch den zulässigen Fugendruck (Flächenpressung) des „schwächsten“ Bauteiles (a_{\max}) und ergibt sich nach **Bild 12-19** aus:

$$a_{\min} = \frac{\ddot{U}_u/2}{\tan(\alpha/2)} = \frac{(Z_k + G)/2}{\tan(\alpha/2)}; \quad a_{\max} = \frac{\ddot{U}_o/2}{\tan(\alpha/2)} = \frac{(Z_g + G)/2}{\tan(\alpha/2)} \quad (12.27)$$

Mit $D_F = D_{mF}$ (mittlerer Fugendurchmesser) kann mit den Gleichungen für den zylindrischen Pressverband der Aufschub a ermittelt werden.

**Bild 12-19**

Verschiebeweg zum Erzeugen des erforderlichen Fugendruckes

Wird in Gl. (12.13) für $p_{Fk} \hat{=} p_{rFk} = p_{Fk}/\cos(\alpha/2)$ (kleinste radiale Fugenpressung) gesetzt, so wird mit der Hilfsgröße K nach Gl. (12.12) das *kleinste Haftmaß* Z_k und analog für $p_{Fg} \hat{=} p_{rFg} = p_{Fg}/\cos(\alpha/2)$ mit p_{Fg} nach Gl. (12.16) das *größte zulässige Haftmaß* Z_g

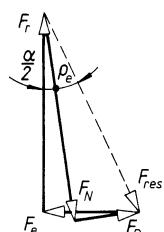
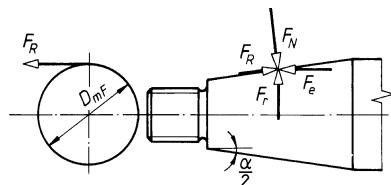
$$Z_k = \frac{p_{Fk} \cdot D_{mF} \cdot K}{E_A \cdot \cos(\alpha/2)}; \quad Z_g = \frac{p_{Fg} \cdot D_{mF} \cdot K}{E_A \cdot \cos(\alpha/2)} \quad (12.28)$$

D_{mF} mittlerer Kegel-Fugendurchmesser aus $D_{mF} = (D_1 + D_2)/2$

K Hilfsgröße; Berechnung nach Gl. (12.12) oder aus **TB 12-7** mit $Q_A = D_{mF}/D_{Aa}$ bzw. $Q_I = D_{Ii}/D_{mF}$

Hinweis: Bei $(\alpha/2) = 0$ und somit $\cos(\alpha/2) = 1$ liegen die Verhältnisse des zylindrischen Pressverbandes vor!

Bild 12-20 zeigt eine Kegelverbindung mit den an dieser wirkenden Kräften, die zur Vereinfachung der Betrachtung am mittleren Kegelumfang konzentriert dargestellt werden. Bei Rei-

**Bild 12-20**

Kräfte am Kegel

bungsschluss ist das Reibungsmoment $M_R \geq$ dem äußeren Drehmoment T . Mit der auf den mittleren Kegelumfang bezogenen Umfangs-Reibungskraft

$$F_{Rt} = F_R = F_N \cdot \mu$$

wird

$$M_R = F_R \cdot D_{mf}/2 = F_N \cdot \mu \cdot D_{mf}/2 \geq T.$$

Hieraus ergibt sich die *erforderliche Anpresskraft* gleich Normalkraft $F_N \geq 2 \cdot T/(\mu \cdot D_{mf})$.

Nach **Bild 12-20** ist mit F_{res} (Resultierende aus F_N und F_R)

$$\sin(\alpha/2 + \varphi_e) = F_e/F_{res} \quad \text{und} \quad F_{res} = F_N/\cos \varphi_e.$$

Mit $F_N = 2 \cdot T/(\mu \cdot D_{mf})$ wird somit unter Berücksichtigung der Betriebsverhältnisse die zur sicheren Übertragung des Drehmoments T *erforderliche Einpresskraft*

$$F_e \geq \frac{2 \cdot S_H \cdot T}{D_{mf} \cdot \mu} \cdot \frac{\sin(\varphi_e + \alpha/2)}{\cos \varphi_e} \quad (12.29)$$

T von der Verbindung zu übertragendes Drehmoment, bei dynamischer Belastung $T = K_A \cdot T_{nenn}$, bei statischer Belastung $T = T_{max}$

K_A Anwendungsfaktor nach **TB 3-5**

S_H Haftsicherheit; $S_H \approx 1,2 \dots 1,5$

$\alpha/2$ Kegelneigungswinkel (Einstellwinkel) nach Gl. (12.26); genormte Kegelwinkel α nach DIN 254, s. **TB 12-8**

D_{mf} mittlerer Kegel-Fugendurchmesser aus $D_{mf} = (D_1 + D_2)/2$

φ_e Reibungswinkel aus $\tan \varphi_e = \mu_e$; mit dem Haftbeiwert μ_e gegen Lösen je nach Schmierzustand der Fugenflächen, Werte s. **TB 12-6a**.

Für den nach DIN 254 genormten Kegel mit $C = 1 : 10$ kann mit $\alpha \approx 6^\circ$ und $\varphi_e \approx 3^\circ \dots 6^\circ$ (entsprechend $\mu_e \approx 0,05 \dots 0,1$) für Überschlagsrechnungen die Einpresskraft angenähert aus $F_e \approx (3 \dots 4) \cdot S_H \cdot T / D_{mf}$ ermittelt werden.

Die in der Fugenfläche wirkende Fugenpressung p_F wird durch die Einpresskraft bestimmt, mit der die zu fügenden Teile aufeinander geschoben werden. Da sich die Einpresskraft bei Kegelverbindungen annähernd gleichmäßig über den Fugenumfang verteilt, kann aus $p_F = F_N/A_F = F_N/(D_{mf} \cdot \pi \cdot l_F)$ mit $l_F = l/\cos(\alpha/2)$ und $F_N = F_e \cdot \cos \varphi_e / \sin(\varphi_e + \alpha/2)$, s. **Bild 12-19**, die *Fugenpressung* ermittelt werden aus

$$p_F = \frac{F_e \cdot \cos \varphi_e \cdot \cos(\alpha/2)}{D_{mf} \cdot \pi \cdot l \cdot \sin(\varphi_e + \alpha/2)} \quad (12.30)$$

Mit F_e aus Gl. (12.29) ergibt sich die *kleinste erforderliche Fugenpressung* zu

$$p_{Fk} = \frac{2 \cdot S_H \cdot T \cdot \cos(\alpha/2)}{D_{mf}^2 \cdot \pi \cdot \mu \cdot l} \leq p_{Fg} \quad (12.31)$$

Das von der Kegelverbindung *übertragbare Drehmoment* kann ermittelt werden aus

$$T \geq \frac{Z_k \cdot E_A \cdot D_{mf} \cdot \pi \cdot \mu \cdot l}{2 \cdot S_H \cdot K} \quad (12.32)$$

F_e axiale Einpresskraft nach Gl. (12.29) bzw. die Montagevorspannkraft

$T, S_H, D_{mf}, \alpha, \varphi_e$ wie zu Gl. (12.29)

μ Haftbeiwert gegen Rutschen je nach Schmierzustand der Fugenflächen, Werte s. **TB 12-6a**

l tragende Kegellänge

Z_k kleinstes Haftmaß nach Gl. (12.27). Maximal übertragbares Drehmoment mit Z_g für Z_k und Gl. (12.28).

Hinweis: Ist $(\alpha/2) = 0$ liegt ein zylindrischer Pressverband vor!

Die vorstehenden Berechnungsgleichungen gelten für Kegel-Pressverbände unter folgenden Einschränkungen:

- Die Wandstärke des Außenteiles (z. B. Radnabe) ist konstant. Vielfach vorhandene Stege und Rippen ändern das elastische Verhalten des Radkörpers und somit auch die Spannungsverteilung in der Radnabe;
- Drehzahl $n = 0$. Mit zunehmender Drehzahl wirken die sich aufbauenden Fliehkräfte dem Fugendruck entgegen und vermindern damit das übertragbare Drehmoment. Dies ist besonders bei hohen Drehzahlen zu berücksichtigen (s. hierzu auch unter 12.3.1-4).

12.3.3 Spannelement-Verbindungen

1. Lösbare Kegelspannsysteme (LKS)

Anwendung, Gestaltung und Auswahl

Kegelspannsysteme sind reibschlüssige, lösbare Welle-Nabe-Verbindungen, die sich zur Übertragung statischer, wechselnder oder stoßartig wirkender Kräfte und Momente eignen. Sie bestehen aus mindestens zwei Ringen mit einem kegeligen Wirkflächenpaar. Bei der Montage werden die Ringe durch axiales Verspannen so stark radial verformt, dass es nach Überwindung des Passungsspiels zum Aufbau einer hohen Anpresskraft (Fugendruck p_F) zwischen Spannsystem und Nabe bzw. Welle kommt, die den erforderlichen Reibschluss zwischen Welle und Nabe bewirkt. Das Kegelspannsystem ist damit vom Wirkprinzip her außen ein zylindrischer und im Inneren ein Kegelpressverband, s. **Bild 12-21**. Die Nabe kann axial und tangential frei festgelegt werden.

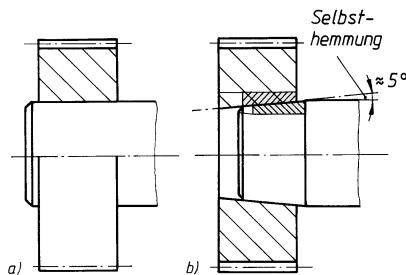


Bild 12-21 Basis des Kegelspannsystems
a) zylindrischer Pressverband,
b) Kegelpressverband

12

Kegelspannsysteme können unterteilt werden in

- Innenspannsysteme (Spannbolzen), **Bild 12-24**
- Zwischenspannsysteme (Spannelemente, Spannsätze), **Bilder 12-23 und 12-24**,
- Außenspannsysteme (Schrumpfscheiben, Flanschnaben), **Bild 12-24**.

Bei Innenspannsystemen wird die Hohlwelle durch den Spannbolzen nach außen geweitet und damit gegen die Nabe gepresst. Der Kraftfluss erfolgt direkt von der Welle auf die Nabe. Zwischenspannsysteme sitzen zwischen Welle und Nabe, sodass der Kraftfluss über das Spannsystem erfolgt. Außenspannsysteme stauchen die Nabe auf die Welle (Schrumpfscheibe) bzw. werden zur axialen Befestigung von Bauteilen genutzt (Flanschnabe). Der Kraftfluss erfolgt bei der Schrumpfscheibe direkt von der Welle auf die Nabe (**Bild 12-24e**) oder anteilig über die Schrumpfscheibe (**Bild 12-24g**), bei den Flanschnaben über das Spannsystem. Beim Kraftfluss über das Spannsystem hat das Spannsystem Einfluss auf den Plan- und Rundlauf.

In den Spannsystemen werden die kegeligen Flächen mit selbsthemmenden oder nicht selbsthemmenden Neigungswinkeln ausgeführt, **Bild 12-22**. Bei Neigungswinkeln größer dem Reibwinkel (z. B. $\beta \approx 14^\circ > \varrho = 8,5^\circ$ bei $\mu = 0,15$) tritt keine Selbsthemmung auf, was ein einfaches und schnelles Lösen der Verbindung ermöglicht. Nachteilig ist die Belastung der Spannschrauben im Betrieb. Die Spannringe können selbstzentrierend oder nicht selbstzentrierend sein. Bei nicht selbstzentrierenden Spannsystemen muss die Nabe direkt auf der Welle zentriert werden

(Bild 12-23), was zusätzliche Kosten verursacht (teure Bohrungsabsätze). Im Zentrierbereich besteht die Gefahr des Festrostens von Welle und Nabe. Diese Spannsätze neigen zum funktionsbeeinträchtigenden Setzen. Die Verteilung der Anpresskräfte auf die Welle ist ungünstig (**Bild 12-22c**), was die Kerbwirkung auf die Welle erhöht. Treten zusätzlich hohe Biegemomente auf, kann es an den Ringenden zum Unterschreiten einer Mindestpressung kommen, wodurch Passungsrost¹⁾ ermöglicht wird. Biegemomente auf die Nabe bewirken eine noch ungünstigere Verteilung der Anpresskräfte und zusätzliche Beanspruchungen aller Bauteile.

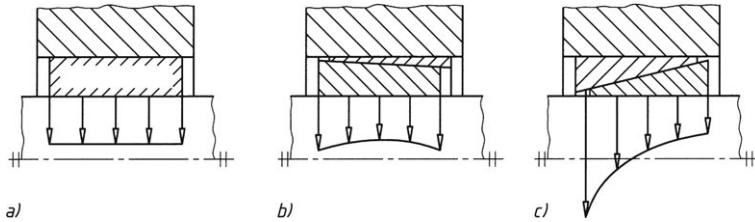


Bild 12-22 Druckverteilung bei Kegelspannsystemen.

- a) theoretisch,
- b) bei selbsthemmendem,
- c) nicht selbsthemmendem Einstellwinkel

Bei kleinen Neigungswinkeln der Spannringe werden die Spannschrauben infolge Selbsthemmung im Betrieb nicht belastet. Die Verteilung der Anpresskräfte ist wesentlich gleichmäßiger, damit die Kerbwirkung und Passungsrostgefahr kleiner. Es können größere Biegemomente übertragen werden. Für die Demontage sind Abdrückgewinde erforderlich.

Zur axialen Verspannung der Verbindung (axiale Verspannelemente) sind zwei Lösungen handelsüblich:

- *Spannelemente* werden über einen Druckring (Druckflansch) verspannt, der mit Schrauben gegen die Nabe oder Welle gezogen wird (**Bild 12-23**). Die Nabe oder Welle wird durch die erforderlichen Gewindebohrungen geschwächt.
- *Spannsätze*. Bei diesen sind die Verspannmittel (Schrauben, Mutter, Hydraulik) im Spannsystem integriert. Gewindebohrungen in Nabe oder Welle sind hier nicht erforderlich.

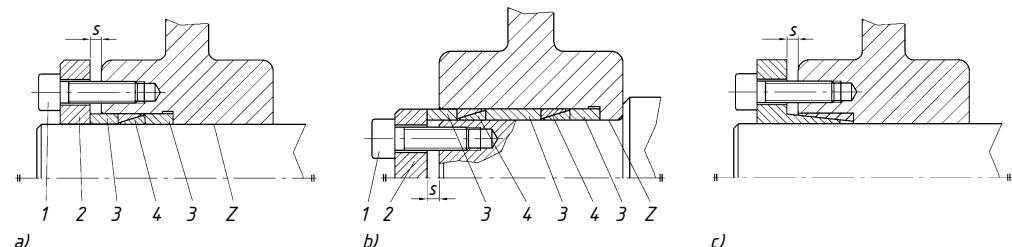


Bild 12-23 Verbindungen mit Spannelementen. a) nabenseitig verspannte Verbindung mit einem Spannelement RfN 8006, b) wellenseitig verspannt mit zwei Elementen RfN 8006, c) nabenseitig verspannt mit integriertem Druckflansch (BIKON 1011)

- | | |
|------------------|--|
| 1 Spannschrauben | 4 Spannelement |
| 2 Druckring | Z Zentrierung |
| 3 Distanzbuchse | s Spannweg (einschließlich Sicherheitsabstand) |

¹⁾ Unter Passungsrost wird das Mikrogleiten der Kontraktflächen zueinander verstanden, was zu Dauerbruch führen kann.

Spannelemente werden nur noch selten mit getrenntem Druckring (**Bild 12-23a** und **b**) eingesetzt. Wegen der fehlenden Selbstzentrierung (Kegelwinkel $\approx 17^\circ$) muss hier die Zentrierung über die Nabe erfolgen. Bei Spannelementen mit integriertem Druckflansch (**Bild 12-23c**) sind kleine selbsthemmende Kegelwinkel möglich, die selbstzentrieren.

Spannsätze werden als einbaufertige Einheiten entsprechend der Anwendungsvielfalt von der Industrie in unterschiedlichen Bauformen für Wellen von 6 bis über 1000 mm angeboten, s. **Bild 12-24**. Die kegeligen Ringe der Spannsysteme sind oft geschlitzt.

Spannsysteme können nach folgenden Kriterien aus Herstellerkatalogen ausgewählt werden:

1. Drehmoment, Biege-/Kippmoment, Axialkraft: Die auf die Verbindung wirkenden maximalen Kräfte sind entscheidend.
2. Ausführung/Betriebseigenschaften: Innen-, Zwischen- oder Außenspannsystem; selbsthemmend oder nicht selbsthemmend; selbstzentrierend oder nicht selbstzentrierend; Höhe des Kerbfaktors ($\beta_k \approx 1,4 \dots 2,5$ – kleinerer Wert bei kleinen Kegelwinkeln); Plan- und Rundlaufegenschaften; Montage- und Demontagefreundlichkeit und -zeiten.
3. Gestaltung der zu fügenden Bauteile: erforderliche Nabeng- und Wellenabmessungen unter Berücksichtigung des Kerbfaktors und der Formfaktoren (s. Gl. (12-36)), Gesamtkosten der Verbindung.

Da die Kosten im Schadensfall erheblich über den Anschaffungskosten liegen und die Auswahl des Spannsystems Baugröße und Masse der Konstruktion erheblich beeinflussen können, sollte der fachkundige Rat des Herstellers eingeholt werden.

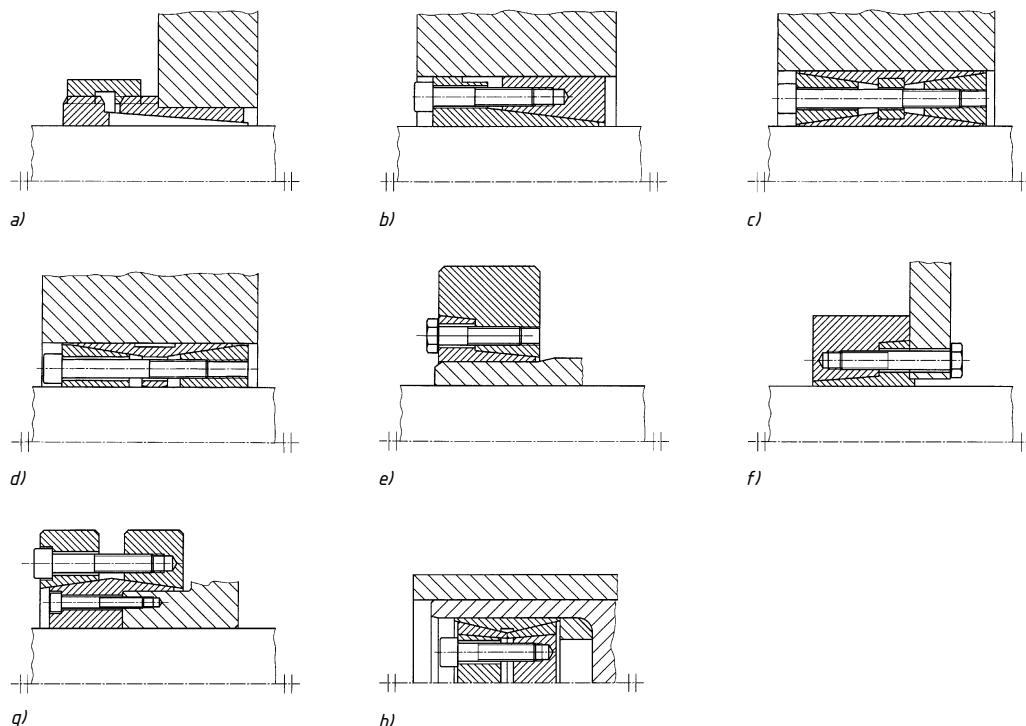


Bild 12-24 Beispiele für Kegelspannsysteme. a) Spannbuchse BIKON-LOCK, b) Konus-Spannelement RLK 130, c) Konus-Spannelement RfN 7015/RLK 400, d) Spannsatz DOBIKON 1012, e) Schrumpfscheibe HSD/RfN 4171, f) Außen-Spannsatz Typ AS, g) Schrumpfscheibe DOBIKON 2019, h) Spannbolzen DOBIKON 2000 (Werkbilder)

Empfohlene Toleranzen an den Pressflächen für die Welle h6...h8 und für die Nabentoleranz H7...H8 je nach Spannsatztyp.

Rautiefen je nach Spannsatztyp $Rz \leq 10 \mu\text{m}$ bzw. $Rz \leq 16 \mu\text{m}$.

Richtwerte für den Entwurf der Nabentoleranzen können **TB 12-1** entnommen werden.

Berechnung

Bild 12-25a zeigt am Beispiel eines kegeligen Spannelementes die in Kegelspannsystemen wirkenden Kräfte. Das von der Verbindung übertragbare Drehmoment ist weitgehend von der axialen Spannkraft F_S abhängig, die sich aus der Kraft zur Überwindung des Passungsspieltes F_o und der zum eigentlichen Klemmen erforderlichen Kraft F_{So} zusammensetzt. Werden mehrere Spannelemente hintereinandergeschaltet (**Bild 12-25b**) nehmen bei einem Neigungswinkel $\beta \approx 17^\circ$ der kegeligen Flächen und einer Reibungszahl $\mu \approx 0,12$ für geölte Elemente deren Anpresskräfte F_N stark ab, etwa im Verhältnis 1:0,55:0,30:0,17. Damit erhöhen sich die übertragbaren Kräfte/Momente bei gleicher Anpresskraft nur wenig, sodass sich ein Hintereinanderschalten von mehr als 3 Elementen kaum lohnt.

Die Bestimmung der zum Übertragen des geforderten Momentes erforderliche Spannkraft ist sehr aufwendig, da sie von vielen Faktoren wie dem tatsächlich vorhandenen Passungsspiel, den sich im Betrieb verändernden Reibungsverhältnissen infolge Gleiten der Ringe, Setzerscheinungen an den Wirkflächen, Schwächungen durch Schraubenlöcher usw. abhängt.

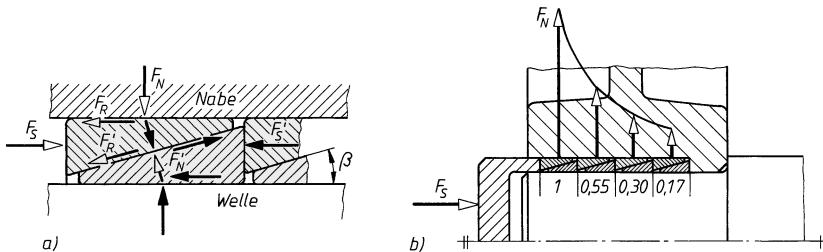


Bild 12-25 Kräfte in der Spannverbindung. a) Kräfte am Spannelement (Innenring: ausgefüllte Pfeile), b) Verteilung der Anpresskräfte

In der Praxis werden die Spannkräfte bzw. die hierfür erforderlichen Anzugsmomente der Schrauben M_A meist Tabellen entnommen, die vom Hersteller angegeben wurden. **TB 12-9** enthält beispielhaft erforderliche Spannkräfte/Anzugsmomente und übertragbare Kräfte/Momente für ein Spannelement und verschiedene Spannsysteme.

Der Auswahl des geeigneten Kegelspannsystems ist das zu übertragende Torsionsmoment T bzw. die zu übertragende Axialkraft F_a zugrunde zu legen, wobei bei Spannelementen die Anzahl der hintereinandergeschalteten Elemente mit einem Faktor f_n berücksichtigt wird:

$$T \leq T_{\text{Tab}} \cdot f_n = T_{\text{ges}} \quad \text{bzw.} \quad F_a \leq F_{a\text{Tab}} \cdot f_n = F_{a\text{ges}} \quad (12.33)$$

f_n Anzahlfaktor, abhängig von der Zahl n der hintereinandergeschalteten Elemente:

Anzahl der Elemente	1	2	3	4
Faktor f_n bei geölten Elementen	1	1,55	1,85	2,02

Sind gleichzeitig ein Drehmoment T und eine Axialkraft F_a zu übertragen, so muss sichergestellt sein, dass das resultierende Moment T_{res} nach Gl. (12.34) kleiner als das übertragbare Moment T_{ges} ist, da sonst die Verbindung durchrutscht:

$$T_{\text{res}} \approx \sqrt{T^2 + \left(F_a \cdot \frac{D_F}{2} \right)^2} \leq T_{\text{ges}} = T_{\text{Tab}} \cdot f_n \quad (12.34)$$

T zu übertragendes Drehmoment; bei dynamischer Belastung $T = K_A \cdot T_{\text{nenn}}$, bei statischer Belastung $T = T_{\text{max}}$

- F_a zu übertragende Axialkraft; $F_a = K_A \cdot F_{a\text{nenn}}$ bzw. $F_a = F_{a\text{max}}$
 D_F Wellendurchmesser = Innendurchmesser des Spannelementes
 $T_{\text{Tab}}, F_{a\text{Tab}}$ von einem Element bzw. dem Spannsystem übertragbares Drehmoment bzw. übertragbare Axialkraft nach Herstellerangaben (bei angegebenem Fugendruck).

Bei Spannelementen kann die Spannkraft F_S gegenüber dem Tabellenwert erhöht oder verringert werden. Die Tabellenwerte T , F_a , p_W und p_N ändern sich etwa proportional mit F_S , wobei die größte zulässige Fugenpressung nicht überschritten werden darf

$$\frac{F'_S}{F_S} = \frac{T}{T_{\text{ges}}} = \frac{p'_N}{p_N} = \frac{p'_W}{p_W} \leq \frac{p_{Fg}}{p_N} \quad (12.35)$$

- F'_S, p'_N, p'_W in der Verbindung tatsächlich realisierte Werte
 T, T_{ges} s. Gl. (12.34)
 p_N, p_W s. Gl. (12.36)
 p_{Fg} größte zulässige Fugenpressung nach Gl. (12.16) mit den Verhältnissen $Q_A = D/D_{Aa}$ (Außendurchmesser des Spannelements/Außendurchmesser der Radnabe) bzw. $Q_I = D_{li}/D_F$ (Innendurchmesser der Hohlwelle/Wellendurchmesser)

Auf Grund der ungünstigen Pressungsverteilung bei großen Kegelwinkeln ist die zulässige Flächenpressung bei diesen meist auf 100 N/mm^2 begrenzt.

Die Anzahl der erforderlichen Schrauben bei Spannelementen ergibt sich zu $i = F'_S/F_V \approx F'_S/F_{sp}$ mit F_{sp} aus **TB 8-14** (s. Kapitel 8). Üblich sind Schrauben der Güte 8.8 bis 12.9.

Umfangreiche Berechnungen mit FEM haben gezeigt, dass in Abhängigkeit vom Winkel der kegeligen Ringe und deren Lage die Verteilung der Radialspannung und damit der Fugenpressung über der Nabengröße sehr unterschiedlich ist. Biegemomente können Spannungsspitzen wesentlich vergrößern. Zulässige Biegemomente (diese liegen bei $M_K = 0,25 \text{ T}$ bis ca. $M_K = 0,65 \text{ T}$) sind für die jeweiligen Spannsysteme den Katalogen zu entnehmen oder von den Herstellern zu erfragen.

Analog zu den Querpressverbänden ist die Nabe und bei Hohlwellen auch diese auf Einhaltung der größten zulässigen Fugenpressung zu überprüfen. Bei entsprechender Umstellung der Gleichungen ergibt sich der *Außendurchmesser der Radnaben* D_{Aa} sowie der *Innendurchmesser der Welle* D_{li} bei Hohlwellen überschlägig unter Vernachlässigung der Radialspannungen wie folgt

$$D_{Aa} \geq D \cdot \sqrt{\frac{R_{eA} + p_N \cdot C}{R_{eA} - p_N \cdot C}} + d \quad \text{bzw.} \quad D_{li} \geq D_F \cdot \sqrt{\frac{R_{ei} - 2 \cdot p_W \cdot C_W}{R_{ei}}} - d \quad (12.36)$$

- D Außendurchmesser des Spannelementes (**TB 12-9**)
 D_F Außendurchmesser der Welle
 R_{eA}, R_{ei} Streckgrenze des Nabens- bzw. Wellenwerkstoffes; bei spröden Werkstoffen ist ersatzweise $0,5 \cdot R_m$ zu setzen; $R_e = K_t \cdot R_{eN}$; $R_m = K_t \cdot R_{mN}$ s. Gl. (3.7)
 p_N, p_W örtliche Fugenpressung an der Nabengröße bzw. an der Welle im Bereich des Spannelementes, Werte nach Herstellerangaben bzw. aus **TB 12-9**; siehe auch Berechnungsbeispiel 12.3
 C Formfaktor zur Berücksichtigung von Nabengrößen $>$ Spannsatzbreite;
 $C \approx 1$ wenn Nabengröße = Spannsatzbreite;
 $C \approx 0,6$ wenn Nabengröße $\geq 2 \cdot$ Spannsatzbreite und Nabe entsprechend **Bild 12-24a**
 $C \approx 0,8$ wenn Nabengröße $\geq 2 \cdot$ Spannsatzbreite und Nabe entsprechend **Bild 12-23a**
 C_W Formfaktor bei Hohlwellen; $C_W \approx 0,8 \dots 1,0$
 d Zuschlag bei Spannelementen zur Berücksichtigung der Querschnittsschwächung durch die Gewindebohrungen für die Spannschrauben im Nabengrubenquerschnitt bzw. in der Welle;
 $d \approx$ Gewinde-Nenndurchmesser

2. Sternscheiben

Sternscheiben aus gehärtetem Federstahl sind dünnwandige Ringscheiben, die abwechselnd von ihrem inneren und äußeren Rand ausgehende radiale Schlitze aufweisen, s. **Bild 12-26**. Durch

eine von außen eingeleitete Axialkraft wird durch Flachdrücken der Scheibe der Außendurchmesser vergrößert und der Innendurchmesser verkleinert und damit eine spielfreie und dauerhafte Verbindung ermöglicht. Zur Erhöhung des übertragbaren Drehmomentes können bis zu 25 Sternscheiben axial hintereinander geschaltet werden. Da sie selbst nicht zentrieren, ist die Zentrierung der Bauteile durch eine entsprechende konstruktive Gestaltung der Verbindung sicherzustellen, s. **Bild 12-26b**. Die Berechnung der Verbindung ist nach Herstellerangaben durchzuführen.

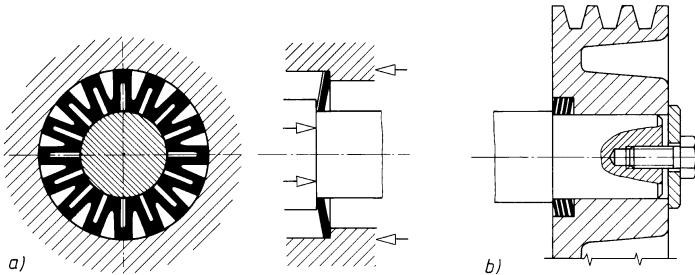


Bild 12-26 Sternscheibe. a) Grundelement, b) Einbaubeispiel: mit Sternscheiben befestigte Keilriemenscheibe (Werkbild)

3. Druckhülsen

Druckhülsen sind Reibschlusslemente aus federhartem Stahl mit zylindrischer Außenfläche und Bohrung. Sie eignen sich für eine schnelle und genaue Verbindung von Maschinenteilen. Die zum axialen Verspannen der Druckhülse, zum Überwinden des Passungsspieles und zum Aufbau des erforderlichen Fugendruckes erforderliche Spannkraft wird je nach Ausführung entweder von den benachbarten Bauteilen oder aber von den eingebauten Spannschrauben aufgebracht, s. **Bild 12-27**. Für den Einbau empfiehlt der Hersteller Toleranzen für die Welle h5/h6, für die Nabenoehrung H6/H7. Die Berechnung erfolgt nach Herstellerangaben.

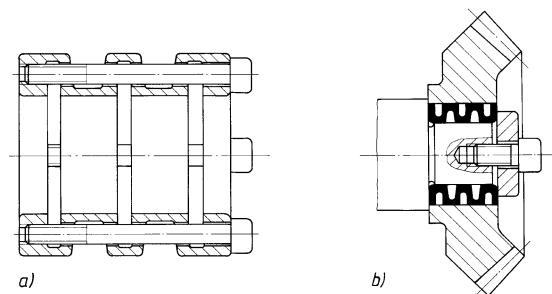


Bild 12-27

Druckhülsen.

- a) Druckhülse mit Spannschrauben,
- b) Einbaubeispiel: mit Druckhülse (ohne eigene Spannschrauben) befestigtes Kegelrad (Werkbild)

4. Hydraulische Spannbuchsen

Hydraulische Spannbuchsen, z. B. ETP-Spannbuchsen, bestehen aus einem doppelwandigen mit Fluid gefüllten Hohlzylinder aus gehärtetem Stahl. Beim Spannen wird mittels ein oder mehreren Schrauben ein Kolben gegen das Fluid gedrückt. Dieses drückt die Mantelflächen gleichmäßig gegen die Welle und die Nabe, wodurch eine gute Zentrierung, d. h. hohe Rundlaufgenauigkeit erreicht wird, s. **Bild 12-28**. Es können relativ hohe Drehmomente übertragen werden, die dem Herstellerkatalog entnehmbar sind. Zu beachten ist der unterschiedliche Temperatursausdehnungskoeffizient des Fluids in der Spannbuchse und des Buchsen- bzw. Welle/Nabe-Werkstoffes. Die ETP-Spannbuchse darf deshalb nur bis +85 °C eingesetzt werden.

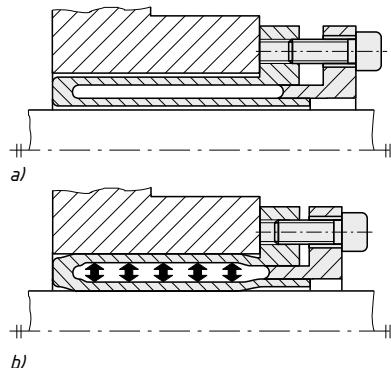


Bild 12-28
ETP-Spannbuchse.
a) ungespannt (Ein-, Ausbau),
b) verspannt (während Betrieb)

Montage und Demontage der Spannbuchsen sind einfach und wirtschaftlich, das Schraubenanzugsmoment gegenüber den Kegelspannsätzen wesentlich geringer, da keine Reibung überwunden werden muss. Sie sind für Toleranzfelder der Welle h8 bis k6 sowie der Bohrung H7 ausgelegt.

5. Toleranzring

Toleranzringe sind geschlitzte Ringe aus dünnem Blech mit vielen gleichmäßig auf dem Umfang verteilten Längssicken, s. **Bild 12-29a, b**. Die umlaufenden flachen Ränder liegen je nach Bauart entweder am Außen- oder am Innendurchmesser des Ringes an, s. **Bild 12-29c**. Sie ermöglichen die Überbrückung relativ großer Passungsspiele und eine einfache und wirtschaftliche Montage. Aufgrund ihrer Konstruktion sind die übertragbaren Drehmomente relativ klein. Ist ein genauer Rundlauf gefordert, so muß die Zentrierung durch die zu verbindenden Bauteile erfolgen, s. **Bild 12-29d**. Die Auslegung der Verbindungen mit Toleranzringen erfolgt zweckmäßig nach den Herstellerangaben.

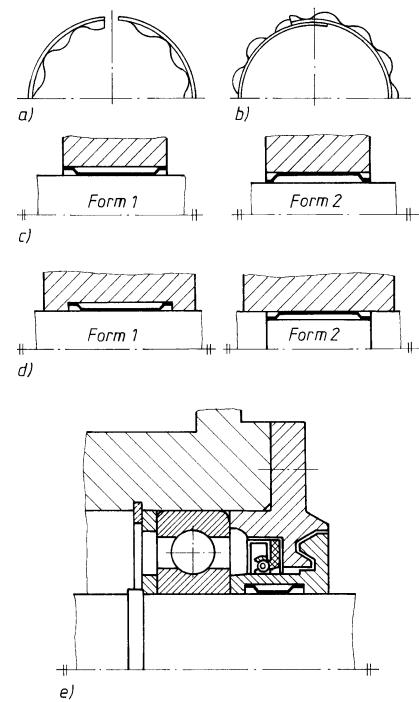


Bild 12-29
Toleranzring.
a) und b) Grundelement,
c) freier Einbau,
d) zentrierter Einbau,
e) Einbaubeispiel: Befestigung eines Labyrinthringes
auf einer Welle (Werkbild)

12.3.4 Klemmverbindung

1. Gestalten und Entwerfen

Die Klemmverbindung wird vorwiegend bei Riemen-, Gurtscheiben und Hebeln angewendet, die auf glatte, längere Wellen aufzubringen oder bei geteilter Ausführung nachträglich zwischen Lager zu setzen sind oder in Längs- und Drehrichtung einstellbar sein sollen. Aufzuklemmende Scheiben sind geteilt, Nabens von Hebels einseitig geschlitzt. Das Aufklemmen sollte mit Durchsteckschrauben (Einsatz von Passschrauben vermeiden) erfolgen (**Bild 12-30**), die möglichst nah an der Welle anzuordnen sind (kurze Kraftwege). Klemmverbindungen eignen sich zur Übertragung kleiner bis mittlerer nur gering schwankender Drehmomente. Bei größeren Drehmomenten wird die Verbindung häufig noch durch Passfedern oder Tangentkeile zusätzlich gesichert, die auch zur Lagesicherung dienen können (s. unter 12.3.5-1 und **Bild 12-32**).

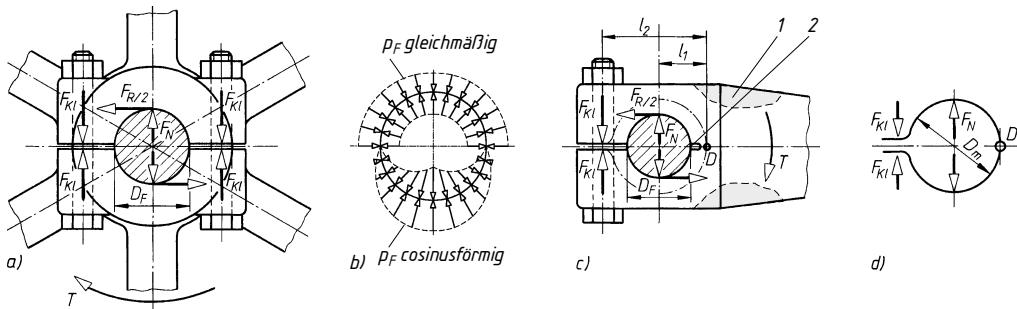


Bild 12-30 Klemmverbindungen. a) und b) Scheibennabe, c) und d) Hebelnabe

Die Nabengrößen werden erfahrungsgemäß nach **TB 12-1** festgelegt. Zusätzliche gestalterische Maßnahmen bei geschlitzten Naben (s. **Bild 12-30c** gestrichelte Bereiche 1 und 2) bringen keine (Verlängerung des Schlitzes auf die andere Nabenseite 2) bzw. nur geringe (äußere Ausnehmungen 1) Erhöhungen der Klemmkraft der Schraube, die zur Erzeugung des Rutschmomentes erforderlich ist.

Bei geteilten Scheiben ist eine Übergangspassung mit geringem Passmaß nach **TB 2-4** zu wählen; bei geschlitzten, aufzuschiebenden Hebelnaben ist eine enge Spielpassung zweckmäßig, z. B. H7/g6.

2. Berechnung

Der wirksamste Reibungsschluss ergibt sich bei einer über den ganzen Fugenumfang gleichmäßig verteilten Fugenpressung \$p_F\$. Dieser z. B. bei Kegelverbindungen und Pressverbänden gegebene Zustand lässt sich bei geteilten Scheiben mit einer vorgesehenen engen Übergangspassung nur annähernd erreichen, während bei der geschlitzten Hebelnabe mit einer empfohlenen engen Spielpassung (Naben werden zusätzlich auf Biegung beansprucht) eine überwiegend linienförmige Pressung zu erwarten ist. In beiden Fällen muss Reibungsschluss gewährleistet sein, sodass die am Fugenumfang übertragbare Reibkraft \$F_R\$ gleich oder größer ist als die durch das äußere Drehmoment \$T\$ dort wirkende Tangentialkraft \$F_t\$.

Geteilte Scheibennabe

Bei einer gleichmäßigen Flächenpressung gilt analog dem Pressverband (Gl. (12.8) und (12.9)) für die kleinste erforderliche Fugenpressung

$$p_{Fk} = \frac{F_{Rt}}{A_F \cdot \mu} \geq \frac{2 \cdot K_A \cdot T_{nenn} \cdot S_H}{\pi \cdot D_F^2 \cdot l_F \cdot \mu} \cdot K \leq p_{Fzul} \quad (12.37)$$

Die den tatsächlichen Verhältnissen besser entsprechende cosinusförmige Verteilung der Flächenpressung (**Bild 12-30b**) wird mit dem Korrekturfaktor K berücksichtigt.

Beim Anziehen wird durch die Schrauben die Pressung $p = F_{\text{KI}} \cdot n/A_{\text{proj}}$ auf die Welle erzeugt. Wird diese in Gl. (12.37) eingesetzt, ergibt sich die von jeder Schraube aufzubringende *Klemmkraft* zu

$$F_{\text{KI}} \geq \frac{2 \cdot K_A \cdot T_{\text{nenn}} \cdot S_H \cdot K}{n \cdot \pi \cdot D_F \cdot \mu} \quad (12.38)$$

T_{nenn}	von der Klemmverbindung zu übertragendes Nenndrehmoment
K_A	Anwendungsfaktor zur Berücksichtigung der dynamischen Betriebsverhältnisse nach TB 3-5
S_H	Haftsicherheit; $S_H \approx 1,5 \dots 2$
μ	Haftbeiwert (Reibwert) nach TB12-6a (Querpresspassung)
D_F	Fugendurchmesser = Wellendurchmesser
l_F	Fugenlänge
n	Anzahl der Schrauben
K	Korrekturfaktor für die Flächenpressung; $K = 1$ für gleichmäßige Flächenpressung $K = \pi^2/8$ für cosinusförmige Flächenpressung $K = \pi/2$ für linienförmige Berührung
$p_{\text{F zul}}$	zulässige Fugenpressung des „schwächeren“ Werkstoffes; Anhaltswerte nach TB 12-1 .

Da bei der Montage der Verbindung in der Schraube die Vorspannkraft $F_{\text{VM}} > F_{\text{KI}}$ wirkt, ergibt sich für den Montagezustand die *tatsächliche Flächenpressung* aus

$$p_F = \frac{n \cdot F_{\text{VM}}}{D_F \cdot l_F} \leq p_{\text{F zul}} \quad (12.39)$$

F_{VM} Montagevorspannkraft der Schraube nach Kapitel 8 „Schraubenverbindungen“

Geschlitzte Hebelnabe

Die geschlitzte Hebelnabe (**Bild 12-30c**) kann als „Schelle“¹⁾ mit dem Gelenk D angesehen werden, deren Durchmesser D_m etwa dem mittleren Nabendurchmesser entspricht (**Bild 12-30d**). Für den ungünstigen Fall der linienförmigen Pressung ergibt sich aus der Beziehung $M_R = F_{\text{Rt}} \cdot D_F/2 = F_N \cdot \mu \cdot D_F \geq K_A \cdot T_{\text{nenn}}$ die *erforderliche Anpresskraft je Nabenhälfte*

$$F_N \geq \frac{K_A \cdot T_{\text{nenn}}}{D_F \cdot \mu} \quad (12.40)$$

Mit $F_N = F_{\text{KI}} \cdot l_2/l_1$ (s. **Bild 12-30c**) wird bei n Schrauben mit einer Haftsicherheit S_H die *erforderliche Klemmkraft* je Schraube

$$F_{\text{KI}} \geq \frac{K_A \cdot T_{\text{nenn}} \cdot S_H \cdot l_1}{n \cdot D_F \cdot \mu \cdot l_2} \quad (12.41)$$

l_1, l_2 Abstände der Kräfte F_N, F_{KI} vom „Drehpunkt“ D
 $K_A, T_{\text{nenn}}, n, D_F, S_H$ und μ wie zu Gl. (12.38)

Für den Montagezustand ergibt sich die *tatsächliche Flächenpressung* aus

$$p_F = \frac{n \cdot F_{\text{VM}}}{D_F \cdot l_F} \cdot \frac{l_2}{l_1} \leq p_{\text{F zul}} \quad (12.42)$$

Erläuterungen der Formelzeichen s. unter Gl. (12.38) und (12.41)

¹⁾ In Wirklichkeit handelt es sich um ein Problem der elastischen Formänderung, die zu einer Dreipunktanlage führt. Da die Abweichung zur beim Gelenk vorhandenen Zweipunktanlage nicht sehr groß ist, kann die Aufgabe auf eine statische zurückgeführt werden.

12.3.5 Keilverbindungen

1. Gestalten und Entwerfen

Anwendung

Keile werden zum festen Verbinden von Wellen und Nabben vorwiegend schwerer Scheiben, Räder, Kupplungen u. dgl. bei Großmaschinen, Baggern, Kranen, Landmaschinen, schweren Werkzeugmaschinen (Stanzen, Schmiedehämmer), also bei rauhem Betrieb und wechselseitigen, stoßhaften Drehmomenten verwendet.

Im Gegensatz zur Passfeder trägt der Keil mit der unteren und der oberen Fläche (Anzugsfläche mit Neigung 1:100); die Seitenflächen haben geringes Spiel (Nutbreite hat Toleranz D10, Keilbreite h9 bei gleichen Nennmaßen). Die Kräfte werden also im Wesentlichen durch Reibungsschluss übertragen; falls dieser aber überwunden wird, bei Nutenkeilen auch noch durch deren Seitenflächen, also durch Formschluss.

Vorteile gegenüber Passfederverbindungen: Keilverbindungen ergeben einen unbedingt sicheren und festen Sitz der Nabben; eine zusätzliche Sicherung gegen axiales Verschieben ist nicht erforderlich.

Nachteile: Verkantete und außermittiger Sitz der Nabben durch das einseitige Eintreiben des Keiles; jeder Keil muss eingepasst werden (zusätzliche Kosten); das Lösen, besonders von Nasenkeilen, ist schwierig, bei älteren Verbindungen kaum mehr möglich (Gefahr des „Festrostens“); bei zu kräftigem Eintreiben besteht die Gefahr des Reißen, besonders bei Nabben aus Grauguss.

Keilformen

Wie bei Passfedern sind Höhe und Breite der Keile in Abhängigkeit vom Wellendurchmesser genormt. Die Hauptabmessungen sind in **TB 12-2a** zusammengestellt. Je nach den durch die Bauverhältnisse gegebenen Einbaumöglichkeiten sind verschiedene Keilformen zu verwenden.

Nasenkeile nach DIN 6887 kommen in Frage, wenn die Verbindung nur von einer Seite zugänglich ist (**Bild 12-31a**). Die „Nase“ dient zum Ein- und Austreiben, sie darf wegen der Unfallgefahr nicht am Wellenende herausragen. Die Wellennut muss zum Einführen des Keiles eine ausreichende Länge haben (s. auch **Bild 12-33**).

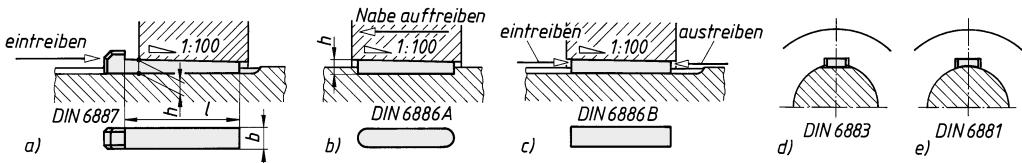


Bild 12-31 Keilformen. a) Nasenkeil, b) Einlegekeil, c) Treibkeil, d) Flachkeil, e) Hohlkeil

Bei **Nasenflachkeilen**, DIN 6884, hat die Welle an der Stelle der Nut nur eine Abflachung. Bei **Nasenhohlkeilen**, DIN 6889, ist die untere Fläche entsprechend dem Wellendurchmesser gerundet. Sie ergeben also eine reibschlüssige Verbindung, da nur die Nabe genutzt ist. Beide Keilarten sind nur für kleinere Drehmomente geeignet.

Einlegekeile nach DIN 6886, Form A, mit runden Stirnflächen liegen wie eine Passfeder in der Wellennut (**Bild 12-31b**). Hierbei muss die Nabe aufgetrieben bzw. die Welle mit Keil in die Nabenoberfläche eingeführt werden.

Der **Treibkeil** nach DIN 6886, Form B, mit geraden Stirnflächen wird verwendet, wenn die Verbindungsstelle von beiden Seiten zugänglich ist, der Keil also von der einen Seite eingetrieben und von der anderen Seite ausgetrieben werden kann (**Bild 12-31c**).

Wie der Nasenkeil ist auch der Treibkeil als **Flachkeil** (DIN 6883) und als **Hohlkeil** (DIN 6881) vorgesehen (**Bild 12-31d** und **e**).

Als **Rundkeile** an Stirnflächen können auch Längsstifte verwendet werden. Schwere, meist geteilte und aufgeklemmte Nabben werden bei hohen, wechselseitigen und stoßhaften Drehmomenten häufig noch durch **Tangentkeile** nach DIN 268 und DIN 271 gesichert. Sie werden, wie **Bild 12-32** zeigt, paarweise unter 120° versetzt so eingebaut, dass die Keilkräfte F nicht den Schrauben-Klemmkräften F_{K1} entgegenwirken.

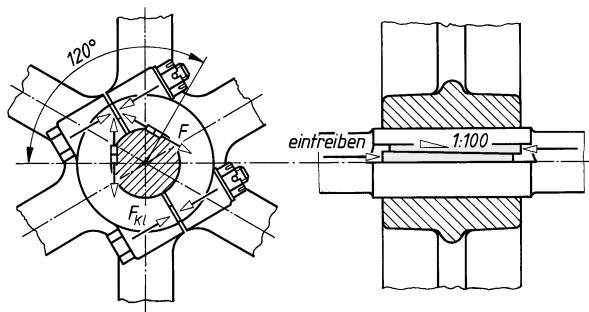


Bild 12-32
Tangentkeilverbindung

Als Werkstoff ist C45 + Q vorgesehen; andere Werkstoffe nach Vereinbarung.

Normbezeichnung eines Nasenkeiles mit Breite $b = 18 \text{ mm}$, Höhe $h = 11 \text{ mm}$ und Länge $l = 125 \text{ mm}$: Nasenkeil DIN 6887-18×11×125.

Gestaltung

Bild 12-33 zeigt die Gestaltung einer Nasenkeilverbindung. Bei einzutreibenden Nutenkeilen, also auch bei Treibkeilen, ist eine ausreichende Wellennutlänge zum einwandfreien Einführen in die Nut vorzusehen:

$$\text{freie Nutlänge } a \approx \text{Keillänge } l \approx \text{Nabenlänge } L.$$

Ein Sichern der Keile gegen selbsttägiges Lösen ist im Allgemeinen nicht erforderlich. Nur bei starken Erschütterungen ist eine zusätzliche Sicherung angebracht. Die in **Bild 12-33** gezeigte preiswerte Keilsicherung aus Stahlblech wird einfach in die Nut eingeschlagen und lässt sich auch leicht wieder lösen.

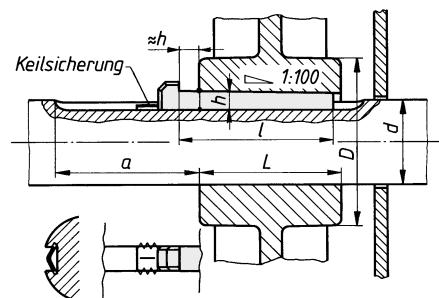


Bild 12-33
Gestaltung einer Keilverbindung (Nasenkeilverbindung mit Keilsicherung)

Keile sind stets leicht geölt einzutreiben, um ein Fressen und Festrosten zu vermeiden. Zwischen Welle und Nabe ist eine enge Übergangs- oder leichte Übermaßpassung zu wählen, um das Verkanten und außermittige „Sitzen“ der Nabe möglichst zu vermeiden, z. B.: H7/k6, m6, n6 bei Einheitsbohrung; K7, N7/h6, h8 bei Einheitswelle. Je weiter eine Nabe über die Welle zu schieben ist, umso leichter soll der Sitz sein, um den Einbau nicht unnötig zu erschweren.

Die Nabenabmessungen D und L werden in Abhängigkeit vom Wellendurchmesser gewählt nach **TB 12-1**.

2. Berechnung

Eine Berechnung der Keilverbindung ist kaum möglich und praktisch auch nicht erforderlich. Das übertragbare Drehmoment ist weitgehend von der Eintreibkraft des Keiles abhängig und daher rechnerisch nur schwer zu erfassen. Erfahrungsgemäß überträgt eine normal gestaltete Keilverbindung mit genormten Keilabmessungen (**TB 12-2a**) und üblichen Nabengrößen (**TB 12-1**) auch mit Sicherheit das von der Welle aufzunehmende Drehmoment.

12.3.6 Kreiskeil-Verbindung

1. Gestalten und Entwerfen

Wie bei Polygonprofilen sind bei der Kreiskeil-Verbindung Welle und Nabentbohrung Unrundprofile, die aufeinander abgestimmt sind, **Bild 12-34**. Die Welle weist mindestens zwei sogenannte Kreiskeile auf, die die Form logarithmischer Spiralen haben. Durch diese Form kommt es beim Verdrehen der Nabe zur Welle zum gleichmäigigen Anlegen der Kreiskeile der Nabe an die der Welle und danach zum Aufbau einer gleichmäigigen Flächenpressung wie bei Pressverbänden. Damit können Kräfte und Momente in Dreh- und Längsrichtung übertragen werden. Das übertragbare Drehmoment beträgt ca. 60 % (bis 80 %) des Fügemomentes und liegt etwa in der Größe von Pressverbänden. Wenn die Nabe nur begrenzte Fügetemperaturen zulässt, z. B. bei einsatzgehärteten Stahlnabens, kann es über dem von Querpressverbänden liegen. Vorteilhaft sind die kleineren Montage- und Demontagezeiten, nachteilig die höheren Herstellungskosten gegenüber Pressverbänden. Bei Anordnung von drei Kreiskeilen auf der Welle ist die Verbindung selbstzentrierend. Mit höherer Anzahl von Keilen wird der Rundlauf bei dünnwandigen Nabens verbessert, die nutzbare Umfangsfläche zur Übertragung der Kräfte und Momente aber verringert. Zwei Keile werden nur bei Spezialanwendungen eingesetzt, z. B. als Türscharnier, wo die Keile bremsend und als Endanschlag wirken. Das Montagespiel und die Steigung der Keilspirale, üblich sind Steigungen zwischen 1:20 und 1:200, richten sich nach dem Anwendungsfall. Ein größeres Montagespiel erleichtert die Montage, verringert aber die nutzbare Umfangsfläche für die Kraftübertragung. Über das Montagemoment ist die sich in der Verbindungsstufe aufbauende Flächenpressung kontrollierbar.

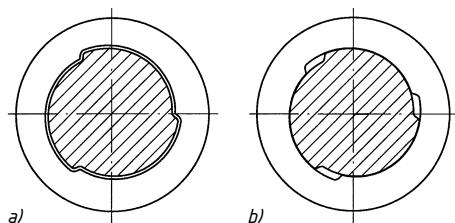


Bild 12-34
Kreiskeilverbindung, a) Montagestellung,
b) Betriebszustand (verkeilt)

Die Kreiskeil-Verbindung wird eingesetzt in der Antriebstechnik, z. B. zur Befestigung von Zahnrädern, Nocken und Riemscheiben, als Verbindungselement, z. B. zur Schnellverbindung zweier Teile oder als Passzentrierstift, als Schnellspannsystem, z. B. für Werkzeugaufnahmen und längenverstellbare Stativen.

2. Berechnung

Die Berechnung ist wegen der vom Verdrehwinkel, üblich sind 10 bis 20 Grad, dem Steigungswinkel der Keilspirale, dem Montagespiel (Passung) und der Anzahl der Keile abhängigen Größe der tragenden Fügefäche relativ aufwendig. Da diese Größen je nach Anwendungsfall zu wählen sind, sollte der Hersteller hier herangezogen werden.

12.4 Stoffschlüssige Welle-Nabe-Verbindungen

Zu den stoffschlüssigen Verbindungen zählen die *geklebten*, *gelöteten* und *geschweißten* Welle-Nabe-Verbindungen. Sie kommen vielfach dann zum Einsatz, wenn aus konstruktiven Gründen die Nabentbreite besonders klein gehalten werden muss. Der Nachteil dieser Verbindungen besteht vor allem in ihrer schlechten Lösbartigkeit zu Reparatur- und Wartungszwecken; das Lösen der stoffschlüssigen Verbindungen ist außer bei Kleb- und Weichlötverbindungen nur durch Zerstören möglich. Die Anwendbarkeit dieser Verbindungsart ist dadurch stark eingeschränkt. Die Berechnung dieser Verbindungen siehe unter den entsprechenden Abschnitten des Lehrbuches.

12.5 Berechnungsbeispiele

Beispiel 12.1: Eine Keilriemenscheibe aus EN-GJL-250 soll mit einer Welle aus E295 durch einen Querpressverband (Schrumpfverband) verbunden werden (**Bild 12-35**). Der Wellendurchmesser wurde mit $d = 80 \text{ mm}$ festgelegt; das zu übertragende äquivalente Drehmoment beträgt $T_{\text{eq}} = K_A \cdot T_{\text{Nenn}} = 1200 \text{ Nm}$.

Zu berechnen sind:

- die erforderlichen Toleranzklassen für Bohrung und Welle;
- die zum Aufbringen der Nabe erforderliche Fügetemperatur.

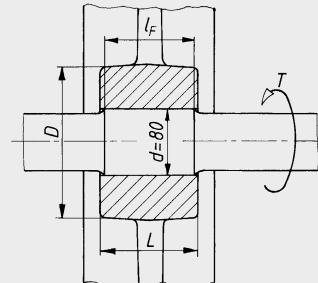


Bild 12-35
Aufgeschrumpfte Riemscheibe

► **Lösung a):** Zunächst sind die zur Berechnung noch fehlenden Abmessungen und Daten festzulegen bzw. zu ermitteln:

$$\text{Fugendurchmesser } D_F = d = 80 \text{ mm};$$

$$\text{Umfangskraft } F_t = T_{\text{eq}}/(d/2) = 1200 \cdot 10^3 \text{ Nmm}/80 \text{ mm}/2 = 30 \cdot 10^3 \text{ N};$$

Außendurchmesser des Außenteils gleich Nabendurchmesser (Stützwirkung der Radarme vernachlässigt) wird nach **TB 12-1** festgelegt:

für die Übermaßpassung und Grauguss-Nabe wird gewählt $D_{\text{Aa}} = D \approx 2,4 \cdot 80 \text{ mm} \approx 190 \text{ mm}$;

Innendurchmesser des Innenteils $D_{\text{Ii}} = 0$ (Vollwelle);

Fugenlänge l_F wird etwas kleiner als die Nabellänge L ausgeführt;

Nabellänge L vorgewählt aus **TB 12-1** mit $L \approx 1,4 \cdot d = 1,4 \cdot 80 \text{ mm} = 112 \text{ mm}$, festgelegt $L = 120 \text{ mm}$ und $l_F = 115 \text{ mm}$ s. **Bild 12-35**.

Mit diesen Werten kann die systematische Berechnung durchgeführt werden:

Nach Gl. (12.8) wird die Rutschkraft mit $K_A = 1$ (bereits bei F_t berücksichtigt) und $S_H \approx 1,5$

$$F_{\text{Rt}} = K_A \cdot S_H \cdot F_t = 1 \cdot 1,5 \cdot 30 \cdot 10^3 \text{ N} = 45 \cdot 10^3 \text{ N}.$$

Mit der Fugenfläche $A_F = D_F \cdot \pi \cdot l_F = 80 \text{ mm} \cdot \pi \cdot 115 \text{ mm} = 28900 \text{ mm}^2$ und dem Haftbeiwert $\mu \approx 0,16$ (**TB 12-6** für Gusseisen, trocken, Schrumpfpassung) wird nach Gl. (12.9) die kleinste erforderliche Fugenpressung

$$p_{\text{Fk}} = F_{\text{Rt}} / (A_F \cdot \mu) = 45000 \text{ N} / (28900 \text{ mm}^2 \cdot 0,16) \approx 9,7 \text{ N/mm}^2.$$

Mit den Querdehnzahlen $v_I \approx 0,3$, $v_A \approx 0,25$ (**TB 12-6**), den Durchmesserverhältnissen $Q_I = 0$ (Vollwelle), $Q_A = D_F/D_{\text{Aa}} = 80 \text{ mm}/190 \text{ mm} \approx 0,42$ und den Elastizitätsmodulen $E_I \approx 210000 \text{ N/mm}^2$, $E_A \approx 115000 \text{ N/mm}^2$ (**TB 1-2**) wird nach Gl. (12.12) die Hilfsgröße

$$K = \frac{E_A}{E_I} \left(\frac{1 + Q_I^2}{1 - Q_I^2} - v_I \right) + \frac{1 + Q_A^2}{1 - Q_A^2} + v_A = \dots = 2,06.$$

Damit wird nach Gl. (12.13) das kleinste Haftmaß (wirksames Übermaß)

$$Z_k = p_{\text{Fk}} \cdot D_F \cdot K / E_A = \dots \approx 0,014 \text{ mm} = 14 \mu\text{m}.$$

Nach Gl. (12.14) beträgt für die angenommenen Beträge $Rz_{\text{Ai}} = Rz_{\text{Ia}} \approx 6,3 \mu\text{m}$ die Glättung

$$G \approx 0,8(Rz_{\text{Ai}} + Rz_{\text{Ia}}) = \dots \approx 10 \mu\text{m}.$$

Damit ergibt sich das vor dem Fügen messbare Mindestübermaß aus Gl. (12.15)

$$\ddot{U}_u = Z_k + G = 14 \mu\text{m} + 10 \mu\text{m} = 24 \mu\text{m}.$$

Mit $R_m = K_t \cdot R_{\text{mN}} = 0,72 \cdot 250 \text{ N/mm}^2 = 180 \text{ N/mm}^2$ ($K_t \approx 0,72$ aus TB 3-11b, wobei von einer Rohteilabmessung $d \approx D_{\text{Aa}} - D_F = 110 \text{ mm}$ ausgegangen wird, s. Hinweis zu Gl. (12.7) und **TB 3-11e**; R_{mN} aus **TB 1-2**) und $Q_A = 0,42$ (s. o.) ergibt sich die größte zulässige Fugenpressung aus Gl. (12.16) mit $S_{\text{FA}} = 2$

$$p_{\text{Fg}} \leq R_m \cdot (1 - Q_A^2) / \sqrt{3} / S_{\text{FA}} = \dots = 42,8 \text{ N/mm}^2$$

und somit aus Gl. (12.17) das *größte zulässige Haftmaß* (wirksames Übermaß)

$$Z_g = p_{Fg} \cdot D_F \cdot K/E_A = \dots = 0,061 \text{ mm} = 61 \mu\text{m}.$$

Daraus ergibt sich das *Höchstübermaß* aus Gl. (12.18)

$$\ddot{U}_o = Z_g + G = 61 \mu\text{m} + 10 \mu\text{m} = 71 \mu\text{m}.$$

Nach Gl. (12.19) wird die *Pastotoleranz*

$$P_T = \ddot{U}_o - \ddot{U}_u = 71 \mu\text{m} - 24 \mu\text{m} = 47 \mu\text{m}.$$

Für die Bohrung wird gewählt (System Einheitsbohrung)

$$T_B \approx 0,6 \cdot P_T = 0,6 \cdot 47 \mu\text{m} \approx 28 \mu\text{m}.$$

Nach **TB 2-1** wird für $N = 50 \dots 80 \text{ mm}$ der Toleranzgrad 6 mit der Grundtoleranz $IT = 19 \mu\text{m}$ festgelegt. Die Abmaße der Bohrung betragen damit

$$EI = 0; \quad ES = IT = 19 \mu\text{m}.$$

Für die Wellentoleranz T_W liegt zunächst das untere Abmaß fest:

$$ei = ES + \ddot{U}_u = 19 \mu\text{m} + 24 \mu\text{m} = 43 \mu\text{m};$$

das obere Abmaß der Welle wird dann

$$es = ei + T_W \quad \text{bzw.} \quad es = EI + \ddot{U}_o = 0 + 71 \mu\text{m} = 71 \mu\text{m}.$$

Aus **TB 2-2** wird für den Nennmaßbereich $> 65 \dots 80 \text{ mm}$ für $ei = 43 \mu\text{m}$ die Feldlage r mit $ei' = 43 \mu\text{m}$ festgelegt. Für die sich daraus ergebende Wellentoleranz $T_W = es - ei' = 71 \mu\text{m} - 43 \mu\text{m} = 28 \mu\text{m}$ wird nach **TB 2-1** der Toleranzgrad 6 ($IT = 19 \mu\text{m}$) gewählt.

Ergebnis: Die Bohrung erhält die Toleranzklasse H6, die Welle r6.

► **Lösung b):** Die zum Fügen erforderliche Temperaturdifferenz zwischen Nabe und Welle errechnet sich mit dem *vorhandenen Größtübermaß*

$$\ddot{U}'_o = es' - EI = (ei' + T_W) - EI = (43 \mu\text{m} + 19 \mu\text{m}) - 0 = 62 \mu\text{m},$$

dem Einführspiel $S_u \approx \ddot{U}'_o/2 = 31 \mu\text{m}$, dem Längenausdehnungskoeffizient für die Nabe aus Guss-eisen $\alpha_A = 10 \cdot 10^{-6} \text{ 1/K}$ (**TB 12-6**) und $\vartheta_I = \vartheta$ (keine Unterkühlung) aus Gl. (12.22)

$$\Delta\vartheta = \vartheta_A - \vartheta = \frac{\ddot{U}'_o + S_u}{\alpha_A \cdot D_F} + \frac{\alpha_I}{\alpha_A} (\vartheta_I - \vartheta) = \dots \approx 116^\circ\text{C}.$$

Bei einer angenommenen Raumtemperatur $\vartheta = 20^\circ\text{C}$ ist die Radnabe zu erwärmen auf die Fügetemperatur

$$\vartheta_A = \vartheta + \Delta\vartheta = 20^\circ\text{C} + 116^\circ\text{C} \approx 140^\circ\text{C}.$$

Ergebnis: Zum Fügen der Passteile muss das Außenteil (Radnabe) bei der angenommenen Umgebungstemperatur von 20°C auf die erforderliche Fügetemperatur $\vartheta_A = 140^\circ\text{C}$ erwärmt werden.

■ Beispiel 12.2

Die im **Bild 12-36** dargestellte Kegelverbindung eines Zahnrades aus Vergütungsstahl ($R_{p0,2} = 600 \text{ N/mm}^2$) mit dem Ende einer Getriebewelle aus E295 mit $D_1 = 60 \text{ mm}$ und der Fugenlänge $l = 50 \text{ mm}$ ist zu berechnen. Die zu übertragende Leistung beträgt $P = 7,5 \text{ kW}$ bei $n = 80 \text{ min}^{-1}$. Die dynamischen Betriebsverhältnisse sind mit dem Anwendungsfaktor $K_A \approx 1,2$ zu berücksichtigen.

Zu berechnen bzw. zu ermitteln sind:

- die erforderliche axiale Einpresskraft zum Erreichen einer sicheren reibschlüssigen Verbindung,
- die mit der Einpresskraft sich einstellende Fugenpressung zwischen Welle und Zahnrädr,
- der für die Montage der Verbindung messbare Mindestaufschub a_{min} und der maximal zulässige Aufschub a_{max} , wenn der Nabenaußendurchmesser $D_{Aa} \approx 2 \cdot D_{mf}$ ausgeführt wird und die Rautiefen an den Fugenflächen jeweils $Rz = 10 \mu\text{m}$ betragen.

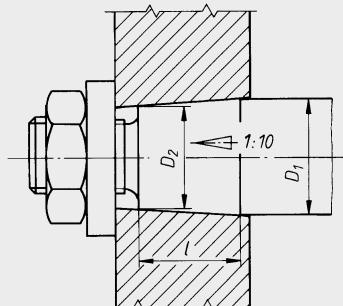


Bild 12-36 Kegelpressverband

► **Lösung a):** Die erforderliche Einpresskraft wird nach Gl. (12.29)

$$F_e \geq \frac{2 \cdot K_A \cdot S_H \cdot T_{nenn}}{D_{mf} \cdot \mu} \cdot \frac{\sin(\varrho_e + \alpha/2)}{\cos \varrho_e} = \dots \approx 79 \cdot 10^3 \text{ N} = 79 \text{ kN}$$

mit den Einzelwerten

- Nenndrehmoment aus der Zahlengleichung $T_{nenn} = 9550 \cdot P/n = 9550 \cdot 7,5/80 \approx 896 \text{ Nm}$,
- Haftsicherheit $S_H \approx 1,2$ s. zu Gl. (12.29),
- Kegelneigungswinkel (Einstellwinkel) aus **TB 12-8**: für $C = 1 : 10$ wird $(\alpha/2) \approx 2,85^\circ$,
- Reibwinkel $\varrho_e = \arctan \mu_e = \arctan 0,1 = 5,7^\circ$ mit Haftbeiwert $\mu_e \approx 0,1$; Haftbeiwert $\mu \approx 0,085$ (**TB 12-6**, Längspressverband, trocken),
- mittlerer Kegel-Fugendurchmesser D_{mf} mit D_2 aus
 $D_2 = D_1 - 2 \cdot l \cdot \tan(\alpha/2) = 60 \text{ mm} - 2 \cdot 50 \text{ mm} \cdot \tan 2,85^\circ \approx 55 \text{ mm}$
 $D_{mf} = (D_1 + D_2)/2 = (60 \text{ mm} + 55 \text{ mm})/2 = 57,5 \text{ mm}$.

Ergebnis: Die erforderliche Einpresskraft beträgt unter Berücksichtigung der Haftsicherheit $S_H = 1,2$ und der Betriebsverhältnisse $F_e = 79 \text{ kN}$.

► **Lösung b):** Die in der Pressfuge bei der Montage vorhandene Fugenpressung aus Gl. (12.30)

$$p_F = \frac{F_e \cdot \cos \varrho_e \cdot \cos(\alpha/2)}{D_{mf} \cdot \pi \cdot l \cdot \sin(\varrho_e + \alpha/2)} = \dots \approx 58,5 \text{ N/mm}^2$$

mit den Einzelwerten

- Einpresskraft $F_e = 79 \cdot 10^3 \text{ N}$ (s. o.),
- Fugendurchmesser $D_{mf} = 57,5 \text{ mm}$ (s. o.),
- Kegellänge $l = 50 \text{ mm}$ (Aufgabenstellung),
- Kegelneigungswinkel $(\alpha/2) = 2,85^\circ$ (s. o.),
- Reibwinkel $\varrho_e = 5,7^\circ$ (s. o.)

Ergebnis: Mit der Einpresskraft $F_e = 79 \text{ kN}$ ist eine Fugenpressung von $p_F \approx 58,5 \text{ N/mm}^2$ zu erwarten.

► **Lösung c):** Unter der Voraussetzung, dass die Kegelneigungswinkel für das Außen- und das Innenteil gleich groß sind, kann der Mindestaufschub errechnet werden aus Gl. (12.27)

$$a_{min} = (\ddot{U}_u/2)/\tan(\alpha/2) = (Z_k + G)/(2 \cdot \tan(\alpha/2)) = \dots \approx 593 \mu\text{m}$$

mit der Glättung nach Gl. (12.14)

$$G \approx 0,8 \cdot (Rz_{Ai} + Rz_{Ia}) = 0,8 \cdot (10 \mu\text{m} + 10 \mu\text{m}) = 16 \mu\text{m}$$

und dem Mindesthaftmaß nach Gl. (12.28)

$$Z_k = p_{Fk} \cdot D_{mf} \cdot K / (E_A \cdot \cos(\alpha/2)) = \dots \approx 0,043 \text{ mm} = 43 \mu\text{m}$$

mit den Einzelwerten

- Fugenpressung $p_{Fk} \hat{=} p_F = 58,5 \text{ N/mm}^2$ (s. o.),
- mittlerer Fugendurchmesser $D_{mf} = 57,5 \text{ mm}$ (s. o.),
- Kegelneigungswinkel $\alpha/2 = 2,85^\circ$ (s. o.),
- Hilfgröße K aus Gl. (12.12) mit den Durchmesserverhältnissen $Q_A = D_{mf}/D_{Aa} = 0,5$, $Q_I = 0$, $E_A = E_I = 210\,000 \text{ N/mm}^2$ und der Querdehnzahl $v_A = v_I \approx 0,3$ (**TB 12-6b**)

$$K = \frac{E_A}{E_I} \left(\frac{1 + Q_I^2}{1 - Q_I^2} - v_I \right) + \frac{1 + Q_A^2}{1 - Q_A^2} + v_A = \dots = 2,67$$

der maximal zulässige Aufschub a_{max} aus Gl. (12.27)

$$a_{max} = (\ddot{U}_o/2)/\tan(\alpha/2) = (Z_g + G)/(2 \cdot \tan(\alpha/2)) = \dots \approx 1900 \mu\text{m} = 1,9 \text{ mm}$$

mit der Glättung $G = 16 \mu\text{m}$ (s. o.) und dem größtztulässigen Haftmaß aus Gl. (12.28)

$$Z_g = p_{Fg} \cdot D_{mf} \cdot K / (E_A \cdot \cos(\alpha/2)) = \dots \approx 0,173 \text{ mm}$$

mit den Einzelwerten

- $D_{mF} = 57,5 \text{ mm}$, $K = 2,67$, $(\alpha/2) = 2,85^\circ$ siehe oben,
- maximal zulässige Fugenpressung aus Gl. (12.16) mit $Q_A = 0,5$, $R_{p0,2} = 600 \text{ N/mm}^2$ und der Sicherheit gegen plastische Verformung $S_{FA} \approx 1,1$

$$p_{Fg} \leq \frac{R_{eA} (\text{bzw. } R_{p0,2A})}{S_{FA}} \cdot \frac{1 - Q_A^2}{\sqrt{3}} = \dots \approx 236 \text{ N/mm}.$$

Ergebnis: Der Aufschub muss $0,6 \text{ mm} \leq a \leq 1,9 \text{ mm}$ betragen.

■ Beispiel 12.3

Eine Keilriemenscheibe aus EN-GJL-200 soll mit dem Wellenende der Spindel aus E335 einer Werkzeugmaschine durch Spannelemente reibschlüssig verbunden werden (**Bild 12-37**). Die zu übertragende Leistung beträgt $P = 25 \text{ kW}$ bei einer kleinsten Drehzahl $n = 100 \text{ min}^{-1}$.

Aufgrund der vorliegenden Betriebsverhältnisse ist mit einem Anwendungsfaktor $K_A \approx 1,1$ zu rechnen. Die Spannelemente sollen wellenseitig durch Zylinderschrauben mit Innensechskant nach DIN EN ISO 4762 verspannt werden. Der Durchmesser des Wellenendes beträgt $d_1 = 80 \text{ mm}$.

Zu berechnen sind:

- die erforderliche Anzahl n der Spannelemente,
- die für die Berechnung der Spannschrauben aufzubringende Spannkraft,
- der erforderliche Mindestnabendurchmesser.

12

► **Lösung a:** Das von der Verbindung zu übertragende Nenn-drehmoment ist mit der Gebrauchsformel

$$T_{nenn} = 9550 \cdot P/n = 9550 \cdot 25/100 = 2388 \text{ Nm}.$$

Durch Umstellen der Gl. (12.33) nach dem Anzahlfaktor f_n und mit dem übertragbaren Drehmoment $T_{Tab} = 1810 \text{ Nm}$ für $p_w = 100 \text{ N/mm}^2$ aus **TB 12-9** für das Spannelement 80×91 kann die Anzahl der erforderlichen Spannelemente ermittelt werden aus:

$$f_n \geq (K_A \cdot T_{nenn})/T_{Tab} = 1,1 \cdot 2388 \text{ Nm}/1810 \text{ Nm} = 1,45.$$

Nach den Angaben zu Gl. (12.34) würden 2 Spannelemente ausreichen, die zusammen ein Drehmoment

$$T_{ges} = 1,55 \cdot T_{Tab} = 1,55 \cdot 1810 \text{ Nm} \approx 2800 \text{ Nm} > 2388 \text{ Nm}$$

übertragen können.

Ergebnis: Es sind zwei Spannelemente RfN 8006–80×91 erforderlich.

► **Lösung b:** Die von den Schrauben aufzubringende Vorspannkraft beträgt nach Gl. (12.35) $F'_S = F_S \cdot T_{eq}/T_{ges} = 251 \text{ kN} \cdot 1,1 \cdot 2388 \text{ Nm}/2800 \text{ Nm} \approx 235 \text{ kN}$ mit $F_S = F_o + F_{So} = 48 \text{ kN} + 203 \text{ kN} = 251 \text{ kN}$ nach **TB 12-9** und $T_{eq} = K_A \cdot T_{nenn}$.

► **Lösung c:** Der Mindestdurchmesser der Radnabe wird nach Gl. (12.36) errechnet. Hierin ist $D = 91 \text{ mm}$ (**TB 12-9**), für R_{eA} ist $0,5 \cdot R_m = 0,5 \cdot K_t \cdot R_{mN} \approx 80 \text{ N/mm}^2$ ($K_t \approx 0,79$ aus **TB 3-11b**), wobei von einer Rotheilabmessung = Stegbreite t von 35 mm und damit $d = 2t = 70 \text{ mm}$ nach **TB 3-11e** ausgegangen wird; $R_{mN} = 200 \text{ N/mm}^2$ aus **TB 1-2**), für p_N ist $p'_N = p_N \cdot T_{eq}/T_{ges} = 87,9 \text{ N/mm}^2 \cdot 1,1 \cdot 2388 \text{ Nm}/2800 \text{ Nm} \approx 82,5 \text{ N/mm}^2$ mit $p_N = 87,9 \text{ N/mm}^2$ aus **TB 12-9** und für $C \approx 0,6$ nach Angaben zur Gl. (12.36) zu setzen. Da die Radnabe nicht durch Gewindebohrungen zur Aufnahme der Spannschrauben geschwächt wird, ist $d = 0$. Damit wird der Mindestnabendurchmesser

$$D_{Aa} \geq D \cdot \sqrt{\frac{R_{eA} + p_N \cdot C}{R_{eA} - p_N \cdot C}} + d = \dots \approx 188 \text{ mm}.$$

Ergebnis: Die konstruktive Ausführung der Keilriemenscheibe sieht im Bereich der Spannelemente einen genügend großen „Außendurchmesser“ vor, sodass der errechnete Mindestwert $D_{Aa} = 188 \text{ mm}$ eingehalten wird.

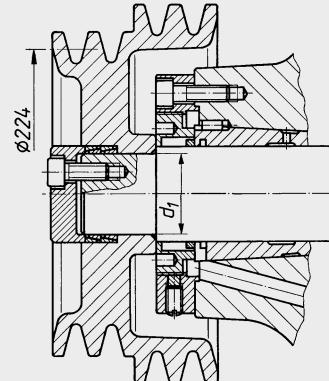


Bild 12-37

Befestigung einer Keilriemenscheibe mit Spannelementen

12.6 Literatur und Bildquellennachweis

- Altmiks, K.:* Untersuchung des Festigkeits- und Verformungsverhaltens geklebter Welle-Nabe-Verbindungen. Braunschweig/Wiesbaden: Westdeutscher Verlag, 1982
- Dietz, P.:* Lastaufteilung und Zentrierverhalten von Zahn-, Keilwellenverbindungen. In Konstruktion 31, (1979), Heft 7 und 8
- Grote, K.-H., Feldhusen, J. (Hrsg.):* Dubbel – Taschenbuch für den Maschinenbau. Berlin: Springer, 2014
- Kittsteiner, H. J.:* Die Auswahl und Gestaltung von kostengünstigen Welle-Nabe-Verbindungen. München: Hanser, 1989
- Kollmann, F. G.:* Welle-Nabe-Verbindungen: Gestaltung, Auslegung. Berlin: Springer, 1984
- Köhler, E. und Frei, H.:* Konstruktion von Klemmverbindungen mit geschlitzter Nabe. In Konstruktionspraxis 6, (1995) Heft 5
- Niemann, G., Winter, H., Höhn, B.-R.:* Maschinenelemente, Bd. I, 4. Auflage Berlin: Springer, 2005
- Wilcke, E.:* Die Kreiskeilverbindung: Eine Alternative zu herkömmlichen Welle-Nabe-Verbindungen. In Antriebstechnik 37, (1998), Heft 8
- Prospekte, Kataloge und Beiträge der Firmen: Bikon-Technik, Grevenbroich; Bosch Rexroth AG, Schweinfurt; Kühl GmbH, Schlierbach; Lenze GmbH, Waiblingen; Ringfeder GmbH, Krefeld; Ringspann GmbH, Bad Homburg; Stüwe GmbH, Hattingen; Spieth-Maschinenelemente GmbH, Esslingen

Bildquellennachweis

Bikon-Technik GmbH, Grevenbroich, **Bild 12-23c** und **12-24a, d, g** (www.bikon.com)

Bosch Rexroth AG, Schweinfurt, **Bild 12-29** (www.boschrexroth.com)

Kühl GmbH, Schlierbach, **Bild 12-34**

Lenze GmbH, Waiblingen, **Bild 12-28** (www.lenze.com)

Ringfeder VBG GmbH, Krefeld, **Bild 12-23a, b** und **12-24c, e** (www.ringfeder.de)

Ringspann GmbH, Bad Homburg, **Bild 12-24b, c** und **12-26** (www.ringspann.com)

Spieth-Maschinenelemente GmbH & Co.KG, Esslingen, **Bild 12-27**

(www.spieth-maschinenelemente.de)

Stüwe GmbH & Co.KG, Hattingen, **Bild 12-24e, f** (www.stuewe.de)

13 Kupplungen und Bremsen

13.1 Funktion und Wirkung von Kupplungen

Kupplungen dienen vor allem zur Übertragung von Rotationsenergie (Drehmomenten, Drehbewegungen) zwischen zwei Wellen oder einer Welle mit einem auf ihr drehbeweglich sitzenden Bauteil, z. B. Zahnrad. Neben dieser Hauptfunktion (Leitungsfunktion) können Kupplungen folgende Zusatzfunktionen haben:

Ausgleich von radialen, axialen und winkligen Wellenverlagerungen sowie Drehmomentstöße mildern oder dämpfen (Ausgleichsfunktion); Ein- und Ausschalten der Drehmomentübertragung (Schaltfunktion).

Leitungsfunktion

Das Drehmoment, auch in Verbindung mit Längs- und Querkräften wird durch Form- und/oder Kraftschluss an einer oder mehreren Wirkflächen übertragen, wobei zwischengeschaltete Elemente eine große Variation der Eigenschaften zulassen.

Kraftfluss kann erreicht werden durch Reibung (mögliche Reibflächenanordnungen siehe z. B. **Bild 13-34**), elektromagnetisch oder hydrodynamisch.

Ausgleichsfunktion

Fluchtungs- oder Lagefehler von Wellen zueinander sollen ausgeglichen, Stöße bzw. Schwingungen gemildert oder gedämpft werden. Ursache von Fluchtungs- oder Lagefehler können u. a. elastische Verformungen der Wellen und Lager unter Belastung, unterschiedliche Erwärmung der Maschinenteile und Ausrichtfehler bei der Montage sein. Der Versatz kann *axial*, *radial*, *winklig* oder *in Drehrichtung* sein (**Bild 13-1**) und durch Gelenke bzw. formschlüssige Schieberositze als bewegliche Zwischenglieder oder elastische Elemente ausgeglichen werden.

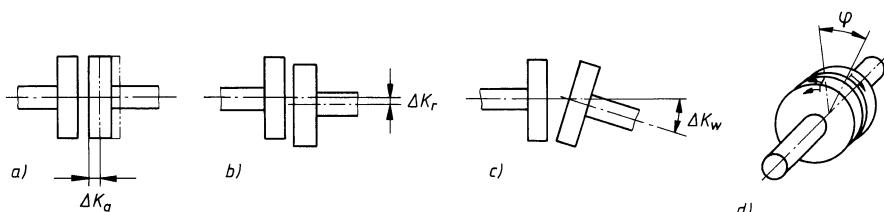


Bild 13-1 Möglicher Versatz der Kupplungshälften bei nachgiebigen Kupplungen (schematisch).

- a) Axiale Nachgiebigkeit ΔK_a
- b) radiale Nachgiebigkeit ΔK_r
- c) winklige Nachgiebigkeit ΔK_w
- d) Drehnachgiebigkeit (Verdrehwinkel φ = Drehmoment T /Drehfedersteife C_T)

Die Wirkung elastischer Elemente in Drehrichtung zeigt **Bild 13-2**. Die *stoßmildernde* (Linie 2) bzw. *stoßdämpfende Wirkung* (Linie 3) wird erreicht durch Energiespeicherung, wobei bei den stoßdämpfenden Elementen zusätzlich zur Speicherung ein Teil der Energie durch Reibung in Wärme umgesetzt wird. Energiespeichernde Elemente sind elastische Federn, deren Eigenschaften und Berechnung in Kapitel 10 erfolgt.

Durch Kombination der vier Versatzmöglichkeiten (axial, radial, winklig und in Drehrichtung) mit der möglichen Steifigkeit des Zwischengliedes (starr, elastisch nachgiebig oder beweglich) können verschiedene Kupplungsmöglichkeiten gefunden werden.



Made for Motion



Und so sieht es aus, wenn man den Roloff/Matek innovativ in die Praxis umsetzt.

Als führender Hersteller hochwertiger Antriebstechnik, Brems- und Kühlsysteme sowie Hydraulik-Komponenten bietet KTR tausende von Standardprodukten. Aber KTR ist nicht nur Zulieferer, sondern auch Problemlöser und realisiert deshalb im Kundenauftrag jährlich auch unzählige Neuentwicklungen und Produktvarianten.

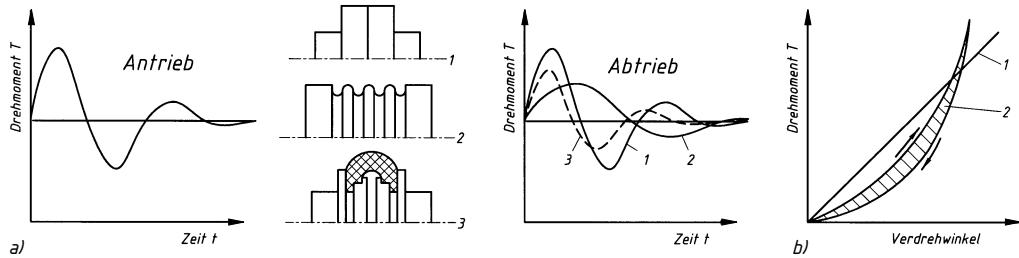


Bild 13-2 Drehnachgiebigkeit von Kupplungen (schematisch).

a) Zeitlicher Verlauf von T vor und nach der Kupplung bei: 1 drehstarrer Kupplung, z. B. Scheibenkupplung; 2 stoßmildernder Kupplung, z. B. Metallbalgkupplung; 3 stoßdämpfender Kupplung, z. B. hochelastische Wulstkupplung, b) Drehfederkennlinie: 1 linear ansteigend, z. B. für metallelastische Kupplung ohne Dämpfung; 2 progressiv gekrümmte Be- und Entlastungskurve, z. B. für elastische Bolzenkupplung mit Dämpfung (schraffierte Fläche = Dämpfungsarbeit).

Schaltfunktion

Bei Schaltkupplungen ist zusätzlich das Schalten zu betrachten, welches *fremdbetätigt* (durch Signal von außen) oder *selbstschaltend* erfolgen kann. Zum Selbstschalten kann genutzt werden das Drehmoment (Sicherheitskupplung), die Drehzahl (Fliehkraftkupplung), die Drehrichtung (Freilauf, Überholkupplung).

Auch hier kann durch Kombination der für das Aufbringen der Schaltkraft nutzbaren physikalischen Effekte (energiespeichernde Feder, Fliehkraft, hydraulische, pneumatische, elektromagnetische Kraft) sowie derer zur Momentübertragung (Reibung, elektromagnetisch, hydrodynamisch) die für die jeweilige Aufgabe angepasste Kupplung ausgewählt bzw. entwickelt werden. Zusätzlich ist zu entscheiden, ob die Kupplung nur *trennbar* (Trennen ist immer möglich, Verbinden nur in Ruhe oder bei Synchronlauf) oder *schaltbar* (Trennen und Verbinden sind immer möglich) ausgeführt sein muss.

Bild 13-3 (nach VDI-Richtlinie 2240) zeigt eine mögliche Einteilung von Kupplungen nach ihren Funktionen und Wirkprinzipien.

Bild 13-58 enthält eine Übersicht der in 13.3 und 13.4 beschriebenen marktgängigen Kupplungen mit Angaben bzgl. ihrer Eignung sowie Angaben physikalischer Eigenschaften.

13.2 Berechnungsgrundlagen zur Kupplungsauswahl

Die folgenden Berechnungsgrundlagen beziehen sich nicht auf die Berechnung der Kupplungsbauteile, sondern auf die Auswahl einer geeigneten Bauart und Größe aus der Vielzahl der von den Herstellern angebotenen einbaufertigen Kupplungen.

13.2.1 Anlaufdrehmoment, zu übertragendes Kupplungsmoment

Für die Auswahl einer geeigneten Kupplung sind das zu übertragende Drehmoment und die Betriebsweise des Antriebes, z. B. bestehend aus Antriebsmaschine – Getriebe – Arbeitsmaschine (s. hierzu **Bild 13-4**), maßgebend. Ohne Berücksichtigung von Wirkungsgraden gelten für die Drehmomente folgende Beziehungen:

$$\frac{T_2}{T_1} \approx \frac{n_1}{n_2} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = i \quad (13.1)$$

T_1, T_2 Drehmoment der Antriebsmaschine, Arbeitsmaschine

n_1, n_2 Drehzahl der Antriebsmaschine, Arbeitsmaschine

ω_1, ω_2 Winkelgeschwindigkeit der Antriebsmaschine, Arbeitsmaschine

Die Kupplung.

R+W
A POPPE + POTTHOFF COMPANY



DIE PRÄZISEN EXAKT UND SPIELFREI

METALLBALGKUPPLUNGEN - BK MODELLREIHE 2 - 10.000 NM

- kompakt & absolut spielfrei
- verschleiß- & wartungsfrei
- hohe Betriebssicherheit
- variable Wellenanbindungen
- Ausgleich von axialen, lateralen & angularen Wellenverlagerungen
- geringe Rückstellkräfte
- sehr hohe Drehzahlen möglich, guter Rundlauf

ELASTOMERKUPPLUNGEN - EK MODELLREIHE 0,5 - 25.000 NM

- schwingungsdämpfend
- elektrisch isolierend (Standard)
- spielfrei
- steckbar
- Ausgleich von axialen, lateralen & angularen Wellenverlagerungen
- korrosionsbeständig
- lebensdauerfest und wartungsfrei
- montagefreundlich



DIE UNSCHLAGBAREN ROBUST UND PRÄZISE



DIE BEHÜTER SPIELFREI UND KOMPAKT

SICHERHEITSKUPPLUNGEN - SK SL ES MODELLREIHE 0,1 - 2.800 NM

- exakte Drehmomentbegrenzung
- drehsteife, kompakte & absolut spielfreie Ausführung
- hoher Schaltweg bei Überlast
- Schnellabschaltung im Millisekundenbereich
- niedriges Trägheitsmoment
- geringe Restreibung nach dem Ausrasten
- Gewichtsreduzierung bis zu 60% (SL)
- Drehmoment stufenlos einstellbar

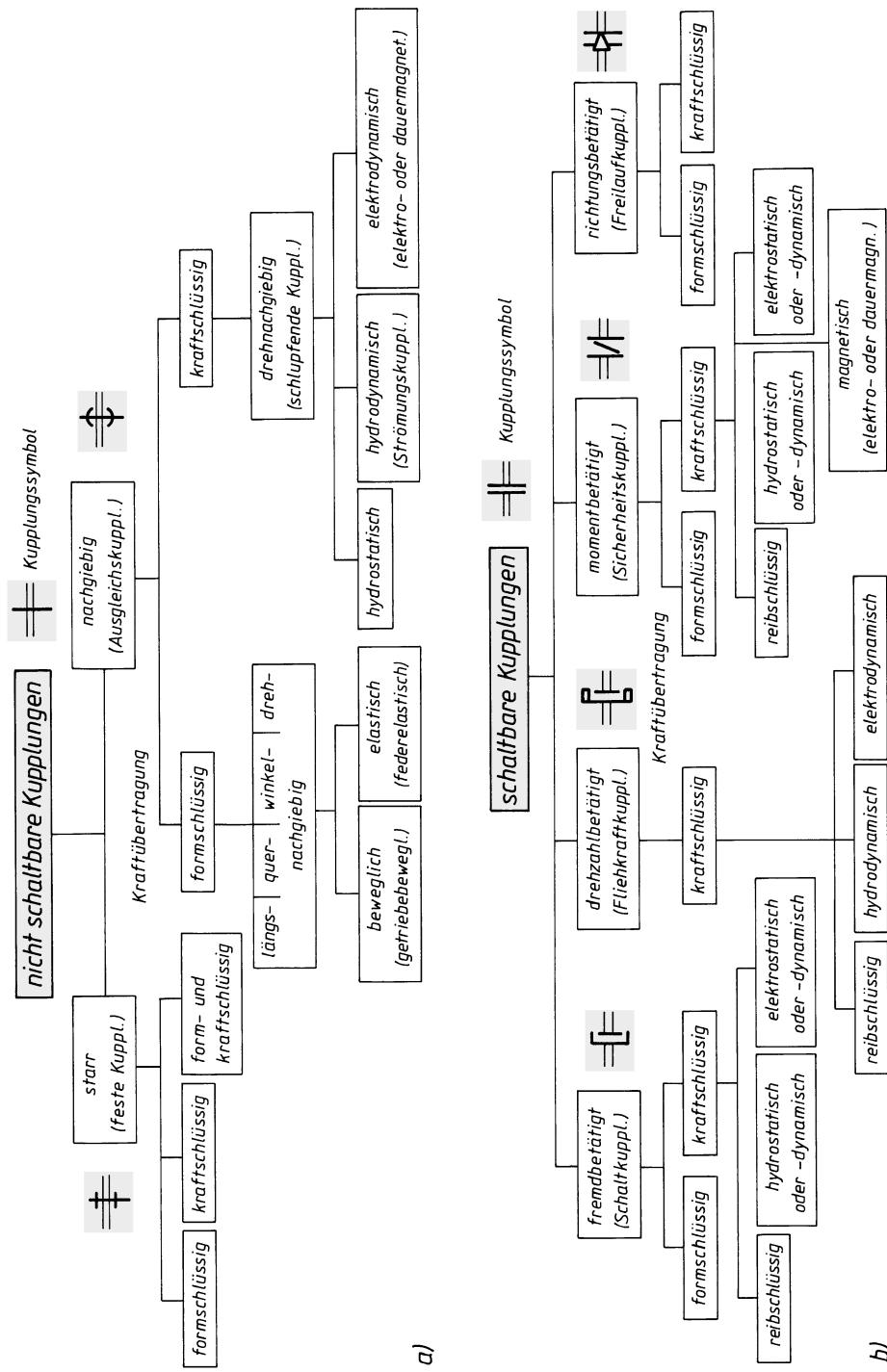
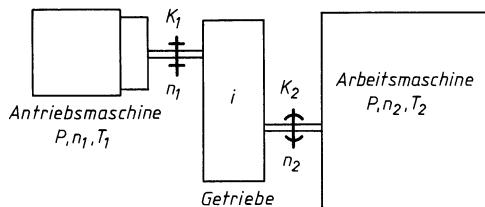


Bild 13-3 Systematische Einteilung der Kupplungen. Kupplungssymbole. a) Nicht schaltbare Kupplungen, b) schaltbare Kupplungen

**Bild 13-4**

Schema eines Antriebsstranges (K_1 und K_2 Kupplungen, Symbole s. Bild 13-3)

Von der Antriebsmaschine sind zwei Drehmomente zu erbringen:

1. das *Lastdrehmoment* T_L , welches sich aus der Belastung der Arbeitsmaschine und aus den Reibkräften des Antriebes ergibt,
2. das *Beschleunigungsdrehmoment* T_a , welches für die Beschleunigung aller zu bewegenden Massen des Antriebes erforderlich ist (s. unter 13.2.2).

Während der Anfahrzeit ist damit das von der Antriebsmaschine aufzubringende größte *Anlaufdrehmoment*

$$T_{an} = T_L + T_a \quad (13.2)$$

T_L Lastdrehmoment aus allen Belastungs- und Reibungsmomenten der Arbeitsmaschine
 T_a Beschleunigungsdrehmoment aller zu bewegenden Massen des Antriebes; s. unter 13.2.2

Nach dem Anfahren hat die Antriebsmaschine nur noch das Lastdrehmoment T_L der Arbeitsmaschine aufzubringen, d. h. im Betriebszustand herrscht Gleichgewicht zwischen dem Lastdrehmoment und dem Antriebsdrehmoment (nach **Bild 13-6** Betriebspunkt B als Schnittpunkt der Kennlinien von Antriebs- (E) und Arbeitsmaschine (A)).

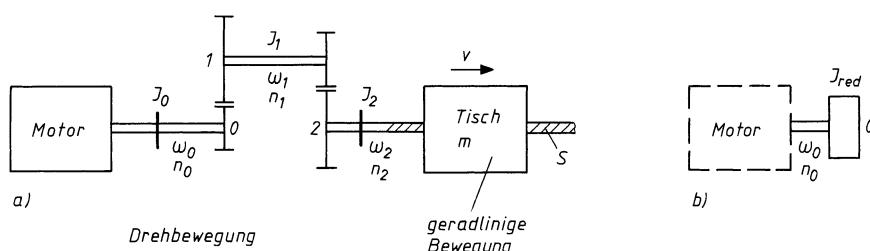
13.2.2 Beschleunigungsdrehmoment, Trägheitsmoment

13

Wird eine Masse m , z. B. der Tisch einer Werkzeugmaschine nach **Bild 13-5a**, durch eine Antriebs-(Spindel-)Kraft F_{an} in der Zeit t_a von v_1 auf v_2 geradlinig beschleunigt und wirkt ihr eine hemmende Kraft F_L (z. B. Reibungs- und Schnittkräfte) entgegen, so gilt mit der gleichmäßigen Beschleunigung $a = (v_2 - v_1)/t_a$ für die Beschleunigungskraft das newtonscche Gesetz:

$$F_a = F_{an} - F_L = m \cdot a = m(v_2 - v_1)/t_a .$$

Wird entsprechend eine Drehmasse mit dem Trägheitsmoment J in der Zeit t_a von der Winkelgeschwindigkeit ω_1 auf die Winkelgeschwindigkeit ω_2 gleichmäßig beschleunigt, so gilt mit der

**Bild 13-5** Reduziertes Trägheitsmoment J_{red} eines Antriebes.

- a) Schema eines Tischantriebes: Wellen 0, 1 und 2 bewegen über die Gewindespindel S die Tischmasse m mit der Geschwindigkeit v , b) bei gleichbleibender kinetischer Energie auf die Motorwelle reduziertes Trägheitsmoment J_{red} des Antriebes

Winkelbeschleunigung $\alpha = (\omega_2 - \omega_1)/t_a$, unter Berücksichtigung der Gl. (13.2) für das *Beschleunigungsrehmoment*

$$T_a = T_{an} - T_L = J \cdot \alpha = J \cdot \frac{\omega_2 - \omega_1}{t_a} \quad (13.3)$$

T_{an}	Anlaufdrehmoment der Antriebsmaschine, z. B. mittleres Anlaufdrehmoment nach Bild 13-6e
T_L	das auf die Drehzahl n der Antriebsmaschine reduzierte Lastdrehmoment aus $T_L = T'_L \cdot n'/n$, worin T'_L das Lastdrehmoment der Arbeitsmaschine mit der Drehzahl n' ist
J	Trägheitsmoment der gesamten Anlage, s. auch Gl. (13.4)
α	Winkelbeschleunigung
ω_1, ω_2	Winkelgeschwindigkeit zu Beginn und Ende des Beschleunigungsvorganges, z. B. aus $\omega = \pi \cdot n/30$
t_a	Beschleunigungszeit

Wird der Antrieb aus dem Stillstand heraus gleichmäßig beschleunigt, ist also $\omega_1 = 0$, so gilt: $T_a = J \cdot \omega_2/t_a$.

Hinweis: Die Gleichung gilt für jede Stelle des Antriebes, wenn die dort auftretenden Werte (z. B. T_{an} und T_L) eingesetzt werden. Da die zu berechnende Kupplung meist auf der Motorwelle sitzt, müssen alle Werte auch auf diese bezogen werden. Bei gleichmäßig verzögerter Bewegung (Brems- oder Auslaufvorgang) wird α negativ.

In Anrieben gemäß **Bild 13-5a** treten meist Drehmassen (z. B. Zahnräder) mit verschiedenen Winkelgeschwindigkeiten und geradlinig bewegte Massen (z. B. Maschinenteile) gemeinsam auf. Unter der Voraussetzung, dass ihre kinetische Energie erhalten bleibt, lässt sich die Wirkung aller Massen auf ein einziges Trägheitsmoment J_0 mit der Winkelgeschwindigkeit ω_0 zurückführen (reduzieren).

Die kinetische Energie einer Drehmasse ist allgemein $W = J \cdot \omega^2/2$. Soll nach **Bild 13-5a** z. B. das Trägheitsmoment J_1 der sich mit der Winkelgeschwindigkeit ω_1 drehenden Welle 1 auf die sich mit der Winkelgeschwindigkeit ω_0 drehenden Motorwelle 0 reduziert werden, so gilt: $W = J_1 \cdot \omega_1^2/2 = J_0 \cdot \omega_0^2/2$, also wird das reduzierte Trägheitsmoment

$$J_0 = J_1 \left(\frac{\omega_1}{\omega_0} \right)^2 = J_1 \left(\frac{n_1}{n_0} \right)^2 = \frac{J_1}{i^2}.$$

Trägheitsmomente werden also quadratisch mit dem Verhältnis der Winkelgeschwindigkeiten oder Drehzahlen bzw. den Übersetzungen i umgerechnet (reduziert). Wird das reduzierte Trägheitsmoment auf eine höhere Winkelgeschwindigkeit bezogen, so wird es mit der Übersetzung quadratisch kleiner und umgekehrt.

Soll eine mit der Geschwindigkeit v geradlinig bewegte Masse m (z. B. Maschinenteil) durch ein gleichwertiges Trägheitsmoment J bei der Winkelgeschwindigkeit ω ersetzt werden, so ergibt sich mit $W = m \cdot v^2/2 = J \cdot \omega^2/2$ das reduzierte Trägheitsmoment $J_{red} = m \cdot (v/\omega)^2$.

Das meist auf die Motorwelle (Kupplungswelle) reduzierte Trägheitsmoment des gesamten Antriebes (vgl. **Bild 13-5**) wird dann

$$J_{red} = J_0 + J_1 \left(\frac{\omega_1}{\omega_0} \right)^2 + J_2 \left(\frac{\omega_2}{\omega_0} \right)^2 + \dots + m_1 \left(\frac{v_1}{\omega_0} \right)^2 + m_2 \left(\frac{v_2}{\omega_0} \right)^2 + \dots \quad (13.4)$$

J_0	Trägheitsmoment der mit der Winkelgeschwindigkeit ω_0 (z. B. Motor-Winkelgeschwindigkeit) umlaufenden Drehmasse, auf die alle anderen Trägheitsmomente bezogen (reduziert) werden sollen
$J_1, J_2 \dots$	Trägheitsmomente der mit $\omega_1, \omega_2 \dots$ umlaufenden Drehmassen
ω_0	Winkelgeschwindigkeit auf die alle Massen bezogen (reduziert) werden sollen
$\omega_1, \omega_2 \dots$	Winkelgeschwindigkeiten der Drehmassen $J_1, J_2 \dots$
$m_1, m_2 \dots$	geradlinig bewegte Massen
$v_1, v_2 \dots$	Geschwindigkeiten der geradlinig bewegten Massen m_1, m_2

Hinweise: Die Trägheitsmomente von Kupplungen, Riemenscheiben, Getrieben, Läufern von E-Motoren, Pumpen und Gebläsen sind den Katalogen der Hersteller, teilweise aus **TB 13-1** bis **TB 13-7** und **TB 16-21** zu entnehmen.

Trägheitsmoment für Vollzylinder: $J = m \cdot d^2 / 8$

Trägheitsmoment für Hohlzylinder: $J = m(d_a^2 + d_z^2) / 8$

Verschiebesatz für Trägheitsmoment: $J_x = J + m \cdot e^2$

13.2.3 Betriebsverhalten von Antriebs- und Arbeitsmaschinen

Als Antriebsmaschinen werden am häufigsten Elektromotoren verwendet. Darum soll hier das Verhalten insbesondere von diesen und den damit gekuppelten Arbeitsmaschinen beim Anfahren und im Betriebszustand betrachtet werden und zwar zweckmäßig anhand der *Drehmoment-Drehzahl-Kennlinien (T-n-Kennlinien)* nach **Bild 13-6**.

Ein Motor ist so auszuwählen, dass er im Betriebspunkt **B** bei seiner Nenndrehzahl n_N mit seinem Nenndrehmoment T_N belastet wird.

Alle Nebenschlussmotoren, Käfig- und Schleifringläufer, haben Kennlinien (**E**) nach **Bild 13-6a** und **b**. Nach dem Einschalten unter Last entwickeln diese das Anlaufdrehmoment $T_{an} \approx (1,5 \dots 2) \cdot T_N$, die Drehzahl n steigt an. Das Drehmoment nimmt zu bis zum Kippdrehmoment $T_{ki} \approx (2 \dots 3) \cdot T_N$ als Maximaldrehmoment, wodurch der Motor beschleunigt und nach Überschreiten von T_{ki} mit dem Nenndrehmoment T_N und der Nenndrehzahl n_N stabil arbeitet. Wird das Motordrehmoment jetzt reduziert steigt die Drehzahl bis auf die Leerlauf-(Synchron-)drehzahl n_s an.

Gleich- und Wechselstrom-Reihenschlussmotoren haben Kennlinien nach **Bild 13-6c**, bei denen $T_{an} = T_{ki} \approx (2,5 \dots 3) \cdot T_N$ ist. Das Drehmoment nimmt bei steigender Drehzahl ab, bei Leerlauf würden solche Motoren „durchgehen“.

Bei Arbeitsmaschinen hängt der Kennlinienverlauf (**A**) von der Art des Betriebes ab. Bei konstanter oder nahezu konstanter Hub-, Reibungs- und Formänderungsarbeit ist auch T_L konstant (**Bild 13-6a**) und $P \sim n$.

13

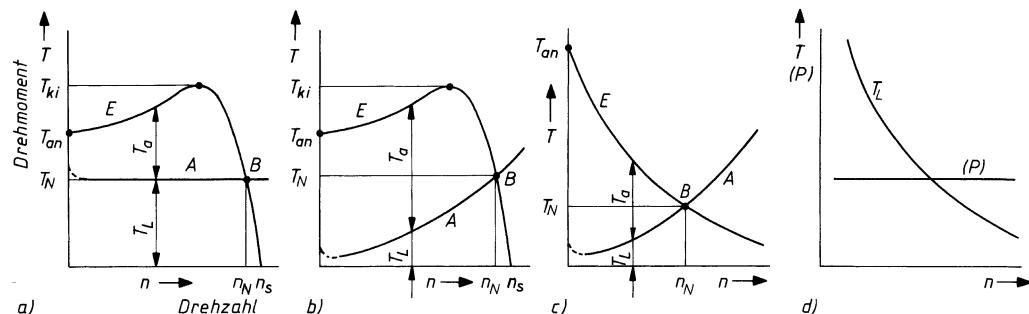


Bild 13-6

Drehmoment-Drehzahl-Kennlinien von Elektromotoren (E) und Arbeitsmaschinen (A).

- Drehstrom-Nebenschlussmotor mit Käfigläufer und Fördermaschine
- Drehstrom-Nebenschlussmotor mit Schleifringläufer und Lüfter (Ventilator)
- Wechselstrom-Reihenschlussmotor und Kreiselpumpe
- Kennlinie (Drehmoment- und Leistungsverlauf T und P) einer Wickelmaschine mit konstanter Material-Zugkraft und -Geschwindigkeit oder einer Plandrehmaschine mit konstantem Spanquerschnitt
- Bestimmung des mittleren Beschleunigungsdrehmomentes T_{am}

Bei Lüftern, Gebläsen, Zentrifugen, Rührwerken, Kreiselpumpen und -kompressoren, Fahrzeugen und Fördermaschinen mit hohen Geschwindigkeiten steigen bei Überwindung von Luft- und Flüssigkeitswiderständen $T_L \sim n^2$ und $P \sim n^3$ an (**Bild 13-6b** und **c**).

Bei Arbeitsmaschinen, die eine konstante Antriebsleistung P erfordern, wie z. B. Wickelmaschinen mit gleichbleibender Materialzugkraft und -geschwindigkeit, nimmt das Drehmoment proportional mit der Drehzahl ab: $T_L \sim 1/n$ (**Bild 13-6d**).

Die Werte für Nenndrehzahlen, Anlauf- und Kippdrehmomente sind in den Motoren-Katalogen angegeben (s. **TB 16-21**).

13.2.4 Kupplungsdrehmoment

1. Stoßfreies Anfahren mit konstantem Betriebsdrehmoment

Die Antriebsmaschine sei mit der Arbeitsmaschine über eine nichtschaltbare Kupplung verbunden (**Bild 13-7**).

Wenn während des Anfahrens noch kein Lastdrehmoment T_L vorhanden ist, dient das von der Antriebsmaschine abgegebene Drehmoment T_A dazu, die gesamten Drehmassen zu beschleunigen. Mit J_A als Trägheitsmoment der Antriebsseite und J_L als Trägheitsmoment der Lastseite, jeweils einschließlich der Kupplungsanteile J_1 bzw. J_2 , gilt nach Gl. (13.3) für die Winkelbeschleunigung: $\alpha = T_A/(J_A + J_L)$.

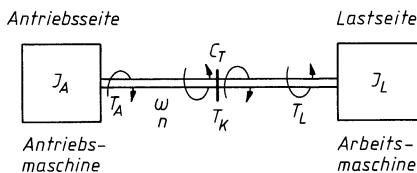


Bild 13-7
Antriebsstrang schematisch als Zweimassensystem

Die Kupplung beschleunigt beim *Anfahren ohne Last* die Drehmasse J_L und muss dabei ein Drehmoment aufnehmen von

$$T_K = \alpha \cdot J_L = \frac{J_L}{J_A + J_L} T_A \quad (13.5)$$

α Winkelbeschleunigung
 J_A, J_L Trägheitsmoment der Antriebsseite, Lastseite
 T_A Drehmoment der Antriebsmaschine

Läuft die *Anlage unter Last* an, so dient das von der Antriebsmaschine abgegebene Drehmoment T_A dazu, J_A und J_L zu beschleunigen und außerdem das Lastdrehmoment T_L zu überwinden. Mit $T_A = \alpha \cdot (J_A + J_L) + T_L$ wird $\alpha = (T_A - T_L)/(J_A + J_L)$.

Die Kupplung beschleunigt beim *Anfahren mit Last* die Drehmasse J_L und überwindet das Lastdrehmoment T_L , sodass

$$T_K = \alpha \cdot J_L + T_L = \frac{J_L}{J_A + J_L} (T_A - T_L) + T_L = \frac{J_L}{J_A + J_L} T_A + \frac{J_A}{J_A + J_L} T_L \quad (13.6)$$

T_L Lastdrehmoment
 α, J_A, J_L, T_A wie zu Gl. (13.5)

Die Größe des Kupplungsdrehmoments T_K hängt also vom Verhältnis der Trägheitsmomente J_A und J_L ab. Ist J_A groß im Verhältnis zu J_L , beschleunigt also ein großer Motor eine kleine Anlage, so wird das Kupplungsdrehmoment T_K klein und nähert sich dem Wert T_L . Hat dagegen ein kleiner Motor eine große Anlage zu beschleunigen (Schweranlauf), so wird $T_K \approx T_A$. Die oben genannte Voraussetzung, dass T_A konstant ist, trifft bei ausgeführten Anlagen nie zu, da beim Anfahren und Reversieren Drehmoment- und Geschwindigkeitsstöße auftreten.

2. Drehmomentstoß

Beim Einschalten eines Drehstrommotors treten Drehmomentschwingungen auf. Das Drehmoment im Luftspalt des Motors schwingt entsprechend der Netzfrequenz mit 50 Hz. Damit kein Aufschwingen (Resonanz) stattfindet, muss die Eigenkreisfrequenz¹⁾ der Anlage genügend weit von der erregenden Drehmomentschwingung entfernt liegen. Läuft ein Käfigläufermotor mit dem Kippdrehmoment T_{ki} lastfrei an, so ergibt sich für ein Zweimassensystem (**Bild 13-7**) mit der Eigenkreisfrequenz ω_e und der Wirkzeit t des Drehmomentstoßes für die Kupplung ein *antriebsseitiges Stoßdrehmoment*

$$T_{KS} = \frac{J_L}{J_A + J_L} T_{ki} [1 - \cos(\omega_e \cdot t)].$$

Setzt man für den Klammerwert $[1 - \cos(\omega_e \cdot t)]$ den Stoßfaktor S_A , so erhält man

$$T_{KS} = \frac{J_L}{J_A + J_L} T_{ki} \cdot S_A.$$

Für $\omega_e \cdot t = \pi$, also $\cos \pi = -1$, ergibt sich der Größtwert $S_{A\max} = (1 - \cos \pi) = 2$. Für die üblichen Anfahrstöße wird meist mit dem Stoßfaktor $S_A = 1,8$ gerechnet. Dieser Stoßfaktor tritt sowohl bei drehstarren als auch bei drehelastischen Kupplungen auf. Er wird bei einem Geschwindigkeitsstoß meist noch überschritten.

Tritt während des Anfahrens zusätzlich ein lastseitiges Stoßdrehmoment T_{LS} auf, so wird entsprechend Gl. (13.6) für die Kupplung das *beidseitige Stoßdrehmoment*

$$T_{KS} = \frac{J_L}{J_A + J_L} T_{ki} \cdot S_A + \frac{J_A}{J_A + J_L} T_{LS} \cdot S_L \quad (13.7)$$

J_A, J_L	Trägheitsmoment der Antriebsseite, Lastseite
T_{ki}	Spitzenwert der nichtperiodischen Drehmomentstöße auf der Antriebsseite, bei Elektromotoren das Kippdrehmoment
T_{LS}	Spitzenwert der nichtperiodischen Drehmomentstöße auf der Lastseite (z. B. bei Laständerungen oder Bremsungen)
S_A, S_L	Stoßfaktor der Antriebsseite, Lastseite. Für übliche Anfahrstöße kann $S_A = S_L = 1,8$ eingesetzt werden.

13

3. Geschwindigkeitsstoß

Ein Geschwindigkeitsstoß entsteht, wenn die Kreisfrequenz der zu kuppelnden Drehmassen unterschiedlich groß ist. Er wird meist durch Drehspiel in der Kupplung bzw. in den Antriebselementen verursacht, z. B. Flankenspiel der Zahnräder.

Um die Auswirkung der schwer erfassbaren Geschwindigkeitsstöße klein zu halten, sollten bei schwerem Schaltbetrieb absolut drehspielfreie Kupplungen mit hoher Elastizität und guter Dämpfung eingesetzt werden (z. B. Wulstkupplung nach **Bild 13-29**).

4. Periodisches Wechseldrehmoment

Bei Antrieben mit periodischer Drehmomentschwankung (Kolbenmaschinen, Sägegatter) kann die Anlage zu Drehschwingungen angeregt werden. Im Resonanzfall (Erregerfrequenz = Eigenfrequenz) kann die Schwingungsbelastung zur Zerstörung der Antriebselemente führen. Deshalb sind Massenverteilung und elastische Kupplung in einer Anlage so aufeinander abzustimmen, dass Betriebsfrequenz und Resonanzfrequenz weit genug auseinander liegen.

¹⁾ Bei Sinusschwingungen sind Formelzeichen und Zahlenwerte von Kreisfrequenz (2π-faches der Periodenfrequenz) in s^{-1} und Winkelgeschwindigkeit (Quotient aus ebenem Winkel und Zeitspanne gleiche 2π-faches der Drehzahl) in rad/s gleich.

Für ein aus Antriebsmaschine (Trägheitsmoment J_A), Arbeitsmaschine (Trägheitsmoment J_L) und elastischer Kupplung (Drehfedersteife $C_{T\text{dyn}}$) bestehendes Zweimassensystem gilt nach **Bild 13-7** für die *Eigenkreisfrequenz*

$$\omega_e = \sqrt{C_{T\text{dyn}} \frac{J_A + J_L}{J_A \cdot J_L}} \quad \begin{array}{c|c|c} J_A, J_L & C_{T\text{dyn}} & \omega_e \\ \hline \text{kg m}^2 & \text{Nm/rad} & \text{s}^{-1} \end{array} \quad (13.8)$$

J_A, J_L Trägheitsmoment der Antriebsseite, Lastseite; bezogen auf die Kupplungswelle
 $C_{T\text{dyn}}$ dynamische Drehfedersteife der elastischen Kupplung nach Herstellerangaben
(s. auch **TB 13-4** und **TB 13-5**)

Da das erregende Wechseldrehmoment T_i i -fach während einer Umdrehung auftreten kann, z. B. bei Dieselmotoren, wird mit i Schwingungen pro Umdrehung die *kritische Kreisfrequenz* (Resonanz-Kreisfrequenz)

$$\omega_k = \frac{\omega_e}{i} \quad (13.9)$$

ω_e Eigenkreisfrequenz der Anlage nach Gl. (13.8)
 i Anzahl der Schwingungen je Umdrehung (Ordnungszahl), z. B. bei Verbrennungsmotoren
Anzahl der Zündungen je Umdrehung (bei Zweitaktmotoren: $i \hat{=} \text{Zylinderzahl}$, bei Vier-taktmotoren: $i \hat{=} \text{halbe Zylinderzahl}$)

Die Beanspruchung der elastischen Kupplung wird günstiger, wenn die Betriebskreisfrequenz $\omega > \sqrt{2} \cdot \omega_k$ ist.

Das von der Antriebs- oder Arbeitsmaschine in das Schwingungssystem eingeleitete periodische Wechseldrehmoment T_i facht in Resonanznähe gefährlich große Wechseldrehmomente an. Diese Vergrößerung des erregenden Drehmomentes wird durch den Vergrößerungsfaktor V angegeben, welcher in Resonanznähe den Wert des Resonanzfaktors V_R annimmt. Beim Durchfahren der Resonanz wird das sich in der Kupplung einstellende Wechseldrehmoment umso kleiner, je größer die Dämpfung der elastischen Kupplung ist. Die verhältnismäßige Dämpfung ψ bestimmt sich aus dem Verhältnis der Dämpfungsarbeit zur elastischen Formänderungsarbeit einer Schwingungsperiode. Bei gummielastischen Kupplungen kann mit $\psi = 0,8 \dots 2$ gerechnet werden, abhängig von Werkstoff, Temperatur, Einsatzdauer u. a. Resonanzfaktor V_R und verhältnismäßige Dämpfung ψ werden durch Versuche ermittelt und von den Kupplungsherstellern angegeben (vgl. **TB 13-4** und **TB 13-5**).

Mit dem Drehmoment T_{Ai} bei meist antriebsseitiger Schwingungserregung (z. B. Dieselmotor) und dem von der verhältnismäßigen Dämpfung ψ und dem Kreisfrequenzverhältnis ω/ω_k abhängigen Vergrößerungsfaktor V ist das *in der Kupplung auftretende Wechseldrehmoment*

$$T_w = \pm T_{Ai} \cdot \frac{J_L}{J_A + J_L} \cdot V \quad (13.10)$$

J_A, J_L Trägheitsmoment der Antriebsseite, Lastseite; bezogen auf die Kupplungswelle
 $\pm T_{Ai}$ von der Antriebsseite ausgehender Drehmomentausschlag (Amplitude), nach Angaben der Hersteller z. B. von Dieselmotoren
 V Vergrößerungsfaktor (vgl. **TB 13-4** und **TB 13-5**)
in Resonanznähe: $V_R \approx 2\pi/\psi$, mit ψ als verhältnismäßige Dämpfung außerhalb der Resonanz:

$$V \approx \frac{1}{\left| \left(\frac{\omega}{\omega_k} \right)^2 - 1 \right|}$$

mit ω als Betriebskreisfrequenz und ω_k als kritische Kreisfrequenz nach Gl. (13.9).

13.2.5 Auslegung nachgiebiger Wellenkupplungen

Eine Kupplung ist dann optimal ausgelegt, wenn sie leicht montierbar, wartungsfreundlich und kostengünstig ist, während der erwarteten Lebensdauer unter den vorgesehenen Belastungs- und Betriebsbedingungen ohne Schaden arbeitet und keine unnötigen Lastreserven besitzt.

Die Lösung schwieriger Kupplungsprobleme, insbesondere bei schweren Antrieben mit elastischen oder schaltbaren Kupplungen unter extremen Betriebsbedingungen soll man unbedingt den Herstellern überlassen. Den Prospekten liegen häufig Fragebogen bei, oder es können solche angefordert werden, die alle für die richtige Auswahl von Kupplungsart und -größe erforderlichen Fragen enthalten.

1. Nach Herstellerangaben

Im Maschinenbau werden die nachgiebigen Wellenkupplungen häufig unmittelbar auf die Welle der Drehstrommotoren gesetzt. Die meisten Kupplungshersteller geben für diesen Fall eine für normale Betriebsbedingungen ausreichende größtmögliche Zuordnung der Kupplungen zu den Motoren an (vgl. **TB 16-21**). Bei stark ungleichförmigen Antrieben muss die Eignung der Kupplung rechnerisch nachgeprüft werden.

2. Mit Hilfe von Anwendungsfaktoren

In der Praxis lassen sich die zur genaueren Kupplungsbestimmung erforderlichen Betriebsdaten wie Lastdrehmomente, Trägheitsmomente und andere betrieblich bedingten Einflussgrößen häufig nur schwer rechnerisch erfassen. Die Hersteller geben darum in ihren Katalogen zur Wahl einer geeigneten Kupplungsgröße Sicherheits-(Anwendungs-)faktoren an, die sowohl die Art der Antriebs- und der Arbeitsmaschine (z. B. Elektromotor, Turbine bzw. Ventilator, Zentrifuge, Werkzeugmaschine usw.), die Art des Betriebes (z. B. gleichmäßiger Betrieb bei kleineren zu beschleunigenden Massen), die tägliche Betriebsdauer und ggf. noch sonstige Einflüsse berücksichtigen.

Hiermit kann die Kupplungsgröße dann angenähert ermittelt werden mit dem *fiktiven (angenommenen) Kupplungsdrehmoment*

$$T_K = T_N \cdot K_A \leq T_{KN} \quad (13.11)$$

T_N von der Kupplung zu übertragendes Nenndrehmoment aufgrund der gegebenen Betriebsdaten, z. B. bei Leistung P und Drehzahl n aus $T_N = 9550P/n$ (vgl. Gl. (11.11))

K_A Anwendungsfaktor aus Katalogen der Hersteller oder auch allgemein nach Richter-Ohlendorf aus **TB 3-5b**

T_{KN} Nenndrehmoment der Kupplung nach Angaben der Hersteller; s. auch **TB 13-2** bis **TB 13-5**

Dieses auf Erfahrung gestützte Verfahren erfordert wenig Rechenaufwand, berücksichtigt aber die bei stark ungleichförmigen Antrieben gefährlichen Drehschwingungen nicht und arbeitet im Allgemeinen mit zu hoch angesetzten Sicherheitsfaktoren. Soll eine wirtschaftlich optimale Kupplung gefunden werden, muss die Auslegung nach DIN 740 T2 erfolgen.

3. Nach der ungünstigsten Lastart (DIN 740 T2)

Nach 13.2.4 gilt der nachstehende Rechnungsgang unter der häufig anzutreffenden Voraussetzung, dass die Kupplung das einzig drehelastische Glied in der Anlage ist und sich diese drehbeschwingungsmäßig auf ein Zweimassensystem reduzieren lässt.

Anfahrhäufigkeit, Festigkeitsminderung der elastischen Elemente mit steigender Betriebstemperatur und Frequenzabhängigkeit des Dauerwechseldrehmomentes werden durch die Faktoren S_A , S_t und S_z (s. **TB 13-8**) zugunsten einer einfachen Auslegung so angegeben, als würden sie eine Änderung der Kupplungsbelastung bewirken. Verbindliche Angaben über die Faktoren S_A , S_t und S_z bleiben den Kupplungsherstellern überlassen.

Die für eine einsatzgerechte Auslegung nachgiebiger Kupplungen erforderlichen Kennwerte sind in DIN 740 T2 definiert und von den Herstellern anzugeben (s. auch **TB 13-2** bis **TB 13-5**).

Neben dem zulässigen Versatz der Kupplungshälften und den Federsteifen sind dies vor allem

- das im gesamten Drehzahlbereich dauernd übertragbare Nenndrehmoment T_{KN} (gleich Baugröße der Kupplung nach DIN 740 T1);
- das kurzzeitig mehr als 100 000 Mal als schwelender Drehmomentstoß im gleichen Drehsinn oder mehr als 50 000 Mal als wechselnder Drehmomentstoß übertragbare Maximaldrehmoment $T_{K\max} \approx 3T_{KN}$, wobei die Kupplungstemperatur 30 °C nicht überschreiten darf;
- das frequenzabhängige Dauerwechseldrehmoment $\pm T_{KW} \approx 0,4T_{KN}$ als Ausschlag der dauernd zulässigen periodischen Drehmomentschwankung bei einer Frequenz von 10 Hz ($\omega \approx 63 \text{ s}^{-1}$) und einer Grundlast bis zum Nenndrehmoment T_{KN} .

Die Baugröße der Kupplung wird über fiktive Drehmomente T'_K bestimmt, welche unter Berücksichtigung der an- und abtriebsseitigen Trägheitsmomente (Massenverteilung) und der Faktoren S_A , S_t und S_z mit der auftretenden Belastung berechnet werden. Aus den Herstellerkatalogen bzw. den Kupplungstabellen im Tabellenbuch ist dann eine Kupplung zu wählen, deren zulässige Drehmomente in jedem Betriebszustand über den nach den Gleichungen (13.12) bis (13.15) berechneten fiktiven Drehmomenten liegen müssen. Zur endgültigen Auslegung gehört ferner die Nachprüfung auf zulässige Wellenverlagerungen nach den Gleichungen (13.16) und die Kontrolle der daraus entstehenden Momente und Rückstellkräfte auf die benachbarten Bauteile nach den Gleichungen (13.17).

3.1. Belastung durch das Nenndrehmoment

$$T'_K = T_{LN} \cdot S_t \leq T_{KN} \quad (13.12)$$

T_{LN} Nenndrehmoment der Lastseite, als Größwert des aus Leistung und Drehzahl errechneten Lastdrehmomentes der Arbeitsmaschine

S_t Temperaturfaktor nach **TB 13-8b**

T_{KN} Nenndrehmoment der Kupplung, nach Herstellerangaben bzw. **TB 13-2** bis **TB 13-5**

13

3.2. Belastung durch Drehmomentstoße (vgl. 13.2.4-2)

Antriebsseitiger Stoß (z. B. Anfahren mit Drehstrommotor):

$$T'_K = \frac{J_L}{J_A + J_L} \cdot T_{AS} \cdot S_A \cdot S_z \cdot S_t \leq T_{K\max} \quad (13.13a)$$

Lastseitiger Stoß (z. B. bei Laständerungen und Bremsungen):

$$T'_K = \frac{J_A}{J_A + J_L} \cdot T_{LS} \cdot S_L \cdot S_z \cdot S_t \leq T_{K\max} \quad (13.13b)$$

Beidseitiger Stoß (z. B. Anfahren mit Drehstrommotor bei veränderlicher Last):

$$T'_K = \left(\frac{J_L}{J_A + J_L} \cdot T_{AS} \cdot S_A + \frac{J_A}{J_A + J_L} \cdot T_{LS} \cdot S_L \right) \cdot S_z \cdot S_t \leq T_{K\max} \quad (13.13c)$$

T_{AS} Stoßdrehmoment der Antriebsseite, bei Drehstrommotoren das Kippdrehmoment T_{ki} (vgl. **TB 16-21**)

T_{LS} Stoßdrehmoment der Lastseite

$T_{K\max}$ Maximaldrehmoment der Kupplung, nach Herstellerangaben bzw. **TB 13-2** bis **TB 13-5**

J_A, J_L Trägheitsmoment der Antriebsseite, Lastseite (bezogen auf die Kupplungswelle)

S_A, S_L Stoßfaktor der Antriebsseite, Lastseite. Für übliche Anfahrtstöße kann $S_A = S_L = 1,8$ eingesetzt werden.

S_z, S_t Anlauf faktor, Temperaturfaktor nach Herstellerangaben bzw. **TB 13-8a** und **b**

Kupplungen mit Verdrehspiel können durch einen Geschwindigkeitsstoß zusätzlich belastet werden (vgl. 13.2.4-3).

3.3. Belastung durch ein periodisches Wechseldrehmoment

Für das Durchfahren der Resonanz gilt

- bei antriebsseitiger Schwingungserregung (z. B. Antrieb durch Dieselmotor):

$$T'_K = \frac{J_L}{J_A + J_L} \cdot T_{Ai} \cdot V_R \cdot S_z \cdot S_t \leq T_{K\max} \quad (13.14a)$$

- bei lastseitiger Schwingungserregung (z. B. durch Kolbenverdichter):

$$T'_K = \frac{J_A}{J_A + J_L} \cdot T_{Li} \cdot V_R \cdot S_z \cdot S_t \leq T_{K\max} \quad (13.14b)$$

Für die Betriebsfrequenz muss das fiktive Wechseldrehmoment noch mit dem Dauerwechseldrehmoment der gewählten Kupplung verglichen werden. Es gilt

- bei antriebsseitiger Schwingungserregung:

$$T'_K = \frac{J_L}{J_A + J_L} \cdot T_{Ai} \cdot V \cdot S_t \cdot S_f \leq T_{KW} \quad (13.15a)$$

- bei lastseitiger Schwingungserregung:

$$T'_K = \frac{J_A}{J_A + J_L} \cdot T_{Li} \cdot V \cdot S_t \cdot S_f \leq T_{KW} \quad (13.15b)$$

$\pm T_{Ai}, \pm T_{Li}$ erregendes Drehmoment (Ausschlag der periodischen Drehmomentschwankung i -ter Ordnung) auf der Antriebssseite bzw. Lastseite

$T_{K\max}, \pm T_{KW}$ Maximaldrehmoment, Dauerwechseldrehmoment der Kupplung nach Herstellerangaben bzw. **TB 13-2** bis **TB 13-5**

J_A, J_L, V, V_R wie zu Gl. (13.10)
 S_z, S_t, S_f Anlauf faktor, Temperaturfaktor, Frequenzfaktor nach Angaben der Kupplungshersteller bzw. **TB 13-8**

Mit Hilfe der Gleichungen (13.8) und (13.9) ist stets zu prüfen, ob die kritische Kreisfrequenz außerhalb des Betriebs-Kreisfrequenz-Bereiches liegt. In der Regel sollte $\omega/\omega_k > \sqrt{2}$ sein, sonst ist eine Kupplung mit anderer Drehfedersteife zu wählen.

13

3.4 Belastung durch Wellenverlagerungen

Während axiale Verlagerungen nur statische Kräfte in den Kupplungen erzeugen, ergeben radiale und winklige Verlagerungen Wechselbelastungen, die u. U. berücksichtigt werden müssen.

Es sind folgende Bedingungen einzuhalten (s. **Bild 13-1**):

$$\Delta K_a \geq \Delta W_a \cdot S_t \quad (13.16a)$$

$$\Delta K_r \geq \Delta W_r \cdot S_t \cdot S_f \quad (13.16b)$$

$$\Delta K_w \geq \Delta W_w \cdot S_t \cdot S_f \quad (13.16c)$$

$\Delta K_a, \Delta K_r$	ΔK_w	$\Delta W_a, \Delta W_r$	ΔW_w	S_t, S_f
mm	rad	mm	rad	1

$\Delta K_a, \Delta K_r, \Delta K_w$ zulässiger axialer, radialer und winkliger Versatz der Kupplungshälften nach Angaben der Kupplungshersteller bzw. **TB 13-2**, **TB 13-4** und **TB 13-5**

$\Delta W_a, \Delta W_r, \Delta W_w$ maximal auftretende axiale, radiale und winklige Verlagerung der Wellen
 S_t, S_f Temperaturfaktor, Frequenzfaktor nach Angaben der Kupplungshersteller bzw. **TB 13-8b**, **TB 13-8c**

Durch Verlagerungen entstehen mit den Kupplungsfederwerten C_a , C_r und C_w Rückstellkräfte und -momente, die die benachbarten Bauteile (Wellen, Lager) belasten.

Axiale Rückstellkraft:

$$F_a = \Delta W_a \cdot C_a \quad (13.17a)$$

Radiale Rückstellkraft:

$$F_r = \Delta W_r \cdot C_r \quad (13.17b)$$

Winkeliges Rückstellmoment:

$$M_w = \Delta W_w \cdot C_w \quad (13.17c)$$

F_a, F_r	M_w	C_a, C_r	C_w
N	Nm	N/mm	Nm/rad

$\Delta W_a, \Delta W_r, \Delta W_w$ wie zu Gl. (13.16)
 C_a, C_r, C_w Axialfedersteife, Radialfedersteife, Winkelfedersteife nach Angaben der Kupplungshersteller bzw. **TB 13-2** und **TB 13-5**

Hinweis: Die von den Kupplungsherstellern angegebenen Nachgiebigkeiten ΔK stellen Maximalwerte dar. Sie dürfen meistens nicht gleichzeitig durch Wellenversatz ΔW_a , ΔW_r und ΔW_w entsprechender Größe ausgenutzt werden (vgl. Beispiel 13.2).

13.2.6 Auslegung von schaltbaren Reibkupplungen

Bei schaltbaren Kupplungen ist insbesondere auf kleine Schaltkräfte, kurze Wege der Wärmeabfuhr mit großen Abstrahlflächen, Einstell- und Nachstellmöglichkeit des Grenzdrehmomentes sowie Wartungsfreundlichkeit zu achten.

13

1. Anlaufvorgang

Der Anlaufvorgang einer aus Antriebsmaschine, fremdbetätigter Reibkupplung und Arbeitsmaschine bestehenden Anlage (vgl. **Bild 13-7**) lässt sich schematisch nach **Bild 13-8** beschreiben.

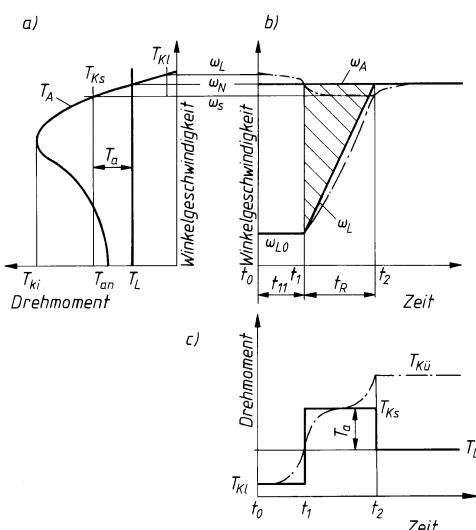


Bild 13-8

Schematische Darstellung des Schaltvorganges einer reibschlüssigen Kupplung (Strichpunktlinien: annähernd wirklicher Verlauf).

- a) Drehmomentverlauf von Antriebsmaschine, Kupplung und Arbeitsmaschine
- b) Hochlaufverhalten des Antriebes
- c) zeitlicher Verlauf des Kupplungsdrehmomentes

Beim Einschalten der Kupplung zum Zeitpunkt t_0 ist die Antriebsseite bereits auf die Winkelgeschwindigkeit ω_A hochgelaufen, während die Lastseite mit der Winkelgeschwindigkeit ω_{L0} in gleicher Drehrichtung umläuft. Nach der bauartbedingten Verzögerungszeit t_{11} (Ansprechverzug) beginnt die Antriebsseite die Lastseite mit der Differenz zwischen dem schaltbaren Drehmoment der Kupplung T_{Ks} und dem Lastdrehmoment T_L zu beschleunigen: $T_a = T_{Ks} - T_L$ (**Bild 13-8c**). Während der Rutschzeit $t_R = t_2 - t_1$ gleiten die Reibflächen der Kupplung mit der relativen Winkelgeschwindigkeit $\omega_A - \omega_L$ aufeinander (**Bild 13-8b**). Solange die Kupplung rutscht, ist das Kupplungsdrehmoment gleich dem schaltbaren Drehmoment T_{Ks} . Dabei darf die Rutschzeit nicht zu lange dauern, weil die Kupplung sonst zu stark erwärmt wird.

2. Drehmomente bei Reibkupplungen

Bei Reibkupplungen ist zu unterscheiden zwischen dem schaltbaren und dem übertragbaren Drehmoment. Das schaltbare (dynamische) Drehmoment T_{Ks} kann bei schlupfender Kupplung, also während des Anlaufs, weitergeleitet werden; mit dem *übertragbaren* (statischen) *Drehmoment* $T_{Kü}$ dagegen kann die Kupplung belastet werden, ohne dass Schlupf eintritt. Sie sind durch die Reibzahlen der jeweiligen Reibstoffpaarung bestimmt ($\mu/\mu_0 \approx T_{Ks}/T_{Kü}$). Von den Kupplungsherstellern werden die Nenndrehmomente T_{KNs} und $T_{KNü}$ angegeben, die von den Kupplungen in jedem zulässigen Betriebszustand sicher erreicht werden (s. **TB 13-6** und **TB 13-7**). Allerdings sind die Nenndrehmomente verschiedener Kupplungshersteller nicht ohne weiteres vergleichbar, da die eingesetzten Sicherheitsfaktoren voneinander abweichen. Meist nicht zu vermeiden ist das über die ausgeschaltete Kupplung weitergeleitete Leerlauf- oder Restdrehmoment T_{KI} .

3. Bestimmung der Kupplungsgröße

Für die Größenbestimmung einer Reibkupplung kann das schaltbare oder übertragbare Drehmoment, die geforderte Schaltzeit oder die zulässige Erwärmung der Kupplung maßgebend sein.

Die Bestimmung der Kupplungsgröße geschieht zunächst nach dem Drehmoment. Bei Lastschaltungen sollte das schaltbare Drehmoment T_{Ks} in der Regel mindestens doppelt so groß sein wie das Lastdrehmoment T_L , damit genügend Reserve für die Beschleunigung der Drehmassen bleibt.

Unter der Voraussetzung, dass T_A , T_L und T_{Ks} während des Schaltvorganges konstant sind und die Rutschzeit (Beschleunigungszeit) t_R bekannt ist, errechnet sich aus der Beziehung $T_{Ks} = T_a + T_L = \alpha \cdot J_L + T_L$ nach 13.2.4-1 das erforderliche *schaltbare Drehmoment* der Kupplung

$$T_{Ks} = J_L \frac{\omega_A - \omega_{L0}}{t_R} + T_L \leq T_{KNs} \quad (13.18)$$

- J_L Trägheitsmoment der Lastseite, reduziert auf die Kupplungswelle
- ω_A Winkelgeschwindigkeit der Kupplungswelle auf der Antriebsseite
- ω_{L0} Winkelgeschwindigkeit der Kupplungswelle auf der Abtriebs-(Last-)Seite vor dem Schalten
- t_R Rutschzeit (Beschleunigungszeit)
- T_L Lastdrehmoment bezogen auf die Kupplungswelle
- T_{KNs} schaltbares Nenndrehmoment der Kupplung, nach Herstellerangaben bzw. **TB 13-6** und **TB 13-7**

Bei entgegengesetzter Drehrichtung der An- und Abtriebsseite, z. B. bei Reversierbetrieb, tritt an Stelle von $(\omega_A - \omega_{L0})$ der Ausdruck $(\omega_A + \omega_{L0})$.

Bei fehlendem Lastdrehmoment T_L und Beschleunigung der Arbeitsmaschine aus der Ruhe ($\omega_{L0} = 0$) wird nach Gl. (13.18) das notwendige schaltbare Drehmoment einfach $T_{Ks} = J_L \cdot \omega_A / t_R$.

Bei gegebenem schaltbarem Nenndrehmoment der Kupplung T_{KNs} wird nach Gl. (13.18) die auftretende *Rutschzeit* (Beschleunigungszeit)

$$t_R = \frac{J_L}{T_{KNs} - T_L} (\omega_A - \omega_{L0}) \quad (13.19)$$

J_L , T_{KNs} , T_L , ω_A , ω_{L0} wie zu Gl. (13.18)

Nach abgeschlossenem Schaltvorgang muss die Reibungskupplung die betriebsmäßig auftretenden Drehmomente ohne Schlupf übertragen können (außer sie dient gleichzeitig als Sicherheitskupplung). Bei gleichförmigen Antrieben kann das erforderliche übertragbare Drehmoment $T_{Kü}$ nach dem Nenndrehmoment der Antriebs- bzw. Arbeitsmaschine bestimmt werden. Bei ungleichförmigen Antrieben sind die auftretenden Maximaldrehmomente zu berücksichtigen, so z. B. das Kippdrehmoment bei Drehstrom-Asynchronmotoren oder das Wechseldrehmoment bei Kolbenmaschinen (vgl. 13.2.4).

Wenn das zu übertragende maximale Drehmoment $T_{Kü}$ nicht ohne weiteres bestimmt werden kann, so hilft man sich in der Praxis mit Anwendungsfaktoren (vgl. 13.2.5-2).

Gl. (13.11) gilt dann entsprechend: $T'_K = T_N \cdot K_A \leq T_{Kü}$, mit $T_{Kü}$ als übertragbarem Nenndrehmoment der Kupplung, z. B. nach **TB 13-6** und **TB 13-7**.

Abschließend wird die *Wärmebelastung der Kupplung* geprüft.

Bei einmaliger Schaltung geht man davon aus, dass die Kupplung die während des Schaltvorganges in Wärme umgesetzte Schaltarbeit speichern kann und sich bis zur nächsten Schaltung wieder auf die Umgebungstemperatur abkühlt.

Mit dem schaltbaren Drehmoment T_{KNs} und dem aus der gemittelten Differenz der Winkelgeschwindigkeiten $(\omega_A - \omega_{L0})/2$ in der Rutschzeit t_R errechneten Drehwinkel $\varphi = 0,5(\omega_A - \omega_{L0}) t_R$ wird, nach der Gleichung für die Dreharbeit $W = T \cdot \varphi$, die bei *einmaliger Schaltung anfallende Schaltarbeit*

$$W = 0,5 T_{KNs} (\omega_A - \omega_{L0}) t_R = 0,5 J_L (\omega_A - \omega_{L0})^2 \frac{T_{KNs}}{T_{KNs} - T_L} < W_{zul} \quad (13.20)$$

W_{zul} zulässige Schaltarbeit der Kupplung nach Angaben der Kupplungshersteller bzw. **TB 13-6** und **TB 13-7**

J_L , T_{KNs} , T_L , ω_A , ω_{L0} , t_R wie zu Gl. (13.18)

Diese Arbeit entspricht im Bild 13-8b der schraffierten Fläche. Bei fehlendem Lastdrehmoment T_L und Beschleunigung der Arbeitsmaschine aus der Ruhe ($\omega_{L0} = 0$) wird nach Gl. (13.20) die anfallende Schaltarbeit pro Schaltung

$$W = 0,5 \cdot T_{KNs} \cdot \omega_A \cdot t_R = 0,5 \cdot J_L \cdot \omega_A^2 .$$

Hinweis: Die Gleichung (13.20) gilt in der Form nur bei gleicher Drehrichtung der An- und Abtriebsseite. Liegt entgegengesetzte Drehrichtung vor (z. B. Wendegetriebe), so ist ω_{L0} mit negativem Vorzeichen einzusetzen.

Für Dauerschaltungen wird die Gleichung für die Einzelschaltungen (13.20) mit der Schaltzahl z_h pro Stunde multipliziert. Damit wird die *pro Stunde anfallende Schaltarbeit*

$$W_h = W \cdot z_h < W_{hzul} \quad (13.21)$$

W Schaltarbeit für Einzelschaltung nach Gl. (13.20)

z_h Schaltzahl

W_{hzul} zulässige Schaltarbeit der Kupplung bei Trocken- bzw. Nasslauf, nach Angaben der Kupplungshersteller bzw. **TB 13-6** und **TB 13-7**

Beim Schalten der Kupplung wird ca. die Hälfte der zugeführten Energie in Wärme verwandelt. Voraussetzung für die von den Kupplungsherstellern angegebene zulässige Schaltarbeit ist deshalb eine gute Wärmeabfuhr. Im Trockenlauf geschieht dies durch gute Luftzirkulation bzw.

zusätzliche Ventilation. Im Nasslauf erfolgen Kühlung und Schmierung durch Spritzöl oder Ölnebel. Für Lamellenkupplungen mit großer Wärmebelastung oder hohen Leerlaufdrehzahlen wird Innenölung empfohlen (**Bild 13-41b** und **Bild 13-43**). Ein durch das Lamellenpaket fließender Ölstrom von 0,1 bis 0,5 l/min, je nach Baugröße, reicht meist aus.

13.3 Nicht schaltbare Kupplungen

Nicht schaltbare Kupplungen sind entweder als vollkommen starre (feste) Kupplungen oder als nachgiebige Kupplungen (Ausgleichskupplungen) ausgeführt (s. **Bild 13-3a**).

13.3.1 Starre Kupplungen

Starre Kupplungen weisen keinerlei Nachgiebigkeit auf und verbinden die Wellenenden genau zentrisch. Mit ihnen werden vorwiegend Wellenstücke zu langen, durchgehenden Wellensträngen verbunden, z. B. Transmissionswellen und Fahrwerkswellen von Kranen. Starre Kupplungen unterliegen keinem Verschleiß, sind wartungsfrei und für beide Drehrichtungen verwendbar. Drehmomentstöße und Schwingungen werden ungedämpft übertragen. Schon geringfügige Verlagerungen der Wellen führen zu unkontrollierbaren Zusatzbeanspruchungen in der Kupplung, in den Wellen und den Wellenlagern.

Starre Kupplungen nur anordnen, wenn fluchtende Wellenlage gewährleistet ist.

Scheibenkupplung

Die Scheibenkupplungen nach DIN 116 (s. **Bild 13-9**) eignen sich für hochbeanspruchte Wellen, bei denen Stöße, wechselnde Belastung und axiale Kräfte auftreten oder große Einzelkräfte die Wellen vorwiegend auf Biegung beanspruchen.

Die Kupplungshälften sind gegenseitig zentriert, bei der Form B mittels geteiltem Zentrierring. Die Herausnahme dieses Zentrierrings gestattet den Ein- und Ausbau der zu kuppelnden Bauenteile ohne axiales Verschieben derselben.

Die dreh- und biegesteife Verbindung der Kupplungshälften erfolgt durch Passschrauben, die so hoch vorzuspannen sind, dass das Drehmoment reibschlüssig übertragen wird.

Bei senkrechtem Einbau, z. B. an Rührerwellen, wird die Scheibenkupplung mit Axialdruckscheiben nach DIN 28 135 versehen (Form C, **Bild 13-9c**). Sind die Durchmesser der zu kuppelnden Wellen verschieden groß, so ist die der dickeren Welle entsprechende Kupplung zu wählen.

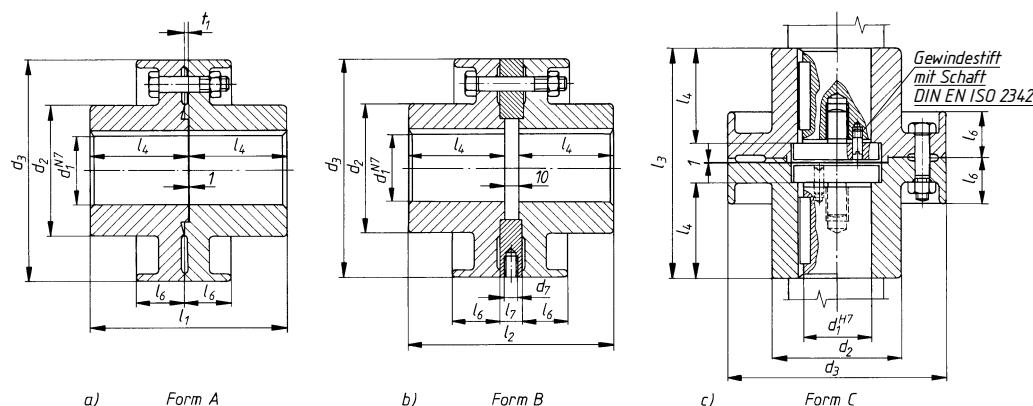


Bild 13-9 Scheibenkupplungen nach DIN 116.

a) Form A mit Zentrieransatz, b) Form B mit zweiteiliger Zwischenscheibe (Zentrierring), c) Form C mit Ausdrehung für Axialdruckscheiben nach DIN 28 135 (für d_1 bis 160 mm). Maße s. **TB 13-1**

Die mit der Bohrungstoleranz N7 bzw. H7 ausgeführten Kupplungsnaben werden mit einer Übergangspassung auf die zu verbindenden Wellenenden gesetzt (z. B. N7/h8 bzw. H7/k6) und mit einer Passfeder gegen Verdrehen gesichert, bei stoßhaften wechselseitigen Drehmomenten auch aufgekeilt oder aufgeschrumpft und auf der Welle nachgedreht. Bei Kupplungen mit Bohrungen $d_1 > 100$ mm wird die Anwendung von Pressverbänden empfohlen (Berechnung s. 12.3.1).

Schalenkupplung

Schalenkupplungen nach DIN 115 (s. **Bild 13-10**) werden ähnlich wie Scheibenkupplungen eingesetzt, sind aber nicht so hoch belastbar, lassen sich dafür einfacher ein- und ausbauen.

Die Halbschalen werden auf die zu verbindenden Wellenenden gelegt und reibschlüssig mit diesen durch die in Taschen angeordneten Schrauben verspannt. Die Schrauben werden in wechselnder Durchsteckrichtung angeordnet, um Unwuchten zu vermeiden. Ab 55 mm Wellendurchmesser werden Passfedern (keine Keile!) zum sicheren Übertragen des Drehmomentes vorgesehen.

Für sicherheitstechnische Anforderungen sind die Kupplungen mit zusätzlichem Stahlblechmantel lieferbar (Kennzeichnung AS, BS, CS, s. **Bild 13-10**).

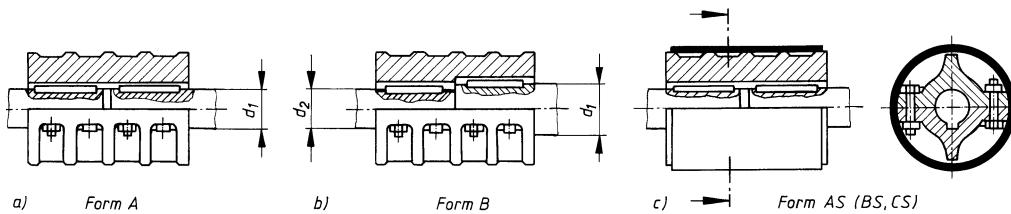


Bild 13-10 Schalenkupplungen nach DIN 115.

a) Form A für Wellenenden mit gleichen Durchmessern, b) Form B für Wellenenden mit verschiedenen Durchmessern, c) mit Stahlblechmantel; Form AS (BS, CS)

13

Stirnahnkupplungen

Die platz- und gewichtssparende Plan-Kerbverzahnung (z. B. Voith-Hirth-Verzahnung) überträgt große Drehmomente und übernimmt gleichzeitig die Zentrierung der Teile (**Bild 12-9**). Näheres ist unter 12.2.4 ausgeführt.

13.3.2 Nachgiebige Kupplungen (Ausgleichskupplungen)

Nachgiebige Kupplungen sollen Fluchtungs- und Lagefehler der zu kuppelnden Wellen ausgleichen (s. Ausgleichsfunktion unter 13.1). Je nach Bauart weisen sie eine oder mehrere Nachgiebigkeiten auf, die sich im Betrieb überlagern können. Der zulässige axiale, radiale und winklige Versatz der Kupplungshälften ΔK_a , ΔK_r und ΔK_w (vgl. **Bild 13-1a bis c**) wird von den Kupplungs herstellern angegeben (s. auch **TB 13-3, 13-4 und 13-5**) und darf von den im Betrieb auftretenden Wellenverlagerungen ΔW (vgl. Gl. (13.16)) nicht überschritten werden. Der Ausgleich der Verlagerungen erfolgt im Allgemeinen nicht kräftefrei, es entstehen Rückstellkräfte und -momente, die die Kupplung selbst und die Wellen und Lager zusätzlich belasten (vgl. 13.2.5–3.4).

Nachgiebige Wellenkupplungen sind in DIN 740 T1 aufgeführt.

1. Getriebebewegliche (drehstarre) Kupplungen

Drehstarre Kupplungen übertragen Drehmomente und leiten Drehmomentstöße und damit Schwingungen ungedämpft weiter. Meist gleiten die Kupplungshälften bzw. -teile aufeinander, was eine Schmierung der Gleitflächen erfordert; andernfalls tritt übermäßiger Verschleiß auf.

Klauenkupplung

Bei der Klauenkupplung tragen die Kupplungshälften stirnseitig drei (oder fünf) Klauen, welche wechselseitig in entsprechende Lücken der anderen Kupplungshälfte eingreifen (**Bild 13-11b**).

TNR

Hochdrehelastische Kupplungen



TSCHAN® TNR, die neuartige nicht-schaltbare Kupplung, mit einstellbaren dynamischen Kennwerten bei gleichbleibenden äußereren Abmessungen. Die drehnachgiebige Kupplung ist in allen Richtungen beweglich und gleicht daher Wellenverlagerungen der zu verbindenden Maschinen in winkliger, radialer und axialer Richtung aus.

Partner for Performance
www.ringfeder.com

**RINGFEDER**
POWER TRANSMISSION

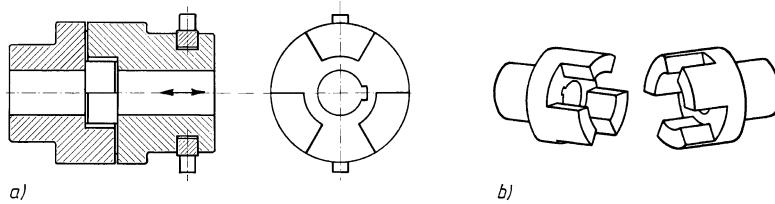


Bild 13-11 Klauenkupplung.

a) trennbar, b) nicht trennbar (schaltbar) ausgeführt

Die Klauenkupplung ermöglicht eine Längsverlagerung der Welle, z. B. hervorgerufen durch Erwärmung oder Einbauungenaugkeit, und wird deshalb in lange Wellenstränge eingebaut (Ausdehnungskupplung).

Kreuzscheiben-Kupplung

Den Kreuzscheibenkupplungen liegt das Doppelschleifengetriebe mit zwei Dreh- und zwei benachbarten Schubgelenken zugrunde (**Bild 13-12a**). Der rechtwinklige Kreuzschieber (3) gleitet in den Schleifen (1) und (2), die gleichförmig um zwei parallele Achsen vom Abstand ΔK_r umlaufen. Die Drehbewegung wird auch dann winkelgetreu übertragen, wenn sich der Achsabstand ΔK_r während des Betriebes ändert.

Werden die Schleifen (1) und (2) als Naben mit stirnseitiger Quernut und der Kreuzschieber (3) als Scheibe mit zwei um 90° versetzten Leisten ausgeführt, die in die Nabennuten passen, so entsteht die Grundform der Oldham-Kupplung (**Bild 13-12b**). Diese eignet sich zum Ausgleich geringer axialer und radialexialer Wellenverlagerungen.

Bei der Ringspann-Ausgleichskupplung (**Bild 13-12c**) greifen die Mitnehmernocken der beiden gleichen Nabenteile (Stahl oder Grauguss) um 90° zueinander versetzt in entsprechende Schlüsse der aus verschleißfestem Kunststoff bestehenden Zwischenscheibe ein. Durch Stütznocken wird eine zusätzliche winklige Nachgiebigkeit erreicht. Es treten keine nennenswerten Rückstellkräfte auf.

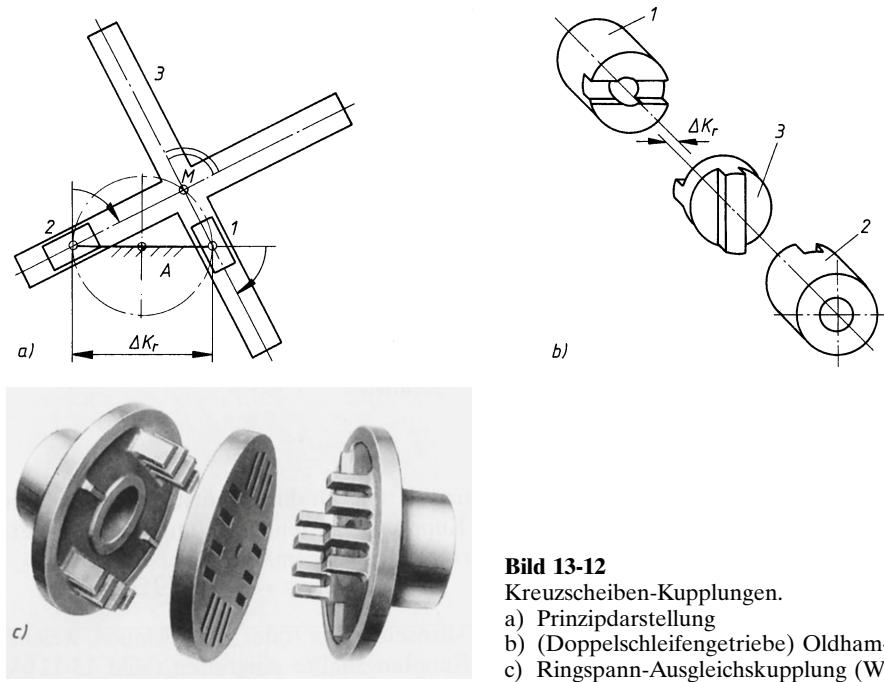


Bild 13-12

Kreuzscheiben-Kupplungen.

- Prinzipdarstellung
- (Doppelschleifengetriebe) Oldham-Kupplung
- Ringspann-Ausgleichskupplung (Werkbild)

Parallelkurbel-Kupplung

Die Schmidt-Kupplung (**Bild 13-13**) eignet sich zur Verbindung extrem radial verlagerter Wellen auf kürzestem Raum. Sie besteht aus der ortsfesten Lagerscheibe (1), der Mittelscheibe (2) und der radial verstellbaren Lagerscheibe (3). Die Scheiben sind untereinander über Bolzen mit gleich langen Lenkkern so verbunden, dass zwei hintereinander angeordnete Parallelkurbelgetriebe entstehen und die Drehbewegung winkelgetreu übertragen wird. Die Wellen sind sowohl in Ruhe, als auch während des Betriebes und unter Last, radial nach allen Seiten innerhalb der zulässigen Grenzwerte $\Delta K_r = (0,25 \dots 0,95) \cdot 2l$ verstellbar (l Lenkerlänge). Die Kupplung darf aus kinematischen Gründen weder in der Strecklage noch in der neutralen Lage (fluchtende Wellen) betrieben werden. Für einen gegebenen radialen Versatz behält die Mittelscheibe (2) ihre Lage im Raum bei, sie rotiert also zentrisch, sodass keine Unwucht erzeugt wird.

Die Schmidt-Kupplung eignet sich z. B. für den Antrieb von Walzen und Bodenverdichtern, für den stufenlosen radialen Vorschub von rotierenden Werkzeugen (unabhängig vom Antriebsmotor) und bei Wellensträngen zur Umgehung von Hindernissen.

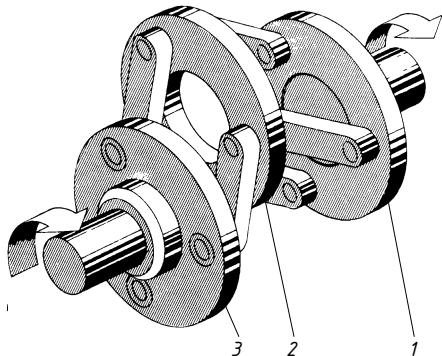


Bild 13-13
Parallelkurbel-Kupplung (Schmidt-Kupplung, Werkbild)

13

Biegenachgiebige Ganzmetallkupplung (Membran- bzw. Ringkupplung, auch Thomas-Kupplung genannt)

Die Nachgiebigkeit der Kupplungen wird durch flexible Elemente (s. **Bild 13-14a**) erreicht. Ein solches Element besteht aus einem wechselseitig mit zwei Scheiben (1) verschraubten Lamellenpaket (2). Die Scheiben werden jeweils mit den Kupplungsnaben (3) bzw. dem Zwischenstück (4) verschraubt. Bei axialen bzw. winkligen Wellenverlagerungen verformen sich die Lamellen, dabei wirken die Unterlegscheiben (5) als Distanzstücke. Die Doppelkupplung (**Bild 13-14b**) gleicht

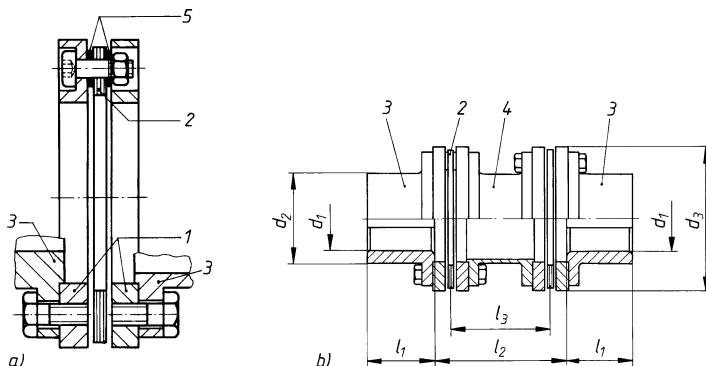


Bild 13-14 Biegenachgiebige Ganzmetallkupplung. (Thomas-Kupplung, Werkbild). a) Flexibles Element (Bauform 900), b) Kupplung aus zwei flexiblen Elementen und Zwischenstück (Bauform 901). Maße s. TB 13-2

auch radiale Wellenverlagerungen aus. Die Ausgleichskupplungen sind wartungs-, verschleiß- und spielfrei (kein Ausschlagen!) und auch bei höheren Temperaturen (bis 270 °C) einsetzbar. Sie sind empfindlich gegen Stoßbelastung und bauen größer als Zahnkupplungen. Sie werden bei Turbo-maschinen, Hubschraubern und im allgemeinen Maschinenbau eingesetzt. Hauptmaße und Aus-legungsdaten dieser Kupplungen s. **TB 13-2**.

Zahnkupplungen

Die allseitig frei beweglichen Zahnkupplungen sind zur Übertragung großer Drehmomente und hoher Drehzahlen geeignet. Bei der Zahnkupplung nach **Bild 13-15d** greift die bogenförmig und ballig ausgebildete Verzahnung der Kupplungsnaben (1) axial verschiebbar und allseitig winkelbeweglich in die gerade Innenverzahnung der Hülse (2).

Die übliche Ausführung als Doppelkupplung ermöglicht den Ausgleich von radialen Wellenverlagerungen. Zur Überbrückung großer Abstände sowie zum Ausgleich größerer Radialverlage-rungen werden die Kupplungshälften durch Zwischenstücke verbunden. Da die Zahnflanken bei Ausgleichsbewegungen aufeinander gleiten, müssen sie geschmiert werden (meist Öl- oder Fettvorratsschmierung). Kunststoffe (z. B. Hülse aus Polyamid) ergeben wartungsfreie, gegen Öl und Chemikalien beständige Zahnkupplungen von geringem Trägheitsmoment und Gewicht. Die Zahnkupplung nach **Bild 13-15d** ist zur Begrenzung des Drehmomentes mit einem Brech-bolzenteil (3) ausgestattet (Näheres unter 13.4.2).

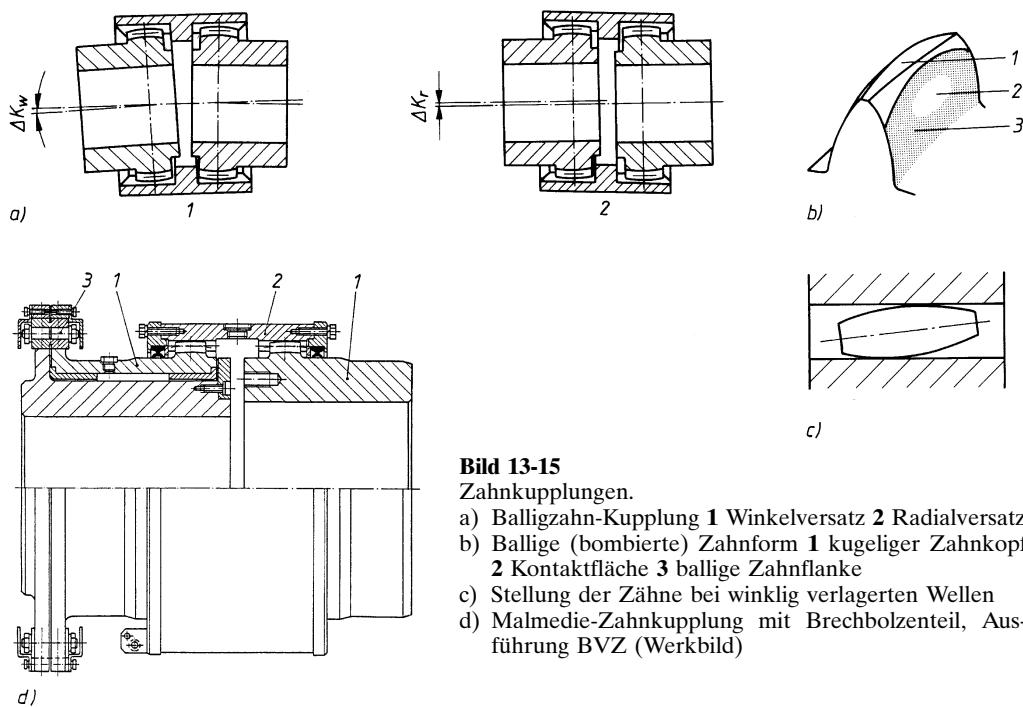


Bild 13-15

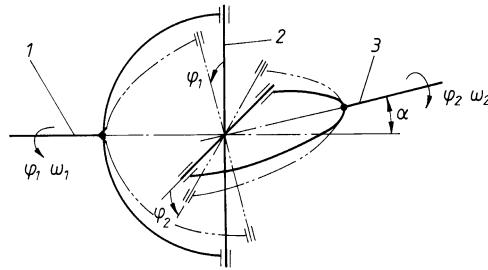
Zahnkupplungen.

- Balligzahn-Kupplung **1** Winkelversatz **2** Radialversatz
- Ballige (bombierte) Zahnform **1** kugeliger Zahnkopf **2** Kontaktfläche **3** ballige Zahnflanke
- Stellung der Zähne bei winklig verlagerten Wellen
- Malmedie-Zahnkupplung mit Brechbolzenteil, Aus-führung BVZ (Werkbild)

Gelenke und Gelenkwellen

Gelenke und Gelenkwellen können Drehmomente auch zwischen winklig zueinander stehenden Wellen übertragen.

Das **Bild 13-16** zeigt schematisch ein *Kreuzgelenk* (Kardangelenk). Beim Umlauf beschreiben die Gelenklager sphärische Bahnen. Dadurch wird die Winkelgeschwindigkeit ω_1 der Welle 1 nicht gleichförmig, sondern sinusförmig auf die Welle 2 übertragen, d. h. der Dreh-winkel φ_1 ist beim Umlauf gegenüber φ_2 abwechselnd vor- und nachlaufend (Kardanfehler, s. **Bild 13-17b**).

**Bild 13-16**

Einfaches Kreuzgelenk (schematisch).

1 treibende Welle

2 Zwischenglied (Kreuz),

3 getriebene Welle

ω₁, ω₂ Winkelgeschwindigkeiten der An- bzw.

Abtriebswelle; α Ablenkungswinkel;

φ₁, φ₂ Drehwinkel der An- bzw. Abtriebswelle

Es gilt: $\tan \varphi_2 = \tan \varphi_1 / \cos \alpha$

$$\omega_2 = \frac{\cos \alpha}{1 - \cos^2 \varphi_1 \cdot \sin^2 \alpha} \cdot \omega_1 \quad (13.22)$$

ω₁, ω₂ Winkelgeschwindigkeit der Welle 1 bzw. 2

φ₁, φ₂ Drehwinkel der Welle 1 bzw. 2

α Ablenkungswinkel zwischen An- bzw. Abtriebswelle

Die Grenzwerte sind:

$$\omega_{2\max} = \frac{\omega_1}{\cos \alpha}; \quad \omega_{2\min} = \omega_1 \cdot \cos \alpha$$

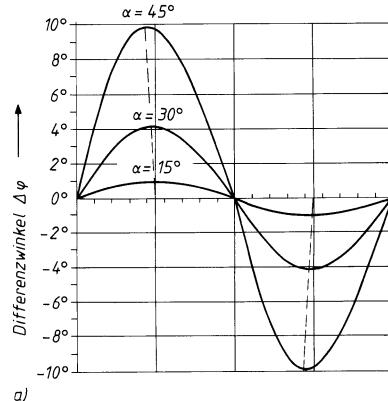
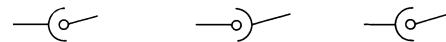
Der Kardanfehler kann durch ein in Z- oder W-Anordnung eingebautes zweites Gelenk (s. **Bild 13-18**) ausgeglichen werden. Dabei sind folgende Bedingungen einzuhalten:

- Alle Wellenteile (1, 2 und 3) müssen in einer Ebene liegen.
- Die Ablenkinkel α der beiden Gelenke müssen gleich groß sein.
- Die inneren Gelenkgabeln müssen in einer Ebene liegen.

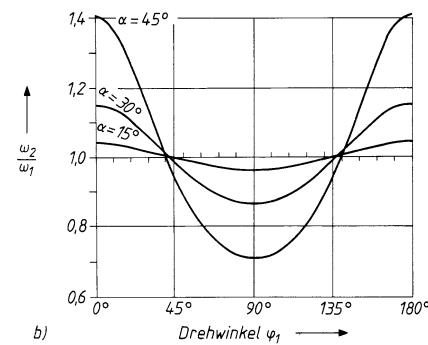
Die Drehzahlen der Gelenkwellen sind wegen der ungleichförmig umlaufenden Zwischenwelle begrenzt (Laufruhe, Biegeschwingungen).

Das Ablenken des Drehmomentes T bewirkt in den Gelenken Momentenkomponenten, welche die Welle auf Biegung beanspruchen und die Lager belasten (**Bild 13-19**). Diese Biegemomente M ändern sich periodisch und erreichen beim Drehwinkel $\varphi_1 = 90^\circ$ bei der Z- und W-Anordnung den Größtwert $M = T \cdot \tan \alpha$ (**Bild 13-19a**). Bei der W-Anordnung wirkt außerdem bei $\varphi_1 = 0^\circ$ auf die Zwischenwelle das größte Biegemoment $M = 2 \cdot T \cdot \sin \alpha$ und entsprechend auf das Gelenk der An- und Abtriebswelle die Kraft $F = 2 \cdot T \cdot \sin \alpha / l$ (**Bild 13-19b**).

Wellengelenke nach DIN 808 sind als Einfach- und Doppelgelenke genormt (**Bild 13-20**) und eignen sich zur Übertragung kleiner Drehmomente. Sie werden für Drehzahlen bis 1000 min^{-1} mit Gleitlagern, für höhere Drehzahlen bevorzugt mit Nadel-



a)



b)

Bild 13-17 Kardanfehler. Verlauf des

- Differenzwinkels $\Delta\varphi = \varphi_2 - \varphi_1$,
- der Winkelgeschwindigkeit ω_2

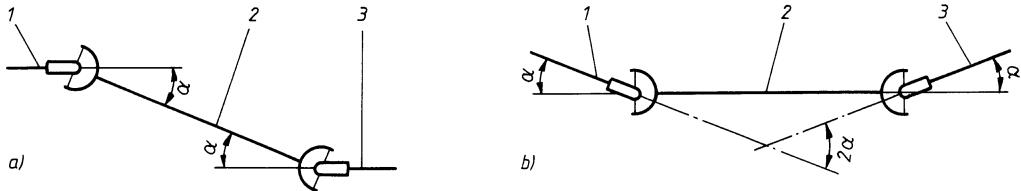


Bild 13-18 Hintereinander geschaltete Kreuzgelenke (Doppelgelenke) zur gleichförmigen Bewegungsübertragung (schematisch).

a) Z-Anordnung, b) W-Anordnung 1 Antriebswelle, 2 Zwischenwelle, 3 Abtriebswelle

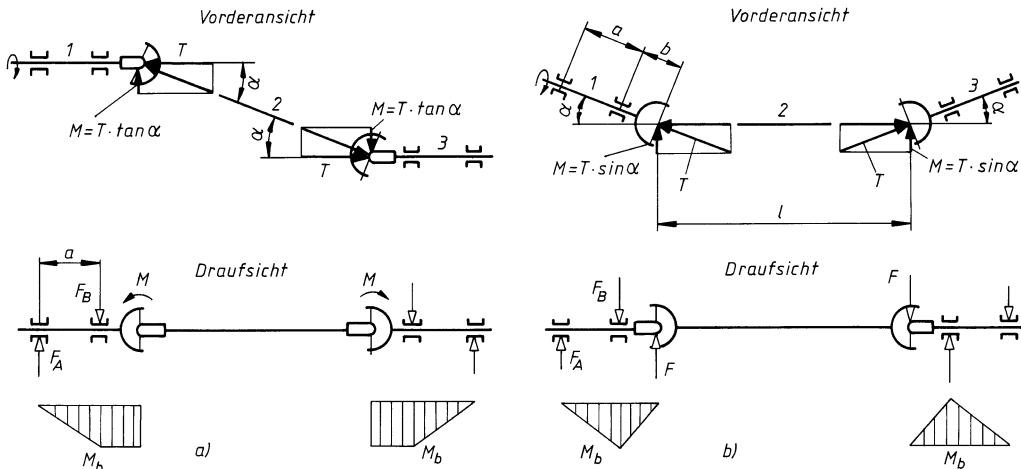


Bild 13-19 Biegemomente und Lagerkräfte bei Kreuzgelenkwellen (schematisch).

a) Z-(W-)Anordnung beim Wellendrehwinkel $\varphi_1 = 90^\circ$ (270°), b) W-Anordnung beim Wellendrehwinkel $\varphi_2 = 0^\circ$ (180°), 1 Antriebswelle, 2 Zwischenwelle, 3 Abtriebswelle

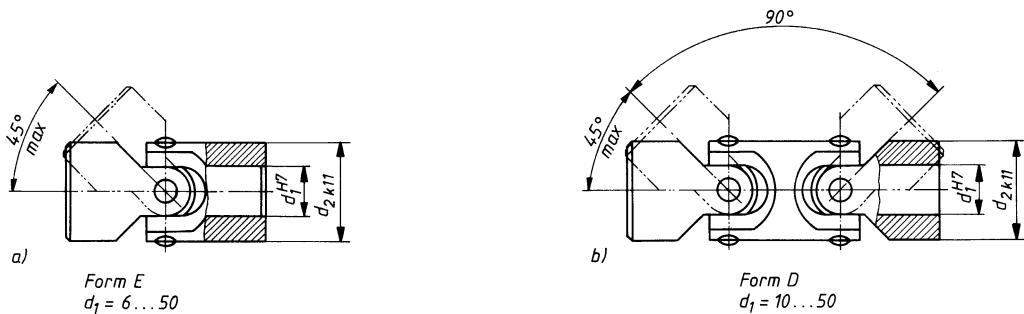


Bild 13-20 Wellengelenke nach DIN 808.

a) Einfach-Wellengelenk Form E, b) Doppel-Wellengelenk Form D

lagern ausgeführt. Der größte Ablenkungswinkel beträgt 45° (bei Doppelgelenken 90°). Ihre Befestigung auf der Welle erfolgt mit Querstift, Passfeder oder Vierkant.

Für größere Drehmomente kommen Kreuzgelenkwellen zur Anwendung (**Bild 13-21**). Die Zapfenkreuze der Gelenke sind mit nachschmierbaren abgedichteten Nadellagern versehen (**Bild 13-21c**). Der Wellenanschluss erfolgt über Rundflansche durch vorgespannte Schrauben. Verändern während des Betriebes die Gelenke ihre Lage, so werden Gelenkwellen mit Längenausgleich eingesetzt (**Bild 13-21a**). Der teleskopartige Längenausgleich wird oft kunststoffbeschich-



Systempartner für die Kraftübertragung

www.elbe-group.com

Die Elbe-Group bietet Ihnen einen umfassenden Service:

- **Lebensdauerberechnung**
Größen-Auslegung und Lebensdauer der Gelenkwellen
- **3D Modelle**
Zum Import in die gängigsten CAD-Programme
- **Produktkatalog**
Mit dem kompletten Lieferprogramm
- **Technische Informationen**
Rund um die Gelenkwellen



Beratung
und kostenloser Katalog:
0180-3-435 365



Die Unternehmen der Elbe-Group

Elbe Holding GmbH & Co. KG
74321 Bietigheim-Bissingen
Gerostraße 100
Tel. 0 71 42 / 3 53-0
Fax 0 71 42 / 3 53-3 50
www.elbe-group.com

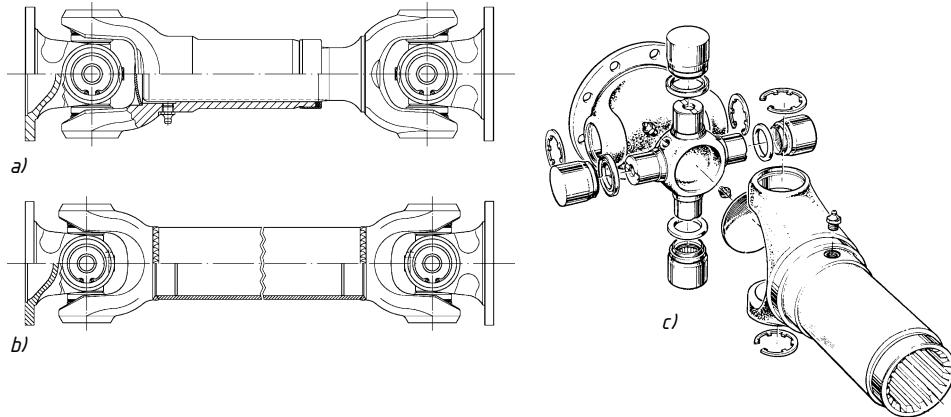


Bild 13-21 Gelenkwellen (Werkbild). a) mit Längenausgleich, b) ohne Längenausgleich in Rohrausführung, c) konstruktiver Aufbau des Gelenkes

tet, um den Reibwert der Verzahnung gering zu halten und um Wartungsfreiheit zu erreichen. Bei der Kreuzgelenkweile ohne Längenausgleich (**Bild 13-21b**) werden die Gelenke durch ein angeschweißtes Stahlrohr (kleine Masse) verbunden und ausgewuchtet.

Gleichlaufgelenke (Bild 13-22) sind schwerer und teurer als Kreuzgelenke, sie übertragen aber die Drehbewegung gleichförmig (homokinetisch) und bauen bei Ablenkungswinkeln bis ca. 45° sehr kurz. Sie haben im Kfz-Bau die Kreuzgelenke fast verdrängt und finden zunehmend Anwendung im allgemeinen Maschinenbau (z. B. Werkzeugmaschinen, Walzen- und Pumpenantriebe).

Bedingung für Gleichlauf zwischen An- und Abtriebswelle bei beliebigem Ablenkungswinkel ist, dass die Bewegung der beiden Gelenkteile spiegelbildlich zur winkelhalbierenden Ebene (Gleichlaufebene) erfolgt (**Bild 13-22a**).

13

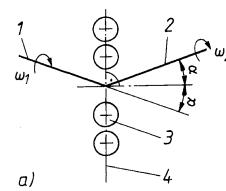
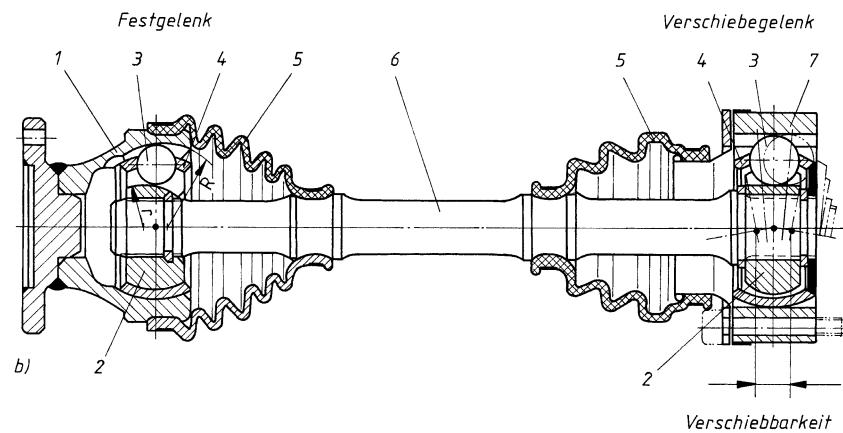


Bild 13-22

Gleichlaufgelenke (Wälzgelenke).

- Spiegelbildliche Lage der An- und Abtriebswelle zur „Gleichlaufebene“
 1 Antriebswelle, 2 Abtriebswelle, 3 kraftübertragende Kugeln,
 4 „Gleichlaufebene“
- Gleichlaufgelenkweile mit Längenausgleich (Werkbild)
 1 Achszapfen, 2 Kugelnabe, 3 Kugel, 4 Kugelkäfig, 5 Faltenbalg, 6 Welle,
 7 Gelenkstück



Beim Festgelenk nach **Bild 13-22b** wird der glockenförmige Achszapfen (1) mit der Kugelnabe (2) durch sechs im Käfig (4) geführte Kugeln (3) verbunden. Die Mittelpunkte der Radien für die Kugellaufbahnen R und r im Achszapfen und in der Kugelnabe sind nach entgegengesetzten Richtungen um gleiche Beträge versetzt, wodurch die Einstellung der Kugeln in der Gleitlaufebene erzwungen wird.

Verschiebegelenke nach **Bild 13-22b** gestatten neben der gleichförmigen Übertragung von Drehbewegungen unter Ablenkungswinkeln auch eine Verschiebung der Abtriebs- und Antriebswelle zueinander bzw. Längenänderungen der kompletten Gelenkwelle. Gegenüber dem Längenausgleich mit axial gegeneinander gleitender Profilwelle und Profilnabe (vgl. **Bild 13-21a**) treten bei der Verschiebung über Kugeln (rollende Reibung) geringere Reibungskräfte und kleinerer Verschleiß auf. Die mit Gleitlauf-Verschiebegelenken erreichbaren Ablenkungswinkel sind allerdings auf ca. 18° begrenzt.

Das Verschiebegelenk (**Bild 13-22b**) besteht aus einem ringförmigen Gelenkstück (7), der Kugelnabe (2), dem Kugelkäfig (4) und sechs Kugeln (3). Die Kugelbahnen sind schraubenförmig in Gelenkstück und Kugelnabe so eingearbeitet, dass sich ihre Bahnen kreuzen und damit in jeder Stellung die Lage der das Drehmoment übertragenden Kugeln in der Gleitlaufebene fixiert ist.

2. Drehnachgiebige Kupplungen

Drehnachgiebige Kupplungen haben die Aufgabe, Drehmomentstöße zu mildern bzw. zu dämpfen (s. 13.1).

2.1 Metallelastische Kupplungen

Ihr Aufbau und ihre Funktionsweise wird durch die verwendete Feder bestimmt. Die meist lineare Federkennlinie wird häufig durch entsprechende Maßnahmen in eine progressive geändert (vgl. 10.1.1). Durch Reibung in den Federelementen weisen Metallfeder-Kupplungen vereinzelt ein gutes Dämpfungsvermögen auf; sie sind ölfest und temperaturbeständig.

Bei der **Schlangenfeder-Kupplung** (**Bild 13-23a**) erfolgt die Kraftübertragung durch schlängelförmig gewundene Stahlfedern (4), die in die nutenförmige Verzahnung der beiden Kupplungsscheiben (1 und 2) eingelegt werden. Diese Nuten erweitern sich zur Mitte der Kupplung hin. Dadurch wird die freie Stützweite der Stahlfeder mit steigendem Drehmoment verkürzt (vgl. **Bild 13-23b**) und die Kupplung erhält eine progressive Drehfederkennlinie. Bei großen Stoßdrehmomenten kommen die Stahlfedern an den Nutflanken voll zur Anlage, die Kupplung verliert dann ihre Drehnachgiebigkeit und verhält sich wie eine drehstarre Kupplung. Ein geteiltes Federgehäuse (3) erlaubt den Ein- und Ausbau von Wellen ohne deren axiale Verschiebung und nimmt das Schmierfett auf.

Die **Schraubenfeder-Kupplung** (**Bild 13-24**) besteht aus zwischen den Kupplungsnaben (1) in Umfangsrichtung vorgespannten Schraubendruckfedern (4), die sich über schwenkbare Führungs-

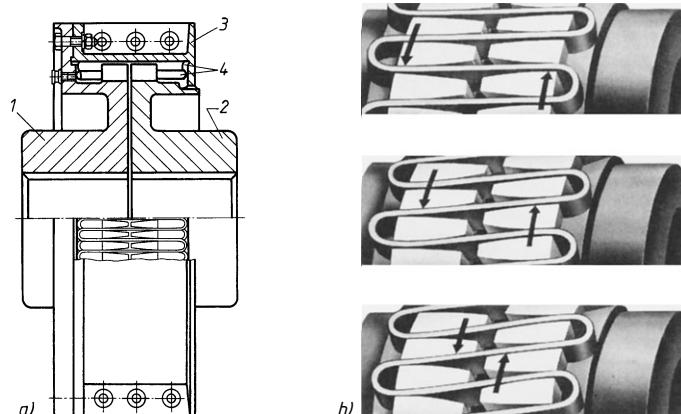


Bild 13-23
Schlangenfeder-Kupplung
(Werkbild).

- a) Bibby-Kupplung mit waagerecht geteiltem Federgehäuse (Bauart WB)
- b) Elastische Verformung der Federn bei Halblast, Normallast und Stoßlast (von oben nach unten)

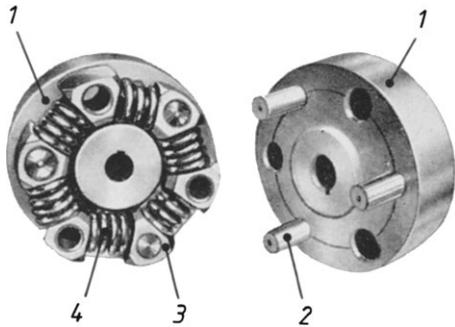


Bild 13-24 Schraubenfederkupplung (Cardeflex-Kupplung, Werkbild)



Bild 13-25 Mehrlagen-Schraubenfeder-Kupplung (Simplaflex-Kupplung, Bauform MM, Werkbild)

körper (3) und Mitnehmerbolzen (2) wechselseitig an den Naben abstützen. Durch Hintereinanderschalten der verdrehspielfreien, allseitig verlagerungsfähigen und robusten Kupplungen lassen sich elastische Gelenkkwellen ausführen.

Bei der *Mehrlagen-Schraubenfeder-Kupplung* (**Bild 13-25**) ist der aus drei gegenläufigen Schraubenfedern gewundene Federkörper in die Anschlussnaben eingelötet. Da sich bei der Übertragung des Drehmomentes immer zwei Federlagen aufeinander abstützen können, sind die Kupplungen für beide Drehrichtungen verwendbar und weisen ein gutes Dämpfungsvermögen auf. Sie zeichnen sich ferner durch einen kleinen Außendurchmesser, glatte Oberfläche und völlige Wartungsfreiheit aus.

2.2 Gummielastische Kupplungen mittlerer Elastizität

Dabei handelt es sich überwiegend um Bolzen- oder Klauenkupplungen mit auf Druck beanspruchten elastischen Zwischenelementen. Sie weisen einen kleinen Verdrehwinkel und geringe Dämpfung auf. Sie eignen sich in einfachen Antrieben (z. B. Ventilatoren, Kreiselpumpen) zum Ausgleich von Anfahrtößen und Wellenverlagerungen, erlauben relativ große axiale Verlagerungen, sind wartungsfrei und arbeiten auch nach der Zerstörung der elastischen Elemente noch durchschlagsicher (wichtig bei Hubwerken, Aufzugsantrieben). Diese preisgünstigen Kupplungen sind dank ihrer progressiven Drehfederkennlinie robust und hoch überlastbar.

Die *elastische Klauenkupplung* (**Bild 13-26**) überträgt das Drehmoment über elastische Pakete aus Perbunan, die sich in gleichmäßig auf dem Umfang verteilten Taschen der einen Kupplungshälfte befinden. In die Zwischenräume greifen die entsprechend ausgebildeten Finger der anderen Kupplungshälfte ein. Für Reversierbetrieb und bei starken Drehmomentstößen kann durch Einbau erhöhter Pakete das schädliche Drehspiel ausgeschaltet werden. Eine dreiteilige Bauart gestattet das Auswechseln der elastischen Elemente und den radialen Ausbau der Kupp lungswelle, ohne dass die An- oder Abtriebsseite verschoben werden muss.

Die *elastische Klauenkupplung* (**Bild 13-27**) besteht aus zwei Kupplungshälften mit konkav ausgebildeten Klauen, die in die Zwischenräume eines Sternes aus Vulkolan greifen. Die Zähne des Sternes sind ballig gestaltet, um bei Wellenverlagerungen Kantenpressing zu vermeiden.

Bei der *elastische Bolzenkupplung* (**Bild 13-28**) greifen die in einem Kupplungsflansch befestigten Bolzen mit ihren axial vorgespannten Profilhülsen in entsprechende Bohrungen des anderen Kupplungsflansches ein. Mehrere verschieden tiefe Rillenprofile am Umfang der Hülsen bewirken eine progressive Drehfederkennlinie, ein gutes Arbeitsvermögen und bei Wellenverlagerungen nur geringe Rückstellkräfte. Profilhülsen mit unterschiedlichen elastischen Eigenschaften erlauben eine Abstimmung der Kupplung auf den jeweiligen Belastungsfall.

2.3 Gummielastische Kupplungen hoher Elastizität

Diese Kupplungen übertragen das Drehmoment spielfrei über wulst-, scheiben- oder ringförmige Gummielemente. Da Drehmomentstöße durch die große Dämpfung rasch abgebaut werden,

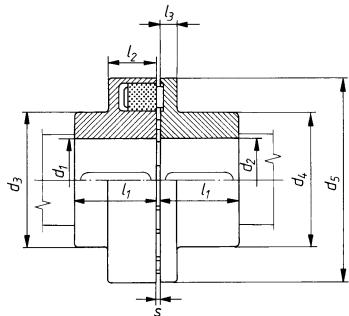
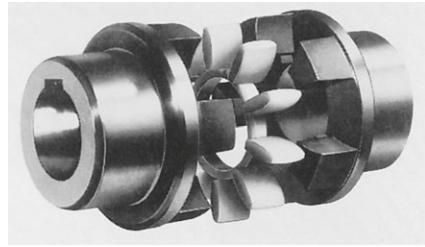
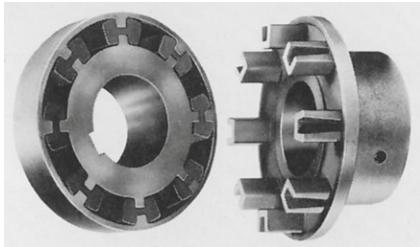


Bild 13-26 Elastische Klauenkupplung (N-Eupex-Kupplung, Bauform B, Werkbild). Maße und Auslegungsdaten s. **TB 13-3**

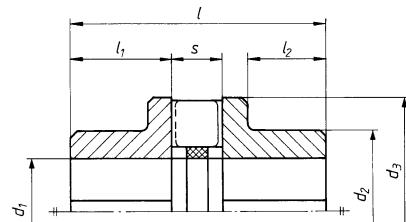


Bild 13-27 Elastische Klauenkupplung (Hadeflex-Kupplung, Bauform XW1, Werkbild). Maße und Auslegungsdaten s. **TB 13-4**

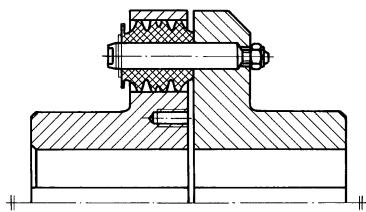


Bild 13-28 Elastische Bolzenkupplung

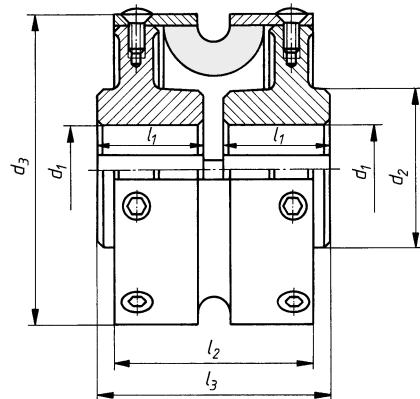


Bild 13-29 Hochelastische Wulstkupplung (Radaflex-Kupplung, Bauform 300, Werkbild). Maße und Auslegungsdaten s. **TB 13-5**

eignen sich diese Kupplungen für stark ungleichförmige Antriebe (z. B. Kolbenmaschinen, Pressen). Durch ihre hohe Elastizität können sie große Wellenverlagerungen ausgleichen. Die Drehfederkennlinien sind linear, bei Zwischenring-Kupplungen meist leicht progressiv.

Die *hochelastische Wulstkupplung* (**Bild 13-29**) überträgt Drehmomente über auf Stahlhalbschalen vulkanisierte, nach innen gewölbte Gummihalbreifen. Die Halbschalen werden mit den Naben verschraubt und ermöglichen eine einfache Montage.

Bei der *hochelastischen Scheibenkupplung* (**Bild 13-30**) ist eine kegelförmige Gummischeibe an Nabe und Flansch der Kupplung vulkanisiert. Durch unterschiedliche Gummisorten kann die Drehfederkennlinie verändert werden.

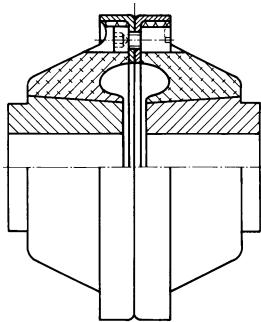


Bild 13-30 Hochelastische zweiseitige Scheiben-Kupplung (Kegelflex-Kupplung, Werkbild)

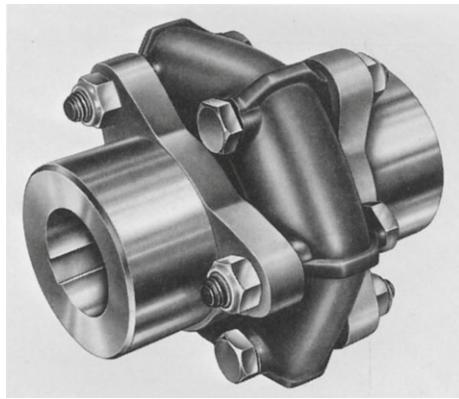


Bild 13-31 Hochelastische Zwischenring-Kupplung (Werkbild)

Die *hochelastische Zwischenring-Kupplung* (**Bild 13-31**) überträgt das Drehmoment über einen vier-, sechs- oder achtseitigen Ring, welcher wechselseitig mit den beiden Stahl-Flanschnaben verschraubt ist. Der hochelastische Zwischenring aus zylindrischen Gummikörpern, mit an den Eckpunkten einvulkanisierten Stahlblechhülsen, wird beim Einbau radial vorgespannt. Dadurch treten auch bei Belastung keine für Gummi ungünstigen Zugspannungen auf, außerdem besitzt auf Druck beanspruchter Gummi ein großes Arbeitsvermögen.

13.4 Schaltbare Kupplungen

13

Schaltbare Kupplungen dienen dem betrieblichen Unterbrechen und Wiederherstellen der Verbindung von Antriebsteilen und bilden die umfangreichste Gruppe innerhalb der Kupplungen. Sie lassen sich nach folgenden Gesichtspunkten gliedern:

1. Nach *Art ihrer Betätigung* (vgl. **Bild 13-3b**) in fremdbetätigten Kupplungen (z. B. mechanisch, elektromagnetisch, hydraulisch und pneumatisch betätigt) als eigentliche Schaltkupplungen und selbsttätig schaltende, d. h. drehzahl-, moment- oder richtungsbetätigten Kupplungen entsprechend als Fliehkraft-, Sicherheits- oder Freilaufkupplungen, womit auch schon ihre Funktionen (Einsatzgebiete) festgelegt sind.
2. Nach der *Art ihrer Kraftübertragung* bzw. des Schlusses in formschlüssige, kraftschlüssige und reibschlüssige Kupplungen (vgl. **Bild 13-3b**). Da Reibungskupplungen äußere Anpresskräfte erfordern, werden sie häufig unter den kraftschlüssigen Kupplungen aufgeführt.
3. Nach ihrer *konstruktiven Gestaltung* in Klauenkupplungen, Zahnkupplungen, Lamellenkupplungen usw.

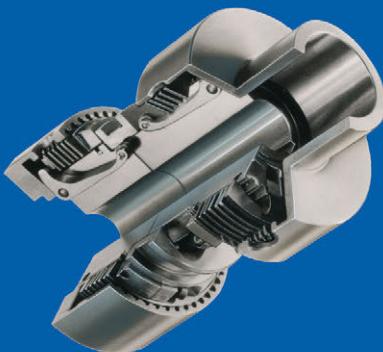
Die magnetischen und hydrodynamischen Kupplungen, welche zur Aufrechterhaltung der Funktion einen gewissen Schlupf erfordern (Schlupfkupplungen), lassen sich bei den kraftschlüssigen Kupplungen einordnen. Sie werden in den Abschnitten 13.4.5 und 13.4.6 gesondert behandelt. Aus der Vielzahl dieser Kupplungen können hier nur einige typische Bauformen exemplarisch beschrieben werden.

13.4.1 Fremdbetätigtes Kupplungen (Schaltkupplungen)

1. Formschlüssige Schaltkupplungen

Formschlüssige Schaltkupplungen sind nur trennbar (s. 13.1), d. h. sie lassen sich nur bei (an-näherndem) Stillstand oder Synchronlauf und nur in bestimmten Stellungen der Kupplungshälften

PRODAN entwickelt und produziert schaltbare Kupplungen und Bremsen seit über 50 Jahren im Drehmomentbereich von 1 bis 200.000 Nm für jegliche Maschinenbau-Branchen.



Unabhängig von Einsatzgebiet und Betätigungsart schätzen unsere Kunden neben unserem umfangreichen Sortiment an Standardausführungen die jeweils individuell erarbeiteten Lösungen, sowie die hohe Wirtschaftlichkeit unserer Produkte.

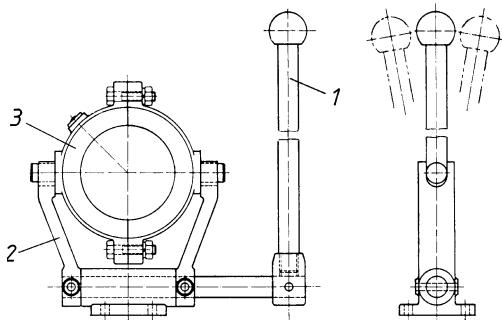
schaltbare Kupplung
Elektromagnetkupplung Sicherheitsrutschkupplung
federbelastete Sicherheitsbremse
Zahnkupplung Rutschnabe mechanische Doppelkupplung
Lamellenkupplung Reibkupplung
hydraulisch betätigte Kupplung Polflächenbremse
Polflächenkupplung pneumatisch betätigte Kupplung
Kupplungs-Brems-Kombination (KBK)

prodan® seit 1956

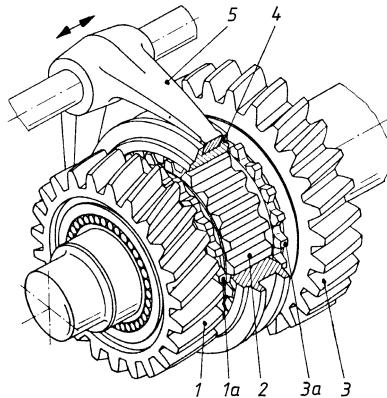
L A M E L L E N - K U P P L U N G E N - B R E M S E N

PRODAN GmbH
Siedlerstr. 8
71126 Gäufelden

E-Mail: info@prodan.com
Tel.: +49 7032 9577-0
Fax: +49 7032 9577-27

**Bild 13-32** Kupplungsschalter.

1 Handhebel, **2** Schaltgabel, **3** Schaltring
(Seitenansicht ohne Schaltring dargestellt)

**Bild 13-33** Schaltbare Zahnkupplung im ZF-
Allklauegetriebe (Werkbild)

ten zueinander kuppeln. Sie lassen sich unter Last entkuppeln, wenn die durch die Umfangskraft (Drehmoment) bedingten Reibkräfte dies zulassen. Die Betätigung erfolgt meistens mechanisch über Gleitmuffe, Schaltring und Schaltgabel (vgl. **Bild 13-32**). Die verschiebbare Kupplungshälfte wird auf die zeitweise stillstehende Welle gesetzt, um Verschleiß und Erwärmung zu vermeiden.

Bei der *trennbaren Klauenkupplung* (**Bild 13-11a**) erfolgt das Ein- und Entkuppeln durch mittels Gleitfedern geführtes axiales Verschieben einer Kupplungshälfte um etwas mehr als die Klauenhöhe. Das Einkuppeln wird durch abgerundete oder abgeschrägte Klauen erleichtert. *Schaltbare Zahnkupplungen* nach Bild 13-33 werden in Kraftfahrzeuggetrieben verwendet. Die zu kuppelnden Zahnräder (1) und (3), die je mit einem Kupplungszahnkranz (1a) und (3a) versehen sind, sitzen drehbar (lose) auf der Welle, während das Kupplungszahnrad (2) fest mit der Welle verbunden ist. Die Kupplung wird betätigt, indem die innenverzahnte Kupplungsmuffe (4) durch die Schaltgabel (5) nach rechts oder links verschoben wird.

Das Schalten während des Betriebes wird durch Gleichlaufeinrichtungen (Synchronisierung) erleichtert, die im Prinzip aus vorgeschalteten Kegelkupplungen bestehen. Eine Schaltperre (Synchronperre) sorgt dafür, dass erst bei völligem Gleichlauf die Muffe (4) über die Verzahnung (1a oder 3a) geschoben werden kann und damit Welle und Zahnrad (1 oder 3) formschlüssig verbunden sind.

2. Kraft-(Reib)-schlüssige Schaltkupplungen

Die reibschlüssigen Schaltkupplungen lassen sich im Betrieb unter Last schalten. Sie können ein Drehmoment nur übertragen, wenn auf die Reibflächen eine der Größe des Drehmomentes entsprechende Normal-(Anpress-)Kraft wirkt. Nachteilig ist die beim Einschalten (Rutschen) entstehende Reibungswärme und der unvermeidbare Verschleiß der Reibungsflächen. Je nach Form (eben, kegelig oder zylindrisch) und Anzahl der Reibungsflächen unterscheidet man Einflächen-, Zweiflächen-(Einscheiben-), Mehrflächen-(Lamellen-), Kegel- und Zylinderkupplungen (**Bild 13-34**). Die Kupplungen bestehen aus einem Betätigungsteil (z. B. Magnetspule) und einem Kraftübertragungsteil (z. B. Lamellen). Nach dem Aufbau unterscheidet man die Gehäuseausführung (Betätigungs- und Kraftübertragungsteil bilden mit dem Außenmitnehmer eine Einheit) und die Trägerausführung (Betätigungs- und Kraftübertragungsteil bilden mit dem Innenmitnehmer oder Träger eine Einheit). Außerdem wird noch zwischen Nass- und Trockenlauf unterschieden, je nachdem ob die Reibflächen geölt werden oder trocken bleiben müssen (Reibungszahl!). Als Reibstoffpaarungen werden für Nasslauf meist Stahl/Stahl und Stahl/Sinterbronze und für Trockenlauf Stahl (Grauguss)/Reibbelag und Stahl/Sinterbronze eingesetzt.

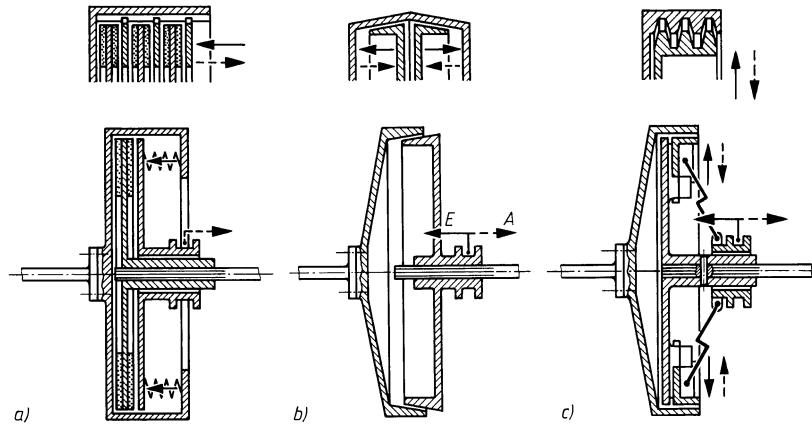


Bild 13-34 Einteilung der reibschlüssigen Schaltkupplungen nach der Form der Reibflächen. a) Scheibenkupplung (Ein-, Zwei- oder Mehrflächenkupplung), b) Kegelkupplung, c) Zylinder-(Backen-)Kupplung, E Einschalten (Kuppeln), A Ausschalten (Entkuppeln).

2.1 Mechanisch betätigte Schaltkupplungen

Bei mechanisch betätigten Schaltkupplungen wird die für den Reibungsschluss notwendige Anpresskraft meist über selbstsperrende Hebelsysteme oder Federn aufgebracht. Diese einfachste Art der Betätigung ist anwendbar, wenn keine Fernsteuerung verlangt wird und die Schaltgenauigkeit ausreicht.

Zweiflächen-Kupplung

Bei der Zweiflächen-(Einscheiben-)Kupplung mit Rastung nach **Bild 13-35a** wird das Drehmoment von der Mitnehmernabe (2) über eine Zahn- oder Bolzenverbindung in die Reibscheibe

13

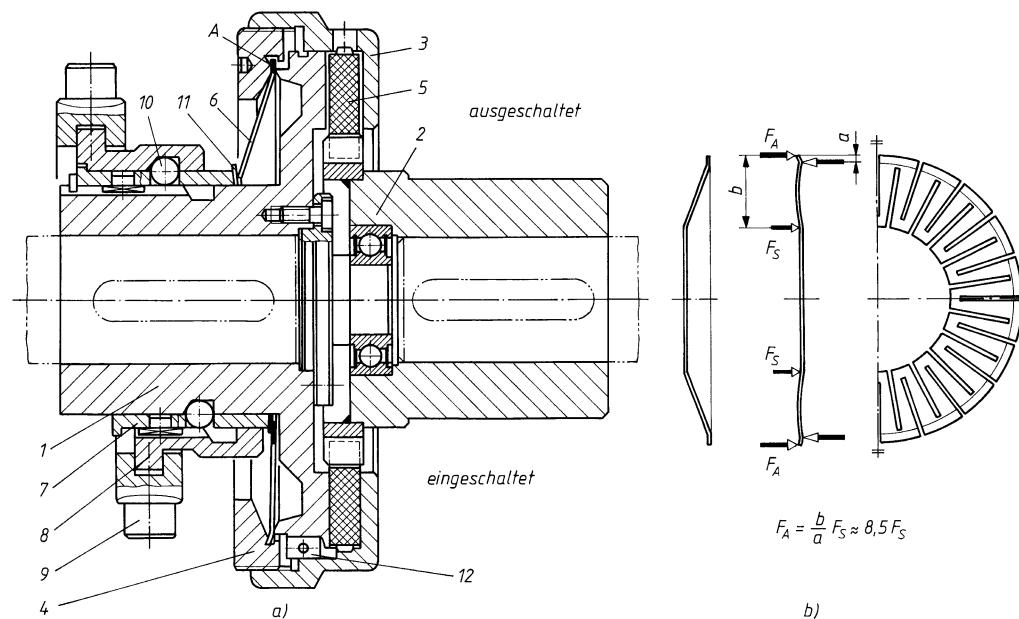


Bild 13-35 Mechanisch betätigtes Zweiflächen-(Einscheiben-)Kupplung (Werkbild). a) Ringspann-Schaltkupplung mit Rastung (Bauform KSW) in ausgeschaltetem (oben) und eingeschaltetem (unten) Zustand, b) Ringspann-Anpressfeder mit an ihr wirkender Schalt-(F_S) und Anpresskraft (F_A).

(5) eingeleitet. Beim Einkuppeln wird der Kupplungsring (3) über den Einstellring (4) durch die Anpressfeder (6) nach links gedrückt und damit gegen die Reibscheibe (5) und die Kupplungsnabe (1) gepresst. Die Anpressfeder wird mittels Schaltring (9) über die Schaltmuffe (8), die Schaltbuchse (7) und die Tellerfeder (11) verspannt (eingeschalteter Zustand) oder entlastet. Hierbei rasten die Kugeln (10) in den jeweiligen Endstellungen in Ringnuten ein und entlasten dadurch den Schaltring. Das Ein- und Nachstellen der Kupplung erfolgt über den in den Kupplungsring eingeschraubten Einstellring. Die in Nuten geführten Zylinderrollen (12) ermöglichen das Verschieben der Teile (1) und (3) zueinander und verhindern ein Verdrehen gegeneinander.

Gegenüber Lamellenkupplungen haben Zweiflächenkupplungen den Vorteil, dass die anfallende Reibungswärme besser gespeichert und abgeführt werden kann und das Leerlaufmoment kleiner ist. Sie bauen allerdings größer und sind teurer.

Lamellenkupplungen

Die Lamellenkupplungen (z. B. **Bild 13-36**) haben heute den größten Anwendungsbereich. Durch mehrere hintereinandergeschaltete, abwechselnd mit den Kupplungshälften verbundene Reibscheiben (Lamellen) wird die Anzahl der Reibungsflächen und damit in gleichem Maße das übertragbare Drehmoment erhöht. Ihre Vorteile gegenüber allen anderen Bauarten sind ihre kleineren Abmessungen und ihr günstiger Preis. Nachteilig ist, dass sie keine großen Wärmemengen speichern und abgeben können und dass stets ein kleines Leerlaufdrehmoment auftritt.

Bei der Sinus-Lamellenkupplung (**Bild 13-36**) trägt der mit der Welle durch eine Passfeder verbundene Innenmitnehmer (1) eine Außenverzahnung, in die die Zähne der gehärteten und in Umfangsrichtung gewellten Sinus-Innenlamellen (3) eingreifen. Die in gleicher Weise mit dem Außenmitnehmer (2) verbundenen Außenlamellen (4) sind entweder gehärtete und plan geschliffene Stahllamellen (Nasslauf) oder Stahllamellen mit Sinterbelag. Das Kuppeln erfolgt durch Verschieben der Schaltmuffe (5) über drei im Innenmitnehmer angeordnete Winkelhebel (6). Diese drücken mit ihren kurzen Enden auf das Lamellenpaket und bewirken den Reibschluss zwischen den Lamellen. Die federnde Ausbildung der Kupplungshebel verhindert einen stärkeren Drehmomentabfall bei Lamellenverschleiß und vermeidet häufiges Nachstellen der Kupplung.

Die Sinus-Lamellen bewirken durch ihre Federwirkung ein weiches Kuppeln, da während des Schaltvorganges eine stetige Vergrößerung der Reibungsflächen durch allmähliches Abflachen der Sinuslinie bis zum Tragen der ganzen Fläche erfolgt.

Ein sicheres Entkuppeln wird durch die Eigenfederung der Sinus-Lamellen bewirkt, die im Leerlauf der Kupplung nur Linienberührung haben, sodass Leerlaufmitnahme, Erwärmung und Verschleiß unbedeutend sind.

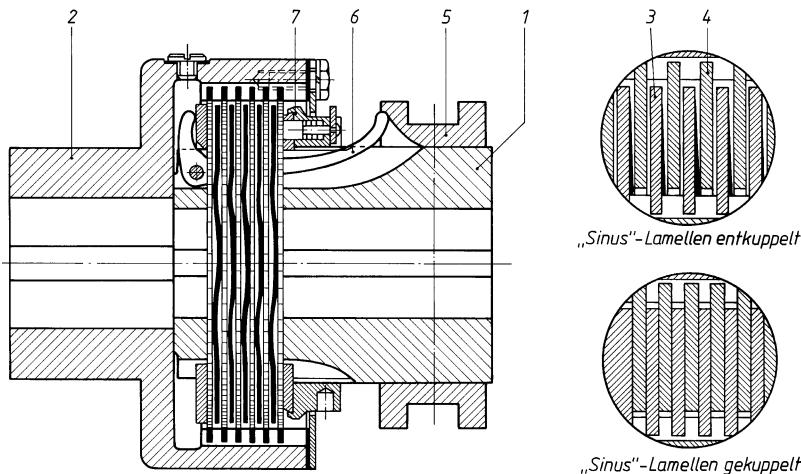


Bild 13-36 Mechanisch betätigtes Sinus-Lamellenkupplung (Werkbild)

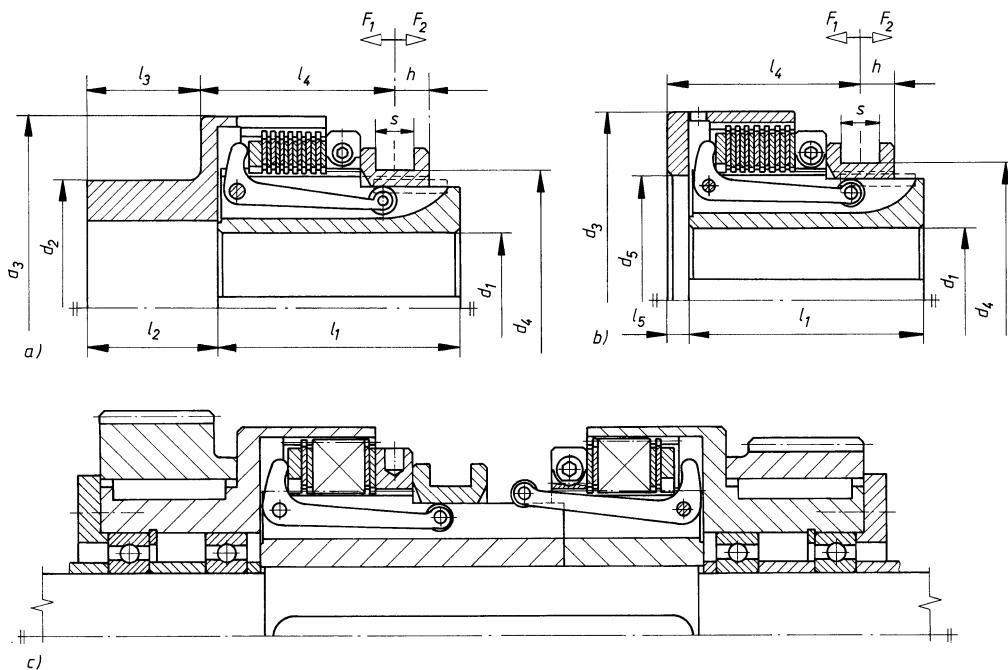


Bild 13-37 Mechanisch betätigtes BSD-Lamellen-Kupplungen (Werkbild).
a) mit Nabengehäuse (Bauform 493), b) mit Topfgehäuse (Innenflansch, Bauform 491), c) Doppelkupplung mit Nabengehäuse in einem Wendegetriebe. Maße und Auslegungsdaten zu a) und b) s. TB 13-6.

Die Stellmutter (7) dient zur Einstellung des Drehmomentes und zur Verschleißnachstellung. Mechanisch betätigtes Lamellenkupplungen mit verschiedenen gestalteten Außengehäusen als lose Außenmitnehmer zeigt **Bild 13-37a** bis **c**. Betätigungsteil und Kraftübertragungsteil der Kupplung bilden mit dem Innenmitnehmer eine Einheit. Bei der Doppelkupplung (**Bild 13-37c**) sind zwei Einfachkupplungen mit Nabengehäuse zu einer Einheit verbunden. Wahlweise kann die eine oder die andere Kupplung geschaltet werden.

Reibungsring-Kupplung

Eine Kombination von Kegel- und Zylinder-Reibungskupplung stellt die Reibungsring-Kupplung mit schwimmendem Keilreibring dar (**Bild 13-38**). Sie verfügt durch die weit außen liegenden Reibflächen über eine gute Wärmeabführung und benötigt durch die kegelförmigen Reibflächen geringe Schaltkräfte.

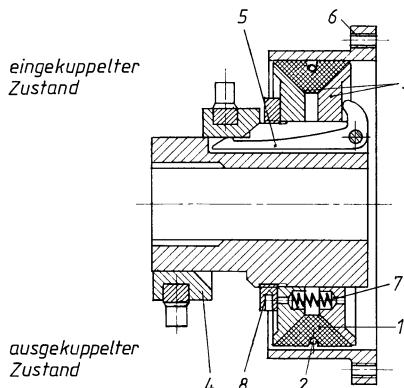


Bild 13-38

Mechanisch betätigtes Reibungsring-Kupplung (Conax-Kupplung, Bauart CMF, Werkbild)

Das Kuppeln erfolgt wie bei den mechanischen Lamellenkupplungen durch Verschieben der Schaltmuffe (4) über die Winkelhebel (5), die die Tellerscheiben (3) zusammendrücken und dabei den in Segmente geteilten Reibring (1) nach außen gegen den Kupplungsmantel (6) pressen und damit Reibschluss herstellen. Beim Entkuppeln drücken die Druckfedern (7) die Tellerscheiben auseinander und die Zugfeder (2) den Reibring nach innen. Ein- und Nachstellen der Kupplung erfolgt über den Gewindering (8). Durch die Konusflächen erfolgt eine Zentrierung der beiden Kupplungshälften.

Kupplungen dieser Bauart („Doppelkonus-Kupplungen“) werden auch mit hydraulischer und pneumatischer Betätigung ausgeführt und überwiegend für Trockenlauf im allgemeinen Maschinenbau eingesetzt.

2.2 Elektromagnetisch betätigte Kupplungen

Bei den elektromagnetisch betätigten Kupplungen handelt es sich meist um Einscheiben-, Lamellen- oder Zahnkupplungen, bei welchen eine stromdurchflossene Spule ein magnetisches Feld aufbaut, dessen Kraftwirkung die für den Reibschluss erforderliche Anpresskraft aufbringt (*arbeitsbetätigt*) oder die durch Federkraft geschlossene Kupplung öffnet (*ruhebetätigt*). Ruhebetätigte Kupplungen werden dann gewählt, wenn die Kupplung fast ständig eingeschaltet ist oder wenn bei Stromausfall die Drehmomentübertragung nicht unterbrochen werden darf (z. B. bei Hubwerken). Unterschieden werden zwei Grundformen: Kupplungen mit magnetisch durchflutetem und solche mit magnetisch nicht durchflutetem Kraftübertragungsteil. Bei letzteren wird durch die Magnetkraft eine Ankerscheibe angezogen, welche die auf sie ausgeübte Kraft an dem mechanischen Kraftübertragungsteil abstützt und dadurch Reibschluss bewirkt. Zwischen Ankerscheibe und Magnetkörper verbleibt in eingeschaltetem Zustand ein Luftspalt (deshalb auch „Luftspaltkupplung“, vgl. **Bild 13-41a**).

Nach der Art der Stromzuführung werden Kupplungen mit Schleifringen und schleifringlose Kupplungen unterschieden, letztere mit stillstehendem Magnetkörper (z. B. **Bild 13-39**).

Die elektromagnetische Betätigung wird am häufigsten verwendet. Sie ermöglicht den Bau fernbedienbarer Kupplungen mit kleinem Bauvolumen, welche sich besonders für die Automation eignen. Nachteilig sind die Wärmeentwicklung durch die Magnetspule, die Magnetisierung der Umgebung und der dauernde Stromverbrauch während des Betriebes.

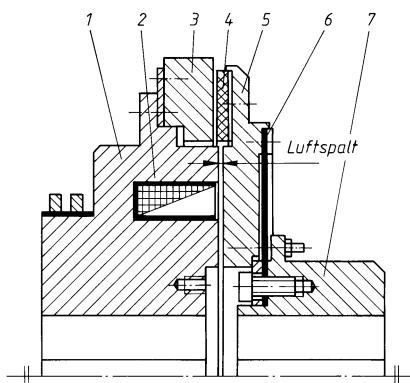


Bild 13-39
Elektromagnetisch betätigtes Schleifring-Einflächen-Kupplung mit Luftspalt und Membran (Bauform MBA, Werkbild)

Einflächenkupplung

Trocken laufende Einflächenkupplungen mit *Luftspalt* und *Schleifring* haben sich bei hoher Wärmebelastung im gesamten Maschinenbau und insbesondere bei Antrieben mit Dieselmotoren (z. B. Notstromaggregatebau) bewährt. Sie arbeiten ohne Leerlaufdrehmoment. Der sich durch Verschleiß verkleinernde Luftspalt muss nachgestellt werden.

Bei der Einflächenkupplung nach **Bild 13-39** ist der Magnetkörper (1) mit Spule (2) und Reibring (3) auf der Antriebswelle befestigt. Durch Erregen der Spule wird die über die Stahlmembran (6) und Nabe (7) mit der Abtriebswelle verbundene Ankerscheibe (5) gegen den Reibring

gezogen und überträgt damit reibschlüssig das Drehmoment. Bei Unterbrechung des Stromes drücken Membran (6) und zusätzliche Rückholfeder die Ankerscheibe (5) zurück.

Der auf der Ankerscheibe (5) befestigte Reibbelag (4) ist zweiteilig und daher leicht austauschbar. Der Luftspalt ist über Beilegscheiben oder Gewinde zwischen Magnetkörper (1) und Reibring (3) einstellbar.

Einflächenkupplungen *ohne Luftspalt* werden meist in schleifringloser Ausführung gebaut. Da der Reibschluss unmittelbar über die Polflächen erfolgt, werden sie auch als Polflächen-Reibkupplungen bezeichnet. Sie haben einen einfachen Aufbau, kurze Schaltzeiten und sind wartungsfrei. Sie werden als Kleinstkupplungen z. B. in Büromaschinen, Tonbändern und EDV-Anlagen, in größeren Ausführungen z. B. in Genauigkeitsschaltungen bei Werkzeugmaschinen und als Lüfterkupplung im Kfz-Bau eingesetzt.

Bei der Einflächenkupplung nach **Bild 13-40** zur Verbindung zweier Wellen ist der stillstehende Magnetkörper (1) durch ein Kugellager auf der Rotornabe (5) zentriert und mit dem Halteblech (4) gegen Verdrehen gesichert. Der Rotor (6) weist zwei magnetisch gegeneinander isolierte Polflächen auf, zwischen denen der Reibbelag (7) liegt. Er ist mit der Rotornabe (5) verschraubt.

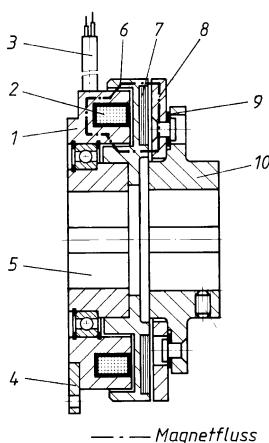


Bild 13-40

Elektromagnetisch betätigtes schleifringlose Einflächenkupplung ohne Luftspalt (Bauform 160, Werkbild)

13

Die Verbindung zwischen Ankerscheibe (8) und Ankernabe (10) über die Membranfeder (9) erfolgt drehspielfrei durch Niete. Die Kupplung eignet sich daher zur Übertragung von Wechseldrehmomenten (kein Ausschlagen wie bei Kupplungen mit Verzahnungen!). Zur Reduzierung magnetischer Streuflüsse sind beide Naben (5 und 10) aus einer hochfesten Al-Cu-Legierung hergestellt.

Bei Erregung des Magneten (2) mit Gleichstrom über das Anschlusskabel (3) entsteht im Magnetkörper (1) ein magnetischer Fluss, der über die Luftpalte radial in den Rotor (6) eindringt und sich in der Ankerscheibe (8) schließt. Diese wird nun luftspaltlos gegen die Pole und den Reibbelag (7) gepresst. In stromlosem Zustand holt die Membranfeder (9) die Ankerscheibe (8) zurück.

Lamellenkupplung

Bei der Lamellenkupplung mit *nicht durchfluteten Lamellen* bleibt im eingeschalteten Zustand zwischen Magnetkörper und Ankerscheibe ein Luftspalt, sie wird deshalb häufig als „Luftspaltkupplung“ bezeichnet. Da die Lamellen magnetisch nicht durchflutet werden, kann die Reibstoffpaarung beliebig gewählt und die Kupplung auch im Trockenlauf betrieben werden. Bei Verschleiß der Lamellen muss der sich verkleinernde Luftspalt nachgestellt werden.

Bei der Kupplung nach **Bild 13-41a** wird der Kraftfluss zwischen den Kupplungshälften über die auf dem Innenmitnehmer (1) sitzenden Innenlamellen (9) und die auf dem Außenmitnehmer (3) sitzenden Außenlamellen (10) erreicht. Der Reibschlüsse zwischen den Lamellen er-

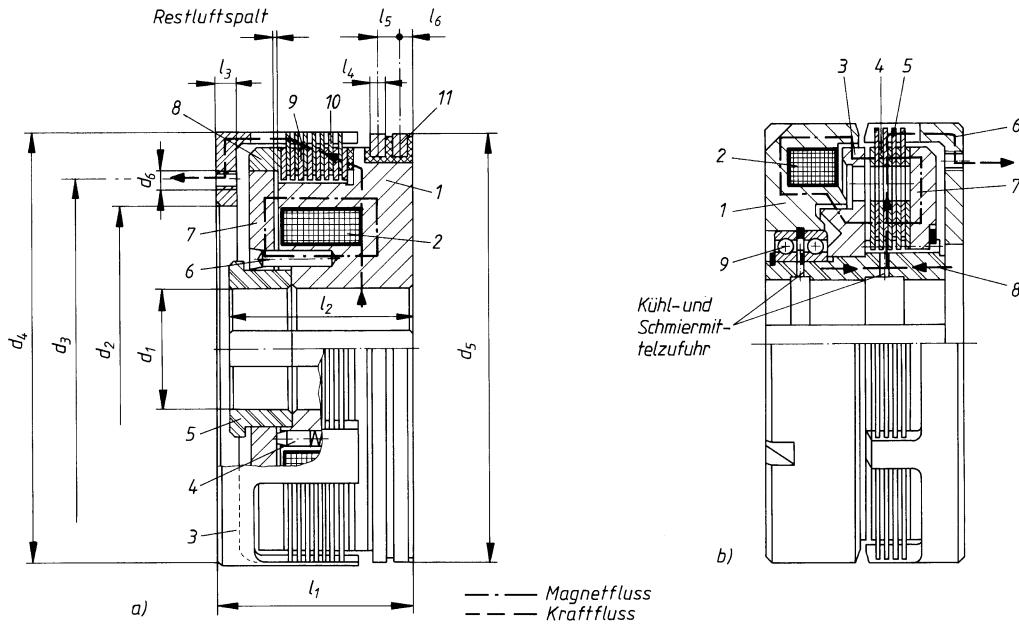


Bild 13-41 Elektromagnetisch betätigtes Lamellenkupplungen (Werkbild).

a) mit magnetisch nicht durchfluteten Lamellen und Schleifring, Bauform 100, b) mit magnetisch durchfluteten Lamellen ohne Schleifring, Bauform 137. Maße und Auslegungsdaten s. **TB 13-7**

13

folgt, indem bei Erregung der Magnetspule (2) durch über die Schleifringe (11) zugeführten Gleichstrom ein Magnetfeld entsteht, das die Ankerscheibe (7) mit der Stellmutter (8) anzieht. Hierzu ist die Ankerscheibe beweglich auf der Buchse (5) gelagert und gegen Verdrehen mit Zylinderstiften (6) gesichert. Im stromlosen Zustand wird die Ankerscheibe mittels federbeaufschlagter Druckbolzen (4) von den Lamellen weggedrückt und damit der Kraftfluss unterbrochen.

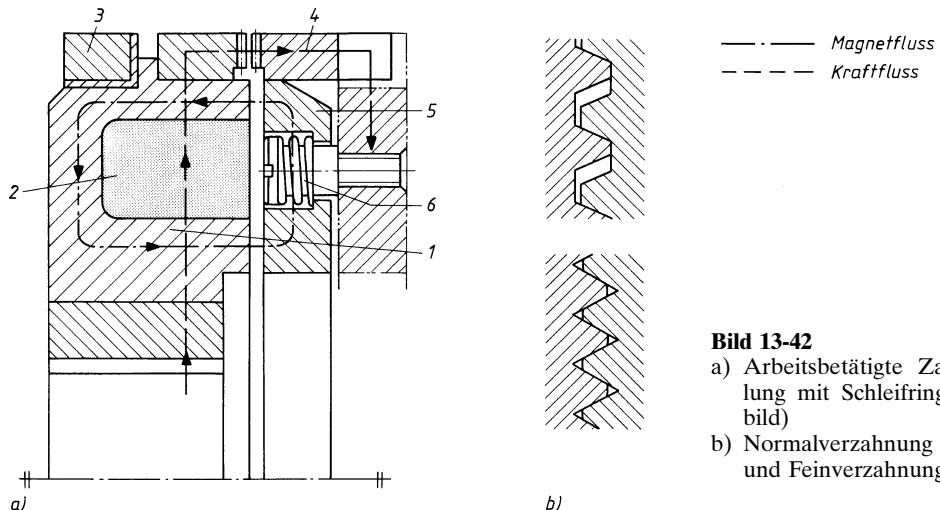
Die Kupplung mit *magnetisch durchfluteten Lamellen* bedingt magnetisierbare Stahllamellen. Damit kann sie in der Regel nur im Nasslauf betrieben werden. Bei Lamellenverschleiß braucht sie nicht nachgestellt zu werden. Die schleifringlose Ausführung (**Bild 13-41b**) benötigt als zusätzliches Bauelement eine Leitscheibe (3) zur Umlenkung der Feldlinien vom stillstehenden Magnetkörper (1) in das umlaufende Lamellenpaket. Dafür entfällt die Wartung der Schleifbürsten.

Bei der schleifringlosen Kupplung nach **Bild 13-41b** wird der Kraftfluss von der Antriebswelle über die Nabe mit Außenverzahnung (8) und den darauf geführten gehärteten Innenlamellen (4) auf die in Umfangsrichtung gewellten Außenlamellen (5), die auf den gehärteten Fingern der Außenmitnehmer (6) sitzen, weitergeleitet. Der Außenmitnehmer wird mit dem Abtriebsteil (z. B. Zahnrad) verschraubt.

Bei Erregung der Magnetspule (2) entsteht infolge der magnetischen Durchflutung in den Reibungsflächen der Lamellen der für den Reibschluss erforderliche Anpressdruck. Die in der Außenverzahnung der Nabe mit gelagerte Ankerscheibe (7) hat nur die Aufgabe, den Magnetfluss zu führen. Hierzu dient auch die mittige Unterbrechung der Lamellen und Leitscheibe, die stegförmig miteinander verbundene Polflächen bilden. Die Kugellager (9) trennen den stillstehenden Magnetkörper (1) von der umlaufenden Nabe (8).

Zahnkupplung

Die elektromagnetisch betätigten Zahnkupplungen übertragen das Drehmoment über eine Stirnverzahnung (**Bild 13-42b**). Obwohl sie Merkmale der formschlüssigen Kupplungen aufweisen (Schalten im Stillstand bzw. Synchronlauf) rechnet man sie zu den kraftschlüssigen Kupplungen.

**Bild 13-42**

- a) Arbeitsbetätigtes Zahnkupplung mit Schleifring (Werkbild)
- b) Normalverzahnung (oben) und Feinverzahnung (unten)

lungen, weil sie zur Kraftübertragung eine Schließkraft benötigen. Gegenüber Lamellenkupplungen gleicher Abmessung können sie wesentlich größere Drehmomente übertragen und weisen kein Leerlaufdrehmoment auf. Bei der Ausführung mit Normalverzahnung (Trapezverzahnung, Bild 13-42b oben) liegt geringes Umfangsspiel vor, sodass die Kupplung auch bei kleinen Drehzahlunterschieden eingeschaltet werden kann. Ausgeschaltet werden kann sie bei jeder Drehzahl und unter Last. Zahnkupplungen können nass oder trocken betrieben werden, sind wartungsfrei und eignen sich z. B. für genaue Steuerungen bei Werkzeugmaschinen.

Die Schleifring-Zahnkupplung nach Bild 13-42a wird durch die Magnetkraft der im Magnetkörper (1) eingegossenen Spule (2) über den Schleifring (3) eingeschaltet und durch die Federkraft der Druckfedern (6) ausgeschaltet (arbeitsbetätigt). Der Kraftfluss erfolgt über den am Magnetkörper befestigten Zahnkranz zum Gegenzahnkranz (4), der mit der Ankerscheibe (5) und über sechs Außenmitnehmer (Klauen) mit dem Abtriebsteil (z. B. Zahnrad) verbunden ist.

2.3 Hydraulisch und pneumatisch betätigtes Kupplungen

Hydraulisch betätigtes Kupplungen werden überwiegend als Lamellenkupplungen und vereinzelt als Kegelkupplungen ausgeführt. Hydraulisch betätigtes Lamellenkupplungen zeichnen sich aus durch geringe Abmessungen, Fernbedienbarkeit, Steuerbarkeit des Drehmomentes, Eignung für hohe Drehzahlen und hohe Schalthäufigkeit, geringes Leerlaufdrehmoment und selbsttätige Verschleißnachstellung.

Ihre Anwendung bietet sich bei Maschinen mit ohnehin vorhandenem Ölversorgungssystem an. Sie werden häufig in Verbindung mit Hydromotoren eingesetzt, so z. B. in Baumaschinen, Raupe- und Schienenfahrzeugen und in Hubwerken. Häufig verwendet man sie auch in den Getrieben großer Werkzeugmaschinen.

Eine *hydraulisch betätigtes Lamellenkupplung* zeigt Bild 13-43a. Durch Beaufschlagung des Kolbens (2) mit Drucköl wird das Lamellenpaket (3) zusammengepresst, wodurch Innen- und Außenmitnehmer (1 und 4) reibschlüssig verbunden werden. Bei Entlastung des Kolbens vom Oldruck wird der Kolben durch die Druckfeder (7) zurückgedrückt und die Kupplung ausgeschaltet. Die von dem schrägverzahnten Zahnrad (5) verursachte axiale Zahnkraft wird von dem zwischen Topfgehäuse (Außenmitnehmer) (4) und Innenmitnehmer (1) angeordneten Axialgleitlager (6) aufgenommen.

Das Drucköl wird über die Bohrung (9), das Schmier- bzw. Kühlöl über Bohrung (10) zugeführt, die Abdichtung erfolgt durch die Buchse (8).

Eine Lamellenkupplung die sowohl *hydraulisch* als auch *pneumatisch* betätigten werden kann und bei der das Druckmittel über das feststehende Zylindergehäuse radial von außen zugeführt wird, zeigt Bild 13-43b.

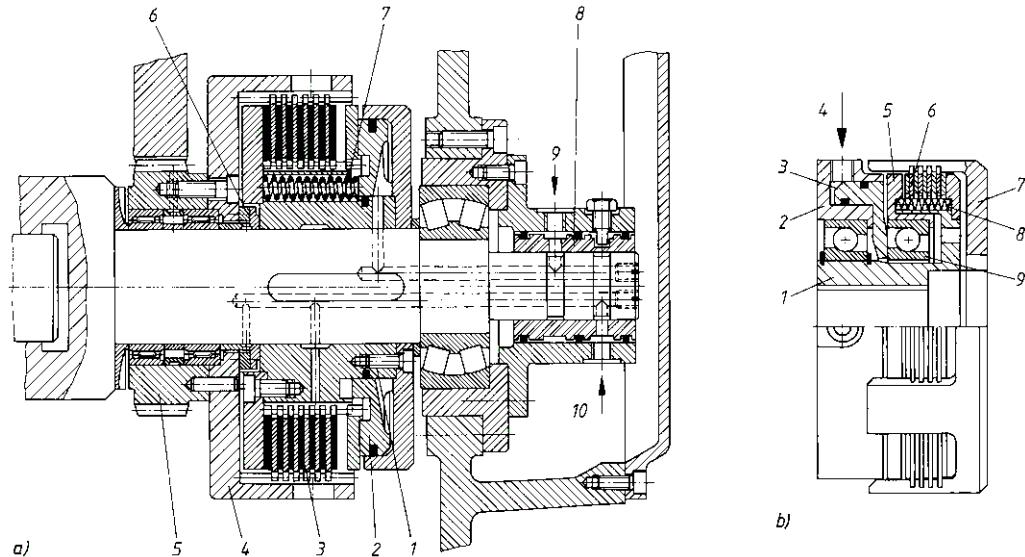


Bild 13-43 Druckmittelbetäigte Lamellenkupplung. a) Hydraulisch betäigte Lamellenkupplung mit Öleinführung (Werkbild), b) Hydraulisch oder pneumatisch betäigte Lamellenkupplung mit radialem Druckmittelzufuhr von außen (Werkbild)

Auf dem antriebseitigen Innenmitnehmer (1) sind jeweils über Schräkgugellager das Zylindergehäuse (2) und die Druckplatte (5) gelagert. Wird dem Druckraum über eine flexible Zuführungsleitung, welche das Zylindergehäuse auch gegen Verdrehung sichert, Druckmittel (4) zugeführt, so drückt der Kolben (3) über das Schräkgugellager (9) und die Druckplatte (5) das Lamellenpaket (6) zusammen. Innen- und Außenmitnehmer (1 und 7) sind dann reibschlüssig verbunden. Beim Abschalten des Druckes wird der Kolben durch die Lüftfedern (8) in seine Ausgangsstellung gebracht und damit der Reibschluss unterbrochen.

Pneumatisch betätigte Kupplungen werden als Scheiben-, Kegel- und Zylinderkupplungen ausgeführt. Sie gleichen den hydraulisch betätigten Kupplungen und schalten besonders schnell und genau. Druckluftkupplungen werden eingesetzt, wenn kurze Schaltzeiten gefordert werden oder große Massen beschleunigt und verzögert werden müssen. Sie haben bei Pressen, Scheren, Holzbearbeitungs- und Baumaschinen große Verbreitung gefunden.

Bei der *Luftreifen-Kupplung*, **Bild 13-44**, überträgt ein aufblähbarer Gummireifen (3) das Drehmoment. Dieser ist am Träger (4) anvulkanisiert und trägt an seinem inneren Umfang Reibschuhe (2) mit aufgeklebten Reibbelägen. Durch Befüllen des Reifens mit Druckluft werden die Reibbeläge gegen die Reibtrommel (1) gepresst.

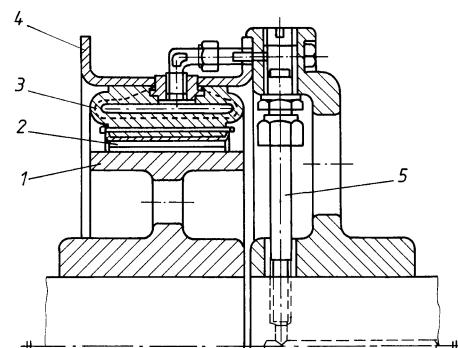


Bild 13-44
Pneumatisch betäigte Zylinderkupplung (Nachgiebige Luftreifen-Kupplung, Bauform SI, Werkbild)

Die Druckluft wird über Bohrungen in der Welle und über Rohrleitungen (5) zugeführt. Im ausgeschalteten Zustand ist zwischen Reibtrommel und Reibbelägen stets ein großer Luftspalt vorhanden.

Wesentliche Vorteile sind: Übertragung großer Drehmomente, gute Wärmeabfuhr, Aufnahme von Wellenverlagerungen, kein Nachstellen erforderlich und Steuerung des Drehmomentes über den Luftdruck.

13.4.2 Momentbetätigte Kupplungen (Sicherheitskupplungen)

Die momentbetätigten Kupplungen werden durch das zu übertragende Drehmoment betätigt. Wird das eingestellte Drehmoment überschritten, so unterbrechen formschlüssige Sicherheitskupplungen den Kraftfluss ganz, während reibschlüssige Sicherheitskupplungen den Kraftfluss auf das schaltbare Drehmoment begrenzen. Wenn durch längeres Rutschen Gefahr (Wärme, Verschleiß) für die Kupplung besteht, so müssen sie durch Endschalter, Drehzahlwächter oder ähnliche Einrichtungen geschützt werden, welche den Antrieb stillsetzen.

Geeignet sind grundsätzlich alle Kupplungen, die eine genaue Einstellung des Schaltdrehmomentes zulassen, also auch die in den folgenden Kapiteln beschriebenen Fliehkraft- und Induktionskupplungen sowie die hydrodynamischen Kupplungen. Aus Sicherheitsgründen werden die Kupplungen meist so ausgeführt, dass das eingestellte Höchstdrehmoment vom Betreiber der zu schützenden Anlage nicht ohne weiteres verändert (erhöht!) werden kann.

Elastische Kupplungen und Zahnkupplungen werden häufig mit einem *Brechbolzenteil* als Sollbruchstelle ausgerüstet (vgl. Bild 13-15d). Dazu werden zwei im Kraftfluss liegende Flanschnäben am Umfang durch gekerbte Brechbolzen miteinander verbunden. Diese sind nach dem größten zu übertragenden Drehmoment bemessen. Wird dieses überschritten, so werden die Bolzen im Kerbquerschnitt abgeschermt und dadurch der Kraftfluss vollständig unterbrochen; die Kupplung kann ohne Schaden leer weiterlaufen. Nachteilig ist, dass das Drehmoment wegen der starken Streuung der Festigkeitswerte der Bolzenwerkstoffe nur ungenau bestimmt werden kann und die Anlage zum Auswechseln der gebrochenen Bolzen jedes Mal stillgelegt werden muss.

Die *Rutschnabe* nach Bild 13-45 ist eine trocken laufende *Zweiflächen-Sicherheitskupplung*, welche unmittelbar auf das Wellenende der Getriebe und Motoren gesetzt wird. Auf dem Nabenteil (1) befindet sich zwischen schwimmend angeordneten Reibbelägen (2) das zu kuppelnde Antriebselement (3). Dieses wird direkt auf der mit einem Dauergleitschutz behandelten Nabe oder – bei häufigem Rutschen – mittels einer Gleitbuchse (4) gelagert.

Die einstellbaren Schraubenfedern (5) pressen die Reibflächen mit der notwendigen Vorspannkraft zusammen. Durch Ändern der Anzahl der Federn sind verschiedene Drehmomente einstellbar. Die Kennlinie der verwendeten Schraubenfedern verläuft so flach, dass selbst bei starker Belagabnutzung die Anpresskraft und damit das Drehmoment kaum abfallen und eine Nachstellung nicht erforderlich ist.

Bei kraftschlüssigen *Sperrkörper-Sicherheitskupplungen* dienen Kugeln oder Bolzen als Sperrkörper.

Bei der Kugelratsche nach Bild 13-46 wird das Drehmoment von der als Kugelscheibe ausgebildeten Nabe (6) über die Sperrkörper (4) auf den Flansch (5) übertragen, an den ein abtriebsseitiges Bauteil (z. B. ein Zahnrad) angeschraubt werden kann. Bei Überschreiten des mit der Mutter (1) einstellbaren Grenzmomentes drücken die Sperrkörper (4) die Tellerfedern (2) zusammen und rutschen aus den Vertiefungen des Flansches (5), die Kupplung rutscht durch. Über die Scheibe (3) kann ein Endschalter (7) betätigt werden zum Stilllegen des Motors.

Bei der *Anlauf- und Überlastkupplung* nach Bild 13-47 wird das Drehmoment vom Nockenteil (3), das mit seinen zwei Paar gegenüberliegenden Nocken in die beiden Mitnehmerringe (2) eingreift, über die Mitnehmerringe und Segmente mit Reibbelag (5) auf das Schalenteil (1) übertragen. Die zwei Druckfedern (4) drücken im Ruhezustand die Mitnehmerringe und Segmente mit Reibbelag gegen das Schalenteil (Reibschluss). Im Betrieb wirkt das über das Nockenteil eingeleitete Drehmoment der Federkraft entgegen, indem es die gegenseitig geführten Mitnehmerringe zusammendrückt, sodass die Segmente entlastet werden. Die Kupplung rutscht durch,

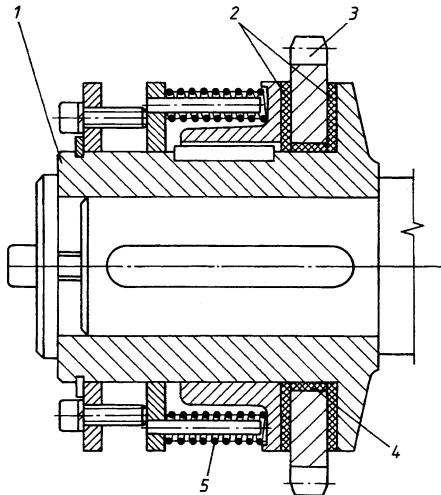


Bild 13-45 Zweiflächen-Sicherheitskupplung (Werkbild).
Rimostat-Rutschnabe mit eingebautem Kettenrad auf der Arbeitswelle eines Getriebemotors

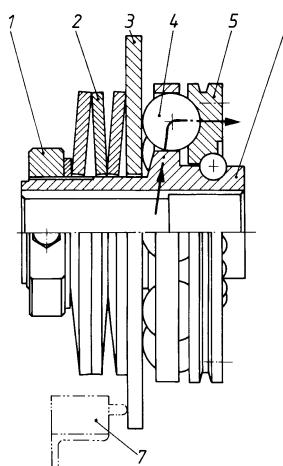


Bild 13-46 Sperrkörper-Sicherheitskupplung (Werkbild).
Kugelratsche mit Endschalter (Kraftfluss)

wenn sich die Wirkung der Federn und deren Entlastung durch das äußere Drehmoment aufheben. Dadurch ist das Haft- und Rutschmoment annähernd gleich groß und das übertragbare Drehmoment unterscheidet sich kaum vom schaltbaren Drehmoment (Rutschdrehmoment). Das Rutschdrehmoment kann durch Einbau verschieden starker Federn verändert werden.

Die *Klaue-Sicherheitskupplung* (ESKA-Kupplung) nach **Bild 13-48** bewirkt eine vollständige Trennung des Kraftflusses bei Überlastung.

Im Normalbetrieb wird das Drehmoment von der Nabe (6) über eine Verzahnung auf den Ring (4), von diesen über abgeschrägte Klauen (3) auf den Kupplungsflansch (1) übertragen. Der Ring wird durch am Nabensatz anliegende, in abgeschrägten Ringen geführte Kugeln axial fixiert. Bei Überlastung werden die abgeschrägten Klauen auseinandergedrückt, dadurch der Ring axial verschoben und die Kugeln durch die Schrägen angehoben. Der Kupplungsflansch (1) ist dadurch von dem anderen Kupplungsteil vollständig getrennt und kann sich frei in dem Gleitlager (2) drehen.

Das Einstellen des Abschaltdrehmomentes erfolgt über den Ring (5). Zum Wiedereinrücken werden die Klauen in eine markierte Lage und durch Verschieben des gesamten Außenteils die Kugeln wieder in die Ausgangslage gebracht.

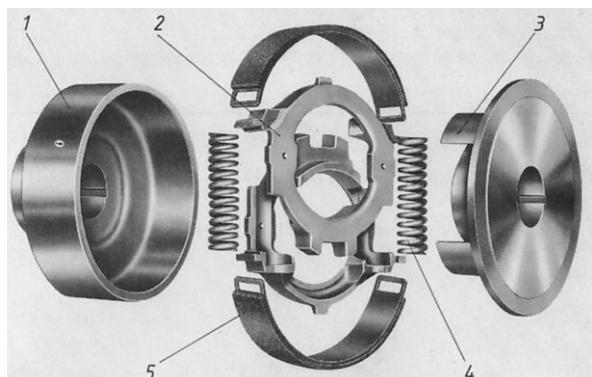
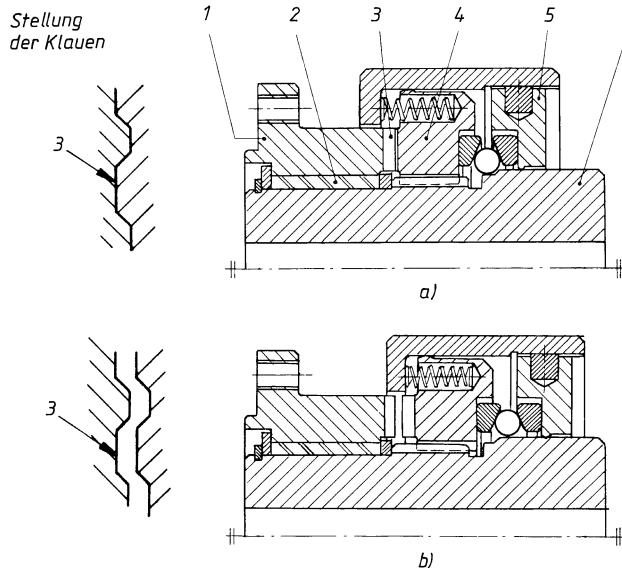


Bild 13-47 Zylinder-Sicherheitskupplung (Werkbild)

**Bild 13-48**

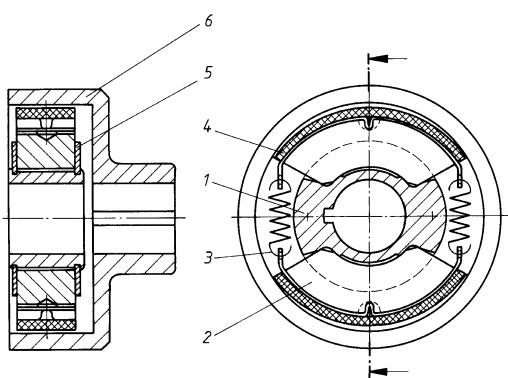
Klauen-Sicherheitskupplung
(Werkbild).

- a) Normalbetrieb (eingeschaltet)
- b) Überlastung (ausgeschaltet)

13.4.3 Drehzahlbetätigte Kupplungen (Fliehkraftkupplungen)

Bei drehzahlbetätigten Kupplungen sind auf der Antriebsseite radial bewegliche Massen (Fliehgewichte) angeordnet, welche unter dem Einfluss der Fliehkräfte auf der Abtriebsseite die zur reibschlüssigen Übertragung eines Drehmomentes erforderliche Anpresskraft erzeugen. Das übertragbare Drehmoment steigt mit der Antriebsdrehzahl quadratisch (parabelförmig) an. Sie werden vorwiegend als *Anlaufkupplungen* bei Antrieben von Arbeitsmaschinen verwendet, bei denen ein hohes Anlaufdrehmoment wegen großer zu beschleunigender Massen erforderlich ist, z. B. bei Antrieben von Zentrifugen, Zementmühlen, schweren Fahrzeugen, Förderanlagen u. dgl. Wegen des durch die Arbeitsweise der Fliehkraftkupplungen gegebenen lastfreien Anlaufes der Antriebsmaschinen können für solche Antriebe die kostengünstigen, schnelllaufenden Verbrennungsmotoren und Drehstrom-Käfigläufer-Motoren eingesetzt werden. Diese brauchen nicht für die kurzzeitige hohe Anlaufleistung ausgelegt zu werden, da sie erst nach Erreichen einer bestimmten Drehzahl selbsttätig und allmählich einkuppeln. Sie schützen ferner die Antriebsmaschine vor Überlastung. Fliehkraftkupplungen arbeiten nur bei ausreichend hoher Antriebsdrehzahl wirtschaftlich.

Bei der *Fliehkörper-Kupplung* nach **Bild 13-49** sind Fliehkörper (2) auf der Profilnabe (1) gelagert. Sie werden durch Zugfedern (3) über Belagbügel (4) zusammengehalten und axial

**Bild 13-49**

Fliehkörper-Kupplung mit Servowirkung
(Suco-Fliehkraft-Kupplung, Werkbild)

durch Scheiben (5) gesichert. Beginnt die Antriebsseite zu rotieren, so überwinden bei genügend hoher Drehzahl die Fliehkörper die Federkraft, wandern dabei radial nach außen und werden gegen den Innendurchmesser der auf der Abtriebsseite angeordneten Glocke (6) gepresst, wodurch diese mitgenommen wird. Die Form der Profilnabe bewirkt eine Erhöhung der Anpresskraft der Fliehkörper an die Glocke (Servowirkung) und erhöht dadurch die Leistung der Kupplung auf rund das Fünffache. Wenn die Drehzahl abfällt, holen die Zugfedern die Fliehkörper zurück, sodass An- und Abtriebsseite vollständig voneinander getrennt sind. Durch Veränderung der Federkraft kann die Einschaltdrehzahl beeinflusst werden.

13.4.4 Richtungsbetätigte Kupplungen (Freilaufkupplungen)

Freilaufkupplungen, kurz Freiläufe genannt, sind Maschinenelemente, deren An- und Abtriebsteil in einer Drehrichtung gegeneinander frei beweglich (Leerlaufrichtung) und in der anderen gekoppelt sind (Sperrrichtung).

Sie werden verwendet als *Rücklaufsperrre* bei Pumpen und Becherwerken; als *Überholkupplung* in Zweimotorenantrieben zur Trennung des Hilfsantriebes vom Hauptantrieb bei $n_1 > n_2$, sowie bei Hubschrauberantrieben und Fahrradnaben und als *Schrittschaltwerk* in Vorschubeinrichtungen bei Verpackungs-, Textil- und Landmaschinen.

Die Übertragungsglieder zwischen An- und Abtriebsteil arbeiten entweder formschlüssig (z. B. Klinkenfreilauf, Bild 13-50a) oder reibschlüssig (z. B. Klemmrollenfreilauf, Bild 13-50b).

Formschlüssige Klinkenfreilaufkupplungen haben gezahnte Sperrräder und Klinken, die durch Eigengewicht oder Federbelastung selbsttätig einfallen (vgl. Bild 13-50a). Wenn eine an der Zahnspitze fassende Klinke sicher in die Zahnlücke gedrückt werden soll und dabei die Reibungskraft $\mu \cdot F_N$ zu überwinden ist, muss die Normalkraft F_N im Winkel $\alpha > \arctan \mu$ zur Klinkenkraft F stehen. Meist wird $\alpha = 14 \dots 17^\circ$ ausgeführt.

13

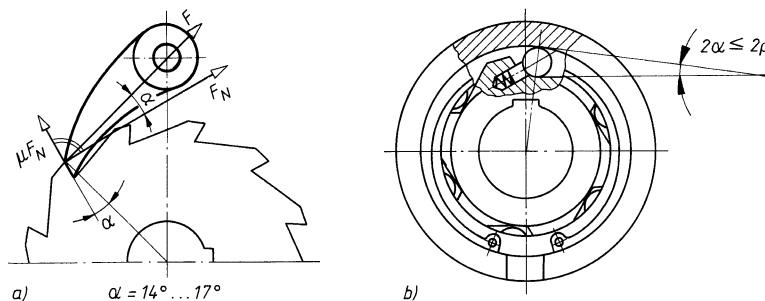


Bild 13-50 Grundformen richtungsbetätigter Kupplungen. a) formschlüssig (Klinkenfreilauf), b) reibschlüssig (Klemmrollenfreilauf)

Der Klinkenfreilauf kann seiner Nachteile wegen (Klappergeräusche, Verschleiß, toter Gang) nur bei langsam laufenden Antrieben mit geringen Anforderungen an die Schaltgenauigkeit eingesetzt werden.

Die *reibschlüssigen* Freilaufkupplungen zeichnen sich gegenüber den formschlüssigen durch einwandfreie Funktion in jeder Stellung (Klemmbereitschaft), Geräuschlosigkeit, Eignung für hohe Drehzahlen und geringen Verschleiß aus.

Bei *radialer* Kraftübertragung werden Klemmrollen oder Klemmkörper zwischen dem Innen- und Außenring angeordnet (vgl. Bild 13-50b). Wird nach Bild 13-51a und b der Außenring der Klemmfreilaufkupplung im Uhrzeigersinn gedreht (linkes Bild), so stellen die Klemmelemente eine reibschlüssige Verbindung zwischen Innen- und Außenring her. Aufgrund der Gleichgewichtsbedingungen am Klemmelement müssen die dort angreifenden Kräfte F auf derselben Wirkungslinie liegen, die durch die Berührungspunkte A und B geht. Damit lassen sie sich in

Normalkräfte F_N und Tangentialkräfte F_T zerlegen, die durch den Klemmwinkel α festgelegt sind. Eine selbsthemmende Wirkung ist nur möglich, wenn der Klemmwinkel kleiner ist als der Reibungswinkel, also unter der Bedingung $\tan \alpha < \mu$. Bei Stahl mit der Reibungszahl $\mu \approx 0,1$ ergibt sich ein Klemmwinkel $\alpha = 3 \dots 4^\circ$. Die Klemmelemente werden meist durch Federn in Eingriffsbereitschaft gehalten (**Bild 13-51a**).

Wird der Freilaufaußenring in Leerlaufdrehrichtung gedreht, so ruft bei einem Klemmrollenfreilauf nach **Bild 13-51a** (rechtes Bild) die Federkraft F_f die Reaktionskräfte F_{Na} und F_{Ni} hervor. Der dadurch verursachte Bewegungswiderstand im Leerlauf wird als „Schleppmoment“ bezeichnet. Bei leerlaufendem Innenring wirkt zusätzlich noch die Reaktion zur Fliehkraft F_F der Rolle in Richtung F_{Na} . Reibung und Verschleiß sind also bei leerlaufendem Außenring am geringsten.

Zur Ausschaltung des Leerlaufverschleißes können die Klemmflächen durch Flieh-, Reib- oder hydrodynamische Kräfte abgehoben werden. Das in **Bild 13-51c** gezeigte Abheben mittels Fliehkraft ist nur anwendbar, wenn der Außenring gleichmäßig umläuft, im abgehobenen Zustand keine Eingriffsbereitschaft des Freilaufes verlangt wird und im gesperrten Zustand die Drehzahl unter der Abhebedrehzahl bleibt, also z. B. bei Rücklausperren. Beim fliehkraftabhebenden Klemmkörperfreilauf nach **Bild 13-51c** liegt der Schwerpunkt S des Klemmkörpers so, dass er von der Fliehkraft F_F entgegen der Anfederkraft F_f gedreht wird. Bedingung für das Abheben des Klemmkörpers vom Innenring um den Abhebeweg $s = 0,1 \dots 0,2$ mm ist: $F_F \cdot b > F_f \cdot a$.

Grundsätzlich müssen alle Freilaufkupplungen ohne eigene Lagerung zusätzlich zentriert werden (vgl. **Bild 13-52b**). Klemmfreiläufe sind ausreichend zu schmieren (keine Graphit- oder Molybdän-disulfid-Zusätze!).

Bild 13-52b zeigt den Antrieb der Zuführung einer Richtmaschine. Da die Richtrollen sich schneller drehen als die dargestellten Zuführrollen, verhindert eine Freilaufkupplung das „Durchziehen“ des Antriebes der Zuführung.

Ob für den jeweiligen Anwendungsfall ein Klemmkörper- oder ein Klemmrollenfreilauf vorzuziehen ist, lässt sich nicht allgemein beantworten. In der Regel liegen die Vorteile des Klemmkörperfreilaufs in der (bei gleicher Größe) etwas höheren Drehmomentaufnahme, die des Klemmrollenfreilaufs in größerer Robustheit.

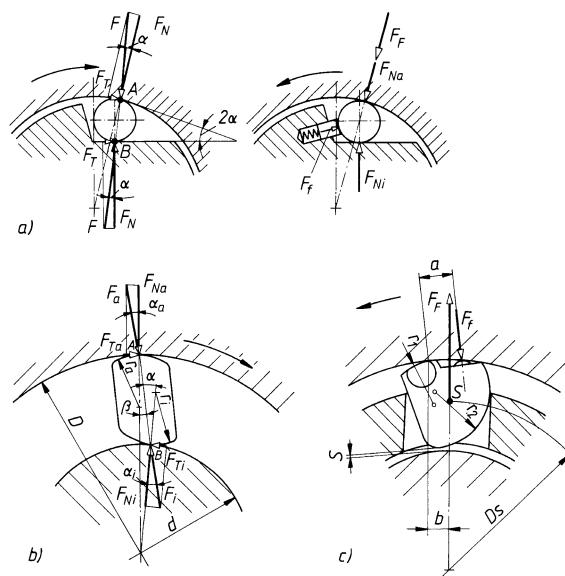


Bild 13-51

Prinzip der Klemmfreilaufkupplungen.
a) Klemmrollenfreilauf im Sperr- (links)
bzw. Leerlaufzustand (rechts)
b) Klemmkörperfreilauf,
c) fliehkraftabhebender Klemmkörper-
freilauf

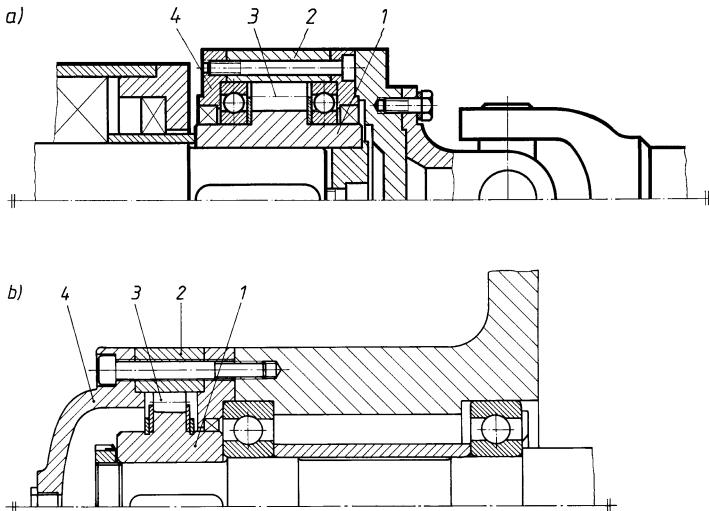


Bild 13-52 Aufbau und Einsatz von Klemmrollen-Freiläufen (Werkbild).

- a) Als Rücklaufsperrre mit eigener Lagerung in einem Schwenkwerk
- b) als Überholkupplung ohne eigene Lagerung in einer Richtmaschine

1 Sperrrad mit Klemmrampen, 2 glatter Außenring, 3 einzeln angefederte Klemmrollen, 4 Deckel

13.4.5 Induktionskupplungen

Induktionskupplungen übertragen das Drehmoment durch rotierende Magnetkräfte (Drehfeldkupplungen). Sie arbeiten im Prinzip wie Drehstrommotoren. Nach **Bild 13-53** besteht eine Induktionskupplung aus den durch einen Arbeitsluftspalt voneinander getrennten Kupplungs-hälften Ankerring (1) sowie Polkörper (2) mit den wechselseitig angeordneten Polfingern (vgl. **Bild 13-54a**) und der Erregerspule (3). Die Eigenschaften der Kupplung werden durch den Aufbau des Ankerringes – gepolt oder glatt – bestimmt. Die Anordnung der Kupplungsteile zueinander kann sich je nach Bauform unterscheiden. Bei umlaufender Spule wird der Erregerstrom durch Schleifringe (4) zugeführt. Wird die Spule erregt, so bildet sich ein magnetisches Feld aus, dessen Kraftlinienverlauf im **Bild 13-53** strichpunktiiert dargestellt ist. Das Drehmoment T_K wird ohne mechanische Berührung der Kupplungshälften und damit verschleißfrei mittels magnetischen Kraftschluss übertragen.

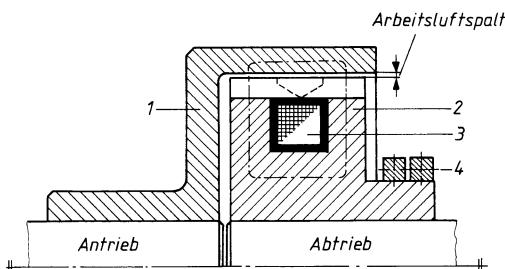
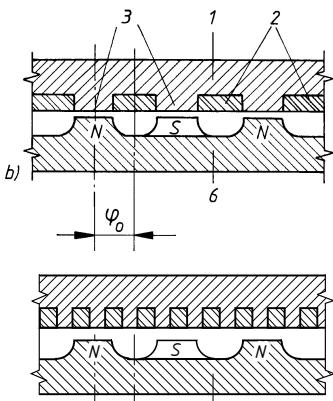
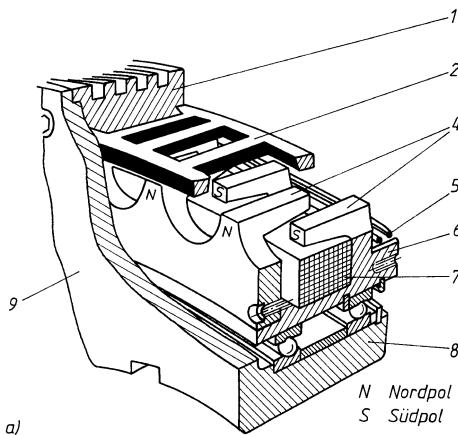


Bild 13-53
Prinzip einer Induktionskupplung

1. Synchronkupplung

Das Hauptmerkmal dieser Induktionskupplung mit *gepoltem Ankerring* ist die Eigenschaft, dass sie sowohl dynamisch (mit Schlupf) als auch statisch (schlupffrei) ein Drehmoment übertragen kann. Das wird durch gleiche Anzahl von Polen im Ankerring und Polfingern am Polkörper erreicht (vgl. **Bild 13-54b**).

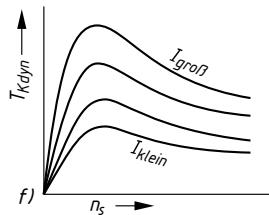
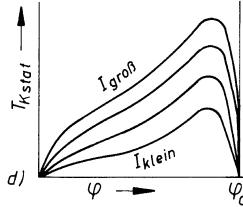
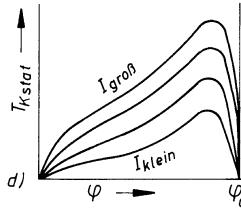


c)

Bild 13-54

Induktionskupplung als Synchronkupplung (Werkbild) und Asynchronkupplung.

- Aufbau
- Stellung der Pole von Ankerring (1) und Spulenkörper (6) zueinander für Synchronlauf bei unbelasteter Synchronkupplung
- Polverteilung bei der Asynchronkupplung
- statisches Kupplungsmoment $T_{K\text{stat}}$ der Synchronkupplung in Abhängigkeit vom Verdrehwinkel φ und vom Erregerstrom I (schematisch)
- dynamisches Kupplungsmoment $T_{K\text{dyn}}$ der Synchronkupplung in Abhängigkeit von der Schlupfgeschwindigkeit n_s und vom Erregerstrom I (schematisch)
- Kupplungsmoment $T_{K\text{dyn}}$ der Asynchronkupplung in Abhängigkeit von n_s und I (schematisch)



13

Bild 13-54a zeigt den Aufbau einer Synchronkupplung. Er entspricht im Wesentlichen der Prinzipskizze **Bild 13-53**. Die Antriebsseite besteht aus der Ankerringnabe (8), welche über einen Flansch (9) mit dem Ankerring (1) verschraubt ist. Der Ankerring trägt zwischen den Polen (3) (**Bild 13-54b**) elektrisch gut leitende und an den Stirnflächen leitend verbundene Ankerstäbe (2) (wie bei Asynchronmotoren mit Käfigläufer). Der auf der Ankernabe gelagerte Spulenkörper (6) mit der Erregerspule (7) bildet die Abtriebsseite der Kupplung.

Wird der Spule über die Schleifringe (5) Gleichstrom zugeführt, so stellt sich in unbelastetem Zustand der Magnetkreis so ein, dass der magnetische Widerstand ein Minimum wird. Die Pole von Spulenkörper und Ankerring stehen sich gemäß **Bild 13-54b** gegenüber. Es herrscht stabiles Gleichgewicht. Bei Belastung der Kupplung durch ein Drehmoment verschieben sich die Pole von Spulenkörper und Ankerring entsprechend den statischen Kennlinien (**Bild 13-54d**) gegeneinander. Das übertragbare Drehmoment steigt bis zum Erreichen des von der Erregung abhängigen Kippdrehmoments an und fällt gegen null ab, sobald Spulenkörper und Ankerring um φ_0 zueinander versetzt sind.

Die Synchronkupplung hat in statischem Zustand also die Eigenschaft einer drehelastischen Kupplung.

Ist zwischen den beiden Kupplungshälften der Synchronkupplung ein Drehzahlunterschied (z. B. beim Anlauf) vorhanden, so ändert sich die Größe des magnetischen Flusses im Rhythmus der Überdeckung der Pole. Dadurch wird in den Stäben des Ankerringes ein elektrischer

Strom induziert, der ein sekundäres Magnetfeld aufbaut, das den Spulenkörper in Drehrichtung mitnimmt. Dabei wird auf den Spulenkörper ein dynamisches Drehmoment ausgeübt, das von dem Drehzahlunterschied (Schlupfdrehzahl n_s) zwischen An- und Abtriebsseite abhängt und mit der Größe des Erregerstromes veränderlich ist (vgl. **Bild 13-54e**). Das dynamische Drehmoment (bei Schlupf) ist kleiner als das statische Drehmoment (bei Synchronlauf).

Die Synchronkupplung kann als *Anlauf- und Sicherheitskupplung* eingesetzt werden. Da sie gegenüber Reibkupplungen mehr Schaltarbeit aufnehmen kann und viel weniger temperaturempfindlich ist, eignet sie sich sehr gut für lange Anlaufvorgänge, wie sie beim Beschleunigen von großen Massen, also bei Rührwerken, Zentrifugen u. a. auftreten, weniger gut bei hoher Schalthäufigkeit wegen der relativ großen Massenträgheitsmomente. Der Anfahrvorgang kann durch entsprechende Einstellung des Erregerstromes zeitlich beliebig gestaltet werden.

2. Asynchron- und Wirbelstromkupplung

Abweichend von der Synchronkupplung beträgt bei Asynchronkupplungen die Anzahl der Pole im Polring ein Vielfaches der Anzahl der Polfinger des Spulenkörpers (**Bild 13-54c**). Die Wirbelstromkupplung besitzt im Ankerring keine Pole. Beide Kupplungsarten besitzen nur ein dynamisches Moment, sie können damit nur bei Schlupf ein Moment übertragen. Die Größe des Drehmomentes hängt ab von der Schlupfdrehzahl n_s und dem eingestellten Erregerstrom I . Die anfallende große Schlupfwärme wird zweckmäßig abgeführt, indem die Verbindung zwischen Ankerring und Ankerringnabe als Lüfterring ausgebildet wird (**Bild 13-55a**).

Die Drehmomentkennlinie der Asynchronkupplung zeigt **Bild 13-54f**, die der Wirbelstromkupplung **Bild 13-55**. Aufgrund des Kennlinienverlaufes eignen sich beide Kupplungen gut als Anlaufkupplung und zur Drehzahlsteuerung bzw. -regelung, die Asynchronkupplung außerdem als Überlastungsschutz, die Wirbelstromkupplung als Wickelkupplung bei Draht-, Papier- oder Stoffwicklern (weiche Kennlinie).

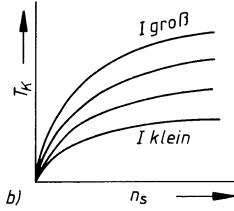
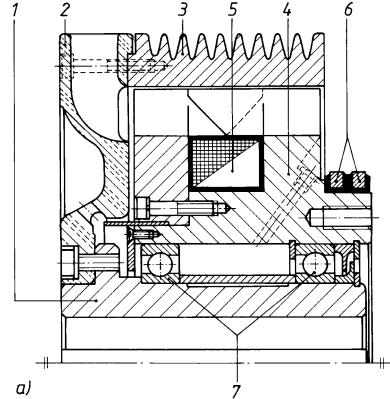


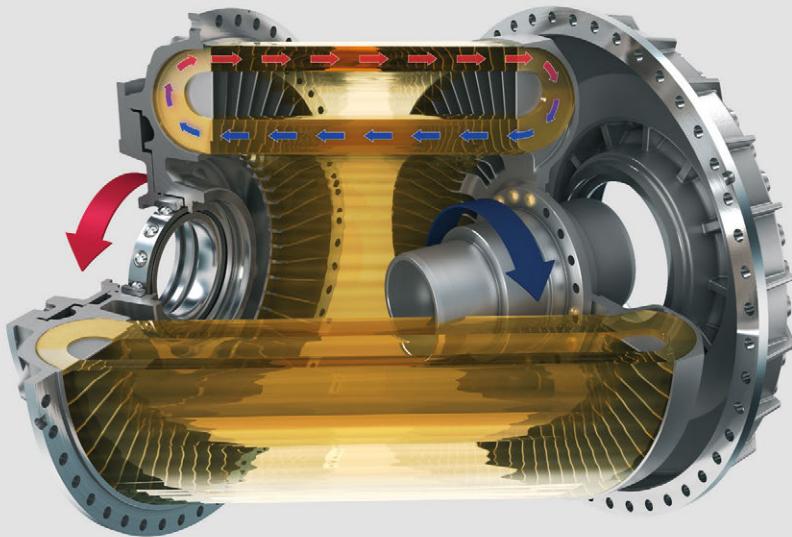
Bild 13-55

- Induktionskupplung als Wirbelstromkupplung (Werkbild).
 a) Aufbau: 1 Nabe, 2 Lüfterrad, 3 Ankerring, 4 Spulenkörper, 5 Spule, 6 Schleifring, 7 Lager
 b) Kupplungsdrrehmoment T_K in Abhängigkeit von der Schlupfdrehzahl n_s und vom Erregerstrom I (schematisch)

13.4.6 Hydrodynamische Kupplungen

1. Mit konstanter Füllung

Bei der hydrodynamischen Kupplung, häufig auch Strömungs-, Turbo- oder Föttingerkupplung genannt, wird das Drehmoment durch die dynamische Wirkung einer umlaufenden Flüssigkeit übertragen. Das Prinzip der hydrodynamischen Kraftübertragung kann am Flüssigkeitskreislauf nach **Bild 13-56a** erläutert werden. Die Pumpe (1) ist mit der Turbine (2) durch eine Rohrleitung und einen gemeinsamen Behälter verbunden. Die Pumpe wandelt die zugeführte mechanische Energie in kinetische Energie (Strömungsenergie) um, welche in der Turbine in mechanische Energie rückgewandelt wird und an der Welle verfügbar ist. Föttinger (1877 bis 1945) beschränkte die im Kreislauf liegenden Teile auf die Laufräder von Pumpe und Turbine und schuf damit die hydrodynamische Kupplung in gedrängter Bauweise und hohem Wirkungsgrad (**Bild 13-56b**).



Einfach unschlagbar. Hydrodynamik

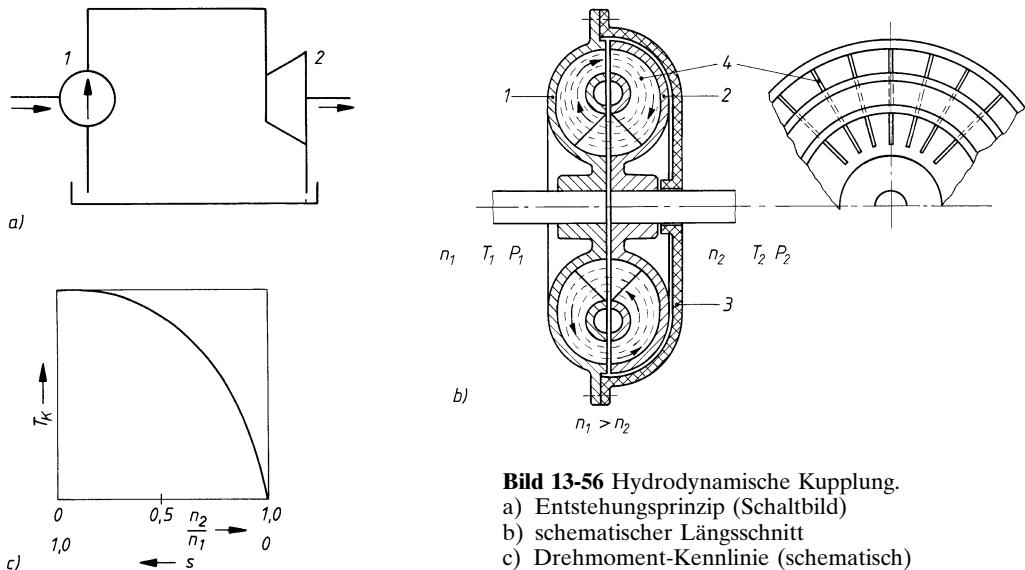
Die Summe der Vorteile und der daraus resultierende Kundennutzen, die die hydrodynamische Leistungsübertragung gleichzeitig bietet, ist einzigartig. Keine andere Technologie ist bei dieser niedriger Komplexität dazu in der Lage!

Die wesentlichen Vorteile sind:

- Drehzahlwandlung und Momentenwandlung
- verschleißfreie Leistungsübertragung
- Schutz aller Antriebskomponenten
- entlasteter Motorhochlauf
- keine anfällige Leistungselektronik
- geringer Bauraum

www.voith.de

VOITH
Engineered Reliability

**Bild 13-56** Hydrodynamische Kupplung.

a) Entstehungsprinzip (Schaltbild)

b) schematischer Längsschnitt

c) Drehmoment-Kennlinie (schematisch)

In ihrer einfachsten Form besteht die Kupplung (**Bild 13-56b**) aus dem antriebsseitigen Pumpenrad (Primärteil 1) mit Abschlußschale (3) und dem abtriebsseitigen Turbinenrad (Sekundärteil 2). Die Schaufeln (4) der Räder stehen radial und achsparallel und bilden Strömungskanäle. Wird das Pumpenrad der zu 50 ... 80 % mit Mineralöl gefüllten Kupplung angetrieben, so führt das Öl einen Kreislauf in der radialen Schnittebene (Pfeile in **Bild 13-56b**) und eine Umfangsbewegung in der Drehrichtung aus. Das durch die Pumpe in Drehrichtung beschleunigte Öl gibt beim Durchströmen des Schaufelgitters der langsamer laufenden Turbine seine kinetische Energie an diese ab, die Turbine wird angetrieben. Abgesehen von minimalen äußeren Luftventilationsverlusten ist das Antriebsdrehmoment gleich dem Abtriebsdrehmoment: $T_K = T_1 \approx T_2$. Der Kreislauf des Öles bleibt erhalten, solange eine Drehzahldifferenz (Schlupf) $n_1 - n_2$ zwischen Pumpe und Turbine besteht. Bei Synchronlauf ($n_1 = n_2$) heben sich die Fliehkräfte im Pumpenrad und die Gegenfliehkräfte im Turbinenrad auf; damit findet kein Flüssigkeitskreislauf mehr statt und das Drehmoment wird null.

Bei gegebener Antriebsdrehzahl n_1 ändert sich das übertragbare Drehmoment T_K mit dem Schlupf $s = (n_1 - n_2)/n_1$ (**Bild 13-56c** – Sekundärkennung). Bei gleichbleibendem Schlupf s steigt das übertragbare Drehmoment T_K mit dem Quadrat, die übertragbare Leistung P mit der 3. Potenz der Antriebsdrehzahl (Primärkennung). Die Kupplung wird in der Regel so ausgelegt, dass beim Nenndrehmoment der Schlupf 2 ... 3 % beträgt. Der Wirkungsgrad liegt dann bei 97 ... 98 %.

Die hydrodynamische Kupplung mit *konstanter Füllung* wird vorwiegend als Anlauf- und Sicherheitskupplung sowie zur Stoß- und Schwingungsdämpfung eingesetzt.

2. Mit veränderlicher Füllung

Die Größe des übertragbaren Drehmomentes ist nicht nur vom Schlupf, sondern auch von der Menge der kreisenden Flüssigkeit (Füllungsgrad) abhängig. Bei hydrodynamischen Kupplungen mit veränderlicher Füllung (Stellkupplungen oder Turboregelkupplungen) kann die Füllung während des Betriebes beliebig zwischen voller Füllung und Entleerung verändert werden. Dadurch ist die Übertragungsfähigkeit der Kupplung einstellbar und gestattet beim Fahren gegen die Lastkennlinie die stufenlose Drehzahlregelung der Arbeitsmaschine (z. B. Gebläse, Förderbandantriebe, Rührwerke).

Bild 13-57 zeigt eine hydrodynamische Kupplung mit veränderlicher Füllung und getrennt angetriebener Füllpumpe.

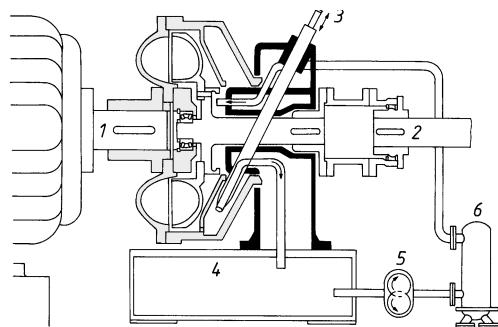


Bild 13-57
Turboregelkupplung (Werkbild)

Eine ständig mitlaufende Zahnradpumpe (5) fördert Betriebsflüssigkeit aus dem Ölsammelbehälter (4) in den Arbeitskreislauf. Die Höhe des Flüssigkeitsspiegels im Arbeitsraum (und damit die Übertragungsfähigkeit der Kupplung) wird durch die radiale Stellung eines verschiebar angeordneten Schöpfrohres (3) bestimmt. Arbeits- und Schöpfraum sind kommunizierend verbunden. Das Schluckvermögen des Schöpfrohres ist erheblich größer als die Fördermenge der Pumpe. Dadurch werden für Steuer- und Regelvorgänge kurze Reaktionszeiten erreicht. Die Betätigung des Schöpfrohres erfolgt je nach Einsatzzweck von Hand oder vollautomatisch. Die in der Kupplung anfallende Schlupfwärme muss (sofern die Eigenkühlung nicht ausreicht) über einen Wärmetauscher (6) abgeführt werden.

13.5 Hinweise für Einsatz und Auswahl von Kupplungen

1. **Bild 13-58** gibt einen Überblick über die physikalischen Eigenschaften und die Eignung aller unter 13.3 und 13.4 beschriebenen Kupplungen. Nach einem vorliegenden Anforderungsprofil kann daraus, ähnlich wie nach **Bild 13-3**, eine geeignete Kupplungsbauart systematisch ausgewählt werden.

Beispiel: Ausgleichskupplung zwischen Drehstrommotor und Kolbenverdichter mit folgendem Anforderungsprofil: axial nachgiebig – radial nachgiebig – winkelnachgiebig – schwingungsdämpfend – wartungsfrei – radial (ohne axiales Verschieben der gekuppelten Wellen und Maschinen) montierbar – Nenndrehmoment $T_{KN} = 250 \text{ Nm}$.

Nach **Bild 13-58** erfüllen z.B. die hochelastische Wulstkupplung (vgl. **Bild 13-29**) und die hochelastische Zwischenringkupplung (vgl. **Bild 13-31**) alle Anforderungen.

2. Ist es in manchen Anwendungsfällen nicht möglich, den gestellten Anforderungen mit *einer* Kupplung gerecht zu werden, so werden mehrere Kupplungen mit entsprechenden Eigenschaften kombiniert. Nach der Anordnung im Kraftfluss des Antriebes unterscheidet man:
 - a) Die *Reihenschaltung* (**Bild 13-59a**), bei der das Drehmoment konstant bleibt und die Kupplungseigenschaften sich addieren. Von dieser Anordnung macht man häufig bei Antrieben mit stoßartiger Belastung und unvermeidlichen Wellenverlagerungen Gebrauch, indem man auf die Seite, von der die Stöße und Wellenverlagerungen zu erwarten sind, eine Ausgleichskupplung vor die empfindliche Schaltkupplung setzt.
 - b) Die *Parallelschaltung* (**Bild 13-59b**), bei der sich die Drehmomente addieren und die Kupplungseigenschaften erhalten bleiben. So angeordnet können Schaltkupplungen mit kleinen Kupplungsdurchmessern und kurzen Schaltzeiten erzielt werden (große elektromagnetisch betätigte Lamellenkupplungen benötigen oft lange Schaltzeiten!). Eine reibschlüssige mit einer formschlüssigen Schaltkupplung parallelgeschaltet ergibt eine Synchronkupplung. Nachdem über die reibschlüssige Kupplung Gleichlauf der An- und Abtriebsseite erreicht ist, kann die formschlüssige Kupplung geschaltet werden und das volle Drehmoment synchron übernehmen.
 - c) *Gemischte Schaltung*, bei der z.B. parallelgeschaltete Schalt- oder Anlaufkupplungen durch in Reihe geschaltete Ausgleichskupplungen ergänzt werden.

Lfd. Nr.	Bauart	Bild- Nr.	drehstarr axial	ΔK_a^2 mm	ΔK_r^2 mm	ΔK_w °	große Nachgiebigkeit	geeignet als		Nm	typische Einsatzmerkmale
								Stellkupplung	Drehmoment- bereich		
1	Scheiben-Kupplung 4)	13-9	x				x	x	x	46 ... 118000	hochbeanspruchte Wellen
2	Schalen-Kupplung	13-10	x				x	x	x	25 ... 40000	lange Wellen
3	Stirn-Zahn-Kupplung	12-9	x				x	x	x	1)	hochbeanspruchte Wellen
4	Klaue-Kupplung	13-11	x	1)			x	x	x	1)	Ausdehnungskupplung
5	Oldham-Kupplung	13-12b	x	1)	5	3	x	x	x	1)	querverlagerte Wellen
6	Ringspann-Ausgleichskupplung	13-12c	x		3		x	x	x	2 ... 8000	querverlagerte Wellen
7	Parallel-Kurbel-Kupplung	13-13	x	2	1)		x	x	x	1 ... 250000	extrem querverlagerte Wellen
8	Biegenachgiebige Ganzmetallkupplung 4)	13-14	x	4,8	5,4	0,75	x	x	x	100 ... 213000	höhere Temperaturen
9	Zahnkupplung	13-15d	x	1)	1)	1	x	x	x	250 ... 200000	große Drehmomente
10	Wellengelenk	13-20a	x	1)	1)	45	x	x	x	... 2000	größeres winklige bzw. alleseitige Wellen-
11	Kreuzgelenkwelle	13-21	x	1)	1)	40	(x)	x	x	135 ... 3,2 · 10 ⁶	verlagerungen; z.B. Kfz, Werkzeugmaschinen
12	Gleichlaufgelenkwelle	13-22b	x	1)	1)	40	(x)	x	x	380 ... 400000	
13	Schlangenfeder-Kupplung	13-23		15	3	1,25	1,2	x	x	18 ... 5 · 10 ⁶	gleichförmige und ungleichförmige Antriebe; Wellenverlagerungen
14	Schraubenfeder-Kupplung	13-24		150	30	2	5	x	x	10 ... 2 · 10 ⁶	
15	Mehrlagen- Schraubenfeder-Kupplung	13-25		1)	3,5	6	4	x	x	5 ... 900	
16	Elastische Klaue-Kupplung 4)	13-26		5	1)	1)	2,5	x	(x)	19 ... 3900	
17	Elastische Klaue-Kupplung 4)	13-27		6	1,2	0,7	1,5	x	x	30 ... 9000	
18	Elastische Bolzen-Kupplung	13-28		1,2	3	0,7	3	x	x	40 ... 15000	
19	Hochelastische Wulstkupplung 4)	13-29		4	4	4	17	x	x	16 ... 1000	stark ungleichförmige Antriebe
20	Hochelastische Scheiben-Kupplung	13-30		1)	1)	20	x	x	x	8 ... 3500	Verlegung der Resonanzdrehzahl
21	Hochelastische Zwischenring-Kupplung	13-31		14	3	4	6	x	x	25 ... 3600	

Bild 13-58 Anhaltswerte zur Kupplungsauswahl

- 1) Werte abhängig von den jeweiligen Betriebsverhältnissen (Firmenangaben)
2) für jeweils maximale Baugröße
3) Wellen und Maschinen können ohne axiales Verschieben ein- und ausgebaut werden
4) Hauptmaße und Auslegungsdaten s. Tabellenbuch

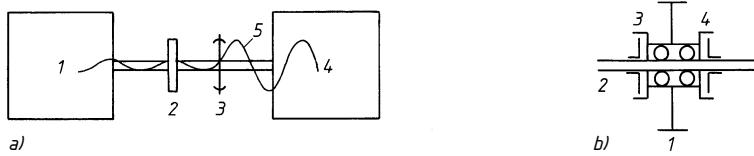


Bild 13-59 Kupplungskombinationen (schematisch).

- Reihenschaltung (z. B. zur Dämpfung von Drehschwingungen) **1** Drehstrommotor, **2** Schaltkupplung, **3** hochelastische Kupplung, **4** Kolbenverdichter, **5** periodische Drehmomentschwankung,
- Parallelschaltung (z. B. zur Übertragung großer Drehmomente) **1** Zahnrad, **2** durchgehende Welle, **3, 4** Kupplungen

- Um Gewicht, Abmessungen und Preis der Kupplung gering zu halten, sollte diese möglichst dort eingebaut werden, wo das Drehmoment klein und die Drehzahl hoch ist, in der Regel also auf der Motorwelle.
- Kupplungen sollen das Auswechseln ihrer Verschleißteile (z. B. Gummielemente) sowie der benachbarten Wellen und Maschinen ermöglichen, ohne dass letztere dabei axial verschoben werden müssen (Eigenschaft „radial montierbar“ nach **Bild 13-58**).
- Bei Lamellenkupplungen sind die Kupplungsteile durch entsprechende Anordnung der Lager genau zu zentrieren und zueinander axial unverschiebbar zu fixieren (vgl. **Bild 13-43a**).
- Wellen sind dicht neben den Kupplungen zu lagern und bei Einsatz nichtausgleichender Kupplungen zur Gewährleistung der Kupplungslebensdauer genauestens auszurichten. Unbedingt Ausrichtkontrolle durchführen! Genau fluchtende Wellen sind die wichtigste Voraussetzung zur Gewährleistung der Kupplungslebensdauer.
- In Antrieben mit Reibkupplungen sind ggf. ausreichende Inspektionsöffnungen vorzusehen, damit die Reibbeläge nachgestellt und ausgewechselt werden können.
- Maschinenanlagen sollen möglichst auf einem Fundament aus einer Werkstoffart aufgestellt werden, weil sonst temperaturbedingte Höhenunterschiede und damit radiale Wellenverlagerungen unvermeidbar sind.
- Bei der Anordnung momentbetätigter Kupplungen in Anlagen mit schaltbaren Getrieben ist die Kupplung auf der Motorseite anzutreiben, wenn eine konstante Leistung begrenzt werden soll, und auf der Abtriebsseite des Getriebes, wenn ein konstantes Drehmoment begrenzt werden soll (z. B. Vorschubantrieb von Werkzeugmaschinen).
- Überstehende Kupplungsteile sind zu vermeiden oder wenigstens abzudecken (vgl. MaschinenSchutzgesetz).

13

13.6 Bremsen

13.6.1 Funktion und Wirkung

Bremsen haben die Funktionen: Verzögern sich bewegender Massen (Regel- oder Stoppbremse); Erzeugen eines Gegenmomentes für Antriebsaggregate (Leistungsbremse) oder Festhalten einer Last (Haltebremse).

Diese Funktionen können wie bei der Kupplung realisiert werden durch

- Moment leiten und
- Schalten (Trennen oder Verbinden).

Leitungsfunktion

Im Gegenteil zu den Kupplungen, bei denen sich beide Teile der Wirkpaarung drehen, erfolgt bei den Bremsen die Drehmomentübertragung zwischen einem beweglichen und einem fest mit dem Maschinen- bzw. Anlagengehäuse verbundenen Bauteil, welches das Gegenmoment aufnimmt (s. z. B. **Bild 13-60**). Ein verlustfreies Leiten ist damit nur im Stillstand möglich (als Haltemoment).

Schaltfunktion

Alle bei Kupplungen nutzbaren physikalischen Effekte zur Krafterzeugung und Übertragung können auch bei Bremsen verwendet werden. Damit ist jede kraftschlüssige Kupplung als Bremse ausführbar, d. h. **Bild 13-3** kann auch für die Einteilung von Bremsen verwendet werden. Da bei Bremsen der Schaltvorgang (Bremsung) wesentlich länger als bei Kupplungen dauern kann, ist die Umwandlung der kinetischen Energie der sich bewegenden Bauteile durch Reibung in Wärmeenergie und deren Abführung besonders zu beachten. Eine Einteilung der Bremsen erfolgt daher oft auch nach der Art der Energieumwandlung in mechanische Bremsen (z. B. Backenbremse, Scheibenbremse), hydrodynamische Bremsen (z. B. Strömungsbremse, Wasserwirbelbremse) und elektrische Bremsen (z. B. Motorbremse, Induktionsbremse).

13.6.2 Berechnung

Die Berechnung der für die Auswahl der Bremse wichtigen Größen, das erforderliche Bremsmoment, die Bremszeit und die Wärmebelastung erfolgt analog der Berechnung bei Schaltkupplungen in 13.2.6.

Hier nach ergibt sich das *erforderliche (schaltbare) Bremsmoment* zu

$$T'_{\text{Br}} = J_L \frac{\omega_A}{t_R} \pm T_L \leq T_{\text{Br}} \quad (13.23)$$

J_L Trägheitsmoment der Lastseite, reduziert auf die Bremswelle

ω_A Winkelgeschwindigkeit der Bremswelle

t_R Rutschzeit (Bremszeit)

T_L Lastdrehmoment bezogen auf die Bremswelle

T_{Br} in der Bremse erzeugtes Bremsmoment

Beim Einsetzen des Lastdrehmomentes ist auf die Wirkrichtung von T_L zu achten, z. B. ist bei Hubwerken T_L negativ beim Heben der Last (Last bremst mit ab), positiv beim Absenken der Last einzusetzen. Das sich aus der Konstruktion der Bremse ergebende Bremsmoment T'_{Br} muss mindestens so groß sein wie das erforderliche Bremsmoment T'_{Br} , einschließlich aller dynamischen Wirkungen. Für Haltebremsen sollte aus Sicherheitsgründen $T_{\text{Br}} \geq 2 \cdot T'_{\text{Br}}$ gewählt werden.

Zur Berechnung der Bremszeit und Wärmebelastung sind in die Gl. (13.19) und (13.20) T_{Br} für T_{KNS} und $\omega_{L0} = 0$ einzusetzen.

13

13.6.3 Bauformen

Da viele Bremsen fast baugleich mit Kupplungen sind, wird im Folgenden vor allem auf Besonderheiten bei Bremsen eingegangen.

Bei den überwiegend eingesetzten *mechanischen Bremsen* wird wie bei den reibschlüssigen Schaltkupplungen das Drehmoment über Reibflächen nach dem Reibungsgesetz übertragen.

Bild 13-60 zeigt die prinzipiell mögliche Anordnung der Reibflächen. Die Anpresskraft wird über mechanische Hebelsysteme, hydraulisch, pneumatisch, elektromagnetisch oder über Federn erzeugt. Die Bremsflächen können dabei axial oder radial zueinander bewegt werden. Je nach Bauart sind sie als Haltebremse, Stopp- und Regelbremse oder Leistungsbremse einsetzbar.

Haltebremsen sollen das unbeabsichtigte Anlaufen von Wellen aus dem Stillstand verhindern. Sie sind so konstruiert, dass im Ruhezustand die bewegliche Bremsfläche, in der Regel durch Federn (oder Dauermagnete), gegen die feststehende Bremsfläche gedrückt und beim Anlaufen meist selbstständig gelöst wird. **Bild 13-61** zeigt eine nach diesem Prinzip arbeitende Kegelbremse (als Stopp- und Haltebremse verwendet), bei der durch die kegelige Form des Stators (1) beim Einschalten die Magnetkraft den Anker (2) nach links zieht und damit die Bremse löst. Wird der Strom unterbrochen, drückt die Druckfeder (3) über den drehbar gelagerten

Betätigungsrichtung	Radial				Axial		
Reibkörperpaarung	Backen Zylinder		Band Zylinder		Scheibe Scheibe	Kegel Kegel	Scheibe Backen
Grundmodell	Außenbackenbremse	Innenbackenbremse	Außenbandbremse	Innenbandbremse	Vollscheibenbremse	Kegelbremse	Teilscheibenbremse
Konstruktionsprinzip							

Bild 13-60 Reibungsbremsen, prinzipieller Aufbau

Dämpfer (4) die Motorwelle (5) und damit die Bremsscheibe (6) gegen das Bremsgehäuse (7). Die Anlage wird abgebremst und im Stillstand gehalten.

Reine Haltebremsen eignen sich nur bedingt zum Verzögern auslaufender Bewegungen bis zum Stillstand. Gegenüber Regelbremsen sind sie für größere Bremskräfte (größere Anpresskräfte) bei nur geringer zulässiger Reibleistung (kleinerer zulässiger Verschleißweg) ausgelegt. Ihr Einsatz erfolgt z. B. im Hebezeug-, Aufzugs- und Bergbau als Sicherheitsbremse, im allgemeinen Maschinenbau als (Not-)Stopp- und Haltebremse.

Die *Stopp- und Regelbremse* soll eine bestimmte Wellendrehzahl konstant halten sowie in kurzer Zeit die Welle zum Stillstand bringen, einschließlich einem gewollten Notstop. Als Stopp- und Regelbremse werden am häufigsten Scheiben- und Backenbremsen eingesetzt. **Bild 13-62** zeigt eine Trommel-Außenbackenbremse, die für raue Betriebsverhältnisse geeignet ist, z. B. in Kran-, Förder- und Walzwerksanlagen. **Bild 13-63** zeigt eine Innenbackenbremse mit symmetrischen Backen (Simplexbremse). Die Backen können auch gleichsinnig (Duplexbremse) oder mit Anlenkung der zweiten Bremse an die erste (Servobremse) ausgebildet sein. Ihr Einsatz erfolgt vor allem in Fahrzeugen, Flurförderern und Baggern.

Vollbelag-Scheibenbremsen (der Reibbelag ist als voller Kreis- oder Kegelmantelring ausgebildet), als Ein- oder Mehrflächen-(Lamellen)-bremsen ausgeführt, werden verstärkt in Antriebssystemen aufgrund zunehmenden Automatisierungsgrades und kurzer Taktzeiten eingesetzt. Oft ist die Bremse als Anbau- oder Einbaubremse direkt mit dem Antriebsmotor verbunden (*Bremsmotor*, s. z. B. **Bild 13-61**) oder bildet eine Einheit mit einer fast baugleichen Kupplung als Schrittmotor zum Positionieren und Taktten. Bei Letzterem trennt die Kupplung den Antrieb ab und die Bremse bringt die Anlage schnell und positionsgenau zum Halt (z. B. bei hohen Geschwindigkeiten von Webmaschinen oder großen Massen bei Pressen, Stanzen).

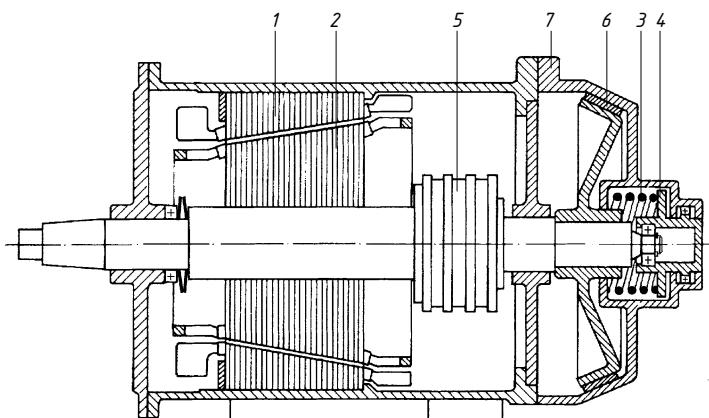


Bild 13-61
Verschiebeankermotor mit
Kegelbremse (schematisch)

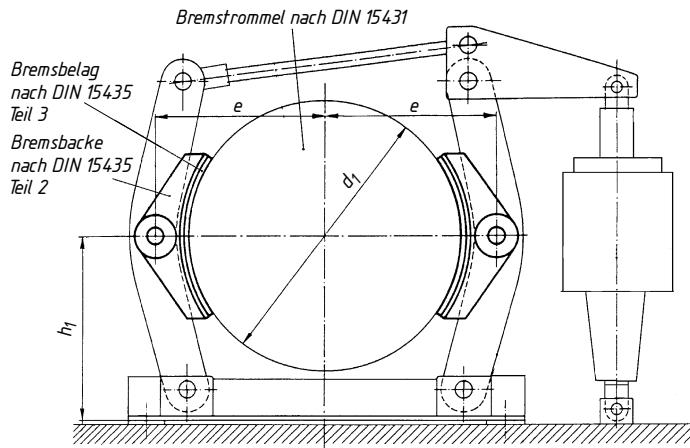


Bild 13-62
Trommel-Außenbackenbremse (nach DIN)

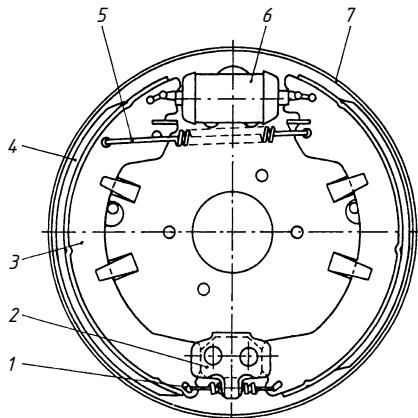


Bild 13-63
Innenbackenbremse (Symplexbremse) mit hydraulischer Betätigung.
1, 5 Zugfeder, 2 Backenlagerung mit Wälzgelenken,
3 Bremsbacke, 4 Reibbelag, 6 Hydraulikzylinder,
7 Bremstrommel

13

Bild 13-64 zeigt eine elektromagnetisch betätigtes Kupplungs-Bremseinheit. Durch wechselseitiges Schalten von Kupplungs- und Bremsspule wird das Drehmoment über Reibschluss übertragen. Kupplung (rechts) und Bremse (links) sind hier arbeitsstrombetägt, d. h. bei eingeschalteter Spule (1) bzw. (2) wird die Ankerscheibe (3) bzw. (4) gegen den Bremsbelag (5) bzw. (6) gedrückt. Bei der Kupplung wird das Moment von der Nabe (7) über die Ankerscheibe (3) auf die mit der Welle (8) verbundene Mitnehmerscheibe (9) übertragen, beim Bremsen wird die Welle (8) über Mitnehmerscheibe (9), Ankerscheibe (4) gegen das Gehäuse (10) abgebremst. Im stromlosen Zustand löst eine Membranfeder die Kupplung bzw. Bremse. **Bild 13-64b** zeigt die Bremse einzeln, hier ruhestrombetägt. Die Schraubenfedern (1) drücken die Ankerscheibe (2) gegen den Rotor mit Bremsbelägen (3) und die feststehende Maschinewand (4). Die mit dem Rotor über die Zahnnabe verbundene Welle wird abgebremst. Beim Einschalten der Spule wird die Ankerscheibe durch die Magnetkraft gegen den Spulenträger (5) gezogen. Die Bremse ist frei, die Welle kann durchlaufen.

Teilbelag-Scheibenbremsen (an kreisförmige, glatte Bremsscheibenringe greifen seitlich eine oder mehrere Bremszangen oder -sattel mit Doppelbacken an, s. **Bild 13-65**) werden zunehmend anstelle von Backen- und Bandbremsen vor allem bei langen Bremszeiten, wie sie bei Fahrzeugen und Fördermaschinen vorkommen, eingesetzt. Gegenüber der Doppelbackenbremse haben sie ein kleineres Massenträgheitsmoment, geringen Platzbedarf und eine bessere Wärmeabfuhr, die beträchtlich höheren zulässigen Flächenpressungen führen zu einer geringe-

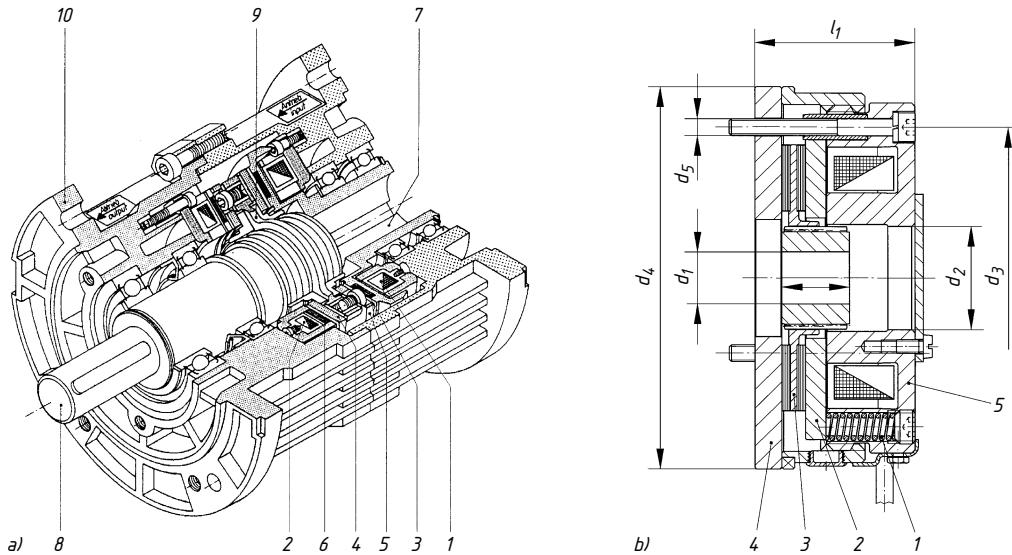


Bild 13-64 a) Kupplungs-Bremseinheit, elektromagnetisch (ROBA-Takt Schrittmodul – Werkbild), b) ROBA-Stopp Positionierbremse (Werkbild)

ren Streuung der Reibzahl (exakteres Bremsen), die Reibbeläge sind schneller austauschbar. Zu beachten sind aber die höheren Preise und die Biegebeanspruchung der Bremsswelle. Die Bremsscheibe kann für höhere Kühlleistung selbstlüftend ausgeführt werden, s. **Bild 13-65b** (bei Kurzzeitbetrieb, wie z. B. bei Sicherheitsbremsen, ist die massive Scheibe wegen des größeren Wärmespeichervermögens besser).

13

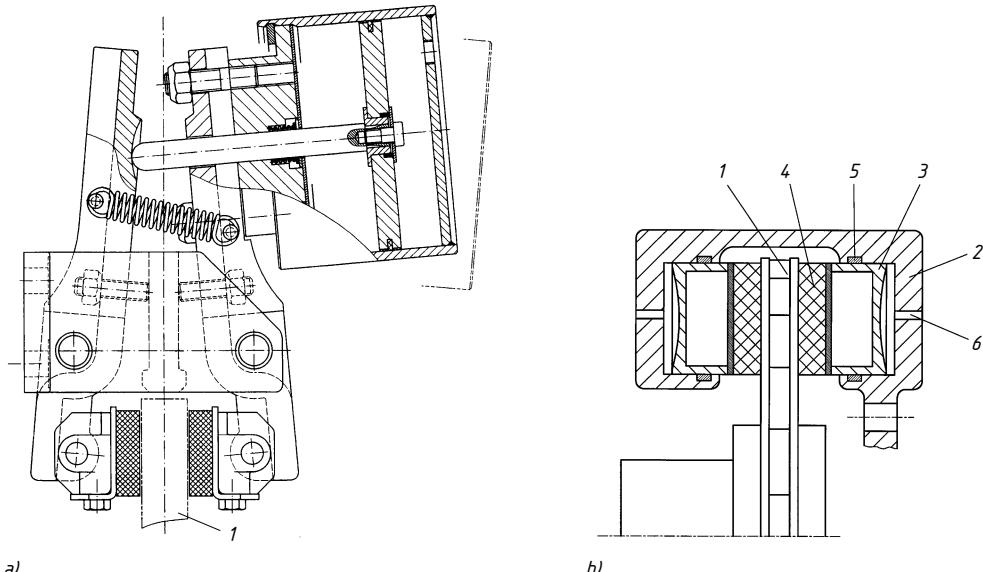


Bild 13-65 Scheibenbremse.

a) mit Bremszange, pneumatisch betätigt (Typ DV30PA, Werkbild), b) mit Bremssattel und innenbelüfteter Bremsscheibe: 1 Bremsscheibe, 2 Bremssattel, 3 Druckkolben, 4 Bremsbelag, 5 Dichtung, 6 Ölzufluhr

Als verschleißfreie Regelbremse mit Haltemoment eignen sich Induktionsbremsen mit Synchronlauf (auch Hysteresebremse genannt) dort, wo Zugkräfte sehr fein und exakt reguliert werden müssen.

Leistungsbremsen (hierzu zählen vor allem Prüfstandsbremsen, aber auch Bremsen zum Lastsenken und Fahrzeugbremsen beim Bergabfahren) sind für größere Bremsleistungen auszulegen. Daher werden neben mechanischen Bremsen oft verschleißfreie elektrische Bremsen (Induktionsbremsen), Strömungs- und Wasserwirbelbremsen eingesetzt. Die in **Bild 13-55** abgebildete Wirbelstromkupplung kann z. B. als Bremse eingesetzt werden, indem der Spulenträger fest mit einer Maschinenwand verbunden wird. Bei stromdurchflossener Spule werden im Ankerring Wirbelströme induziert, die ein Bremsmoment entgegen der Drehrichtung erzeugen. Dem Vorteil der leichten Ableitung der anfallenden Energie steht die stark drehzahlabhängige Bremswirkung entgegen.

Strömungsbremsen werden vor allem zum Abbremsen größerer Kräfte wegen der Sicherheit vor Überhitzung bei längeren Bremsstrecken und des weichen Einsetzens der Bremsung eingesetzt. Wird bei einer hydromechanischen Kupplung das abtriebsseitige Turbinenrad (s. auch **Bild 13-56**) fest mit dem Gehäuse verbunden entsteht aus der Kupplung die hydromechanische Bremse, auch **Strömungsbremse** genannt. Das Bremsmoment wird über die Füllmenge der Bremse mit Öl geregelt.

Bild 13-66 zeigt eine pendelnd gelagerte **Wasserwirbelbremse** mit Schlagstiften. Die Abbremsung der Rotorwelle erfolgt durch die an den Stiften des Gehäuses sich bildenden Wasserwirbel; die hierbei entstehende Wärme wird über das Gehäuse, bei größerer Wärmemenge über einen Wasserkühlkreislauf abgeleitet. Das Bremsmoment kann über die Federkraft abgelesen werden und ist über die Wassermenge regulierbar.

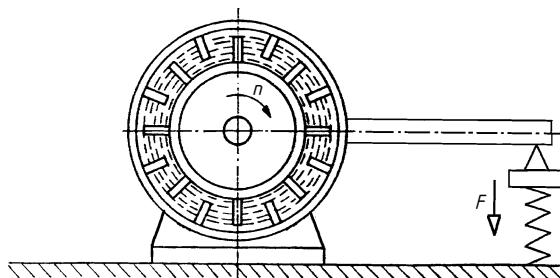


Bild 13-66
Wasserwirbelbremse (schematisch)

13

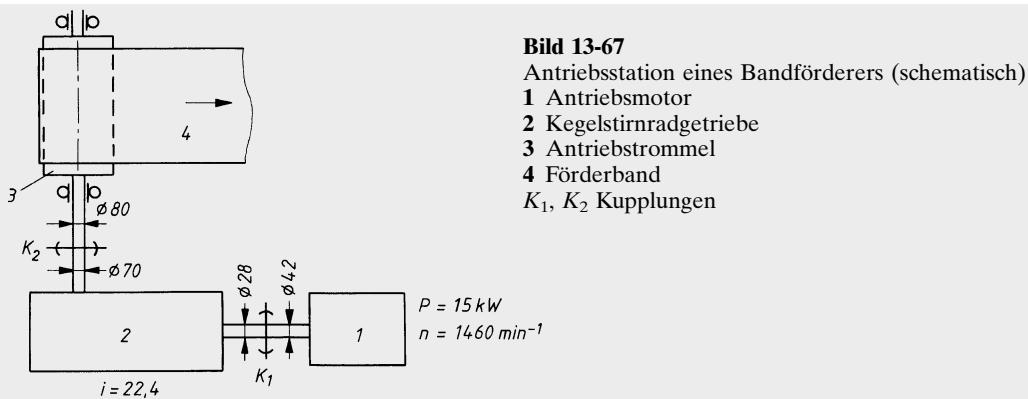
13.7 Berechnungsbeispiele

■ **Beispiel 13.1:** Ein Bandförderer wird nach **Bild 13-67** durch einen Drehstrom-Käfigläufer-Motor (Baugröße 160L) mit $P = 15 \text{ kW}$ und $n = 1460 \text{ min}^{-1}$ über ein Kegelstirnradgetriebe mit der Übersetzung $i = 22,4$ angetrieben. Die bereits ermittelten Durchmesser der Wellenenden der Antriebsstation sind in das **Bild 13-67** eingetragen. Die Umgebungstemperatur beträgt $+45^\circ\text{C}$. Weitere Betriebsdaten sind nicht bekannt.

Für die Kupplung K_1 zwischen Drehstrommotor und Getriebe und die Kupplung K_2 zwischen Getriebe und Antriebstrommel ist jeweils

- eine geeignete Bauart zu wählen, wobei montagemäßig bedingt, geringe radiale, axiale und winklige Wellenverlagerungen unvermeidbar sind und, betrieblich bedingt, mit kleineren Drehmomentschwankungen durch etwaige stoßweise Förderung zu rechnen ist;
- die Baugröße zu bestimmen, wobei eine tägliche Laufzeit von 8 Stunden anzunehmen ist.

► **Lösung a):** Zunächst steht fest, dass es sich um nicht schaltbare Kupplungen handelt. Zum Ausgleich der unvermeidbaren Wellenverlagerungen kommen nachgiebige, also Ausgleichskupplungen in Frage. Nach **Bild 13-3a** können nun systematisch Kupplungen mit den geforderten Eigenschaften ausgewählt werden: nichtschaltbare Kupplungen – nachgiebig – formschlüssig – längs-, quer-, winkel-, drehnach-



giebig – elastisch. Nach den Anhaltswerten zur Kupplungsauswahl (**Bild 13-58**) wird nun eine marktgängige Bauart festgelegt. In Frage kommen elastische Bolzen- und Klauenkupplungen. Sie erfüllen alle gestellten Anforderungen und sind außerdem noch wartungsfrei und schwingungsdämpfend. Für die Kupplungen K_1 und K_2 wird jeweils eine elastische Klauenkupplung gewählt, z. B. eine N-Eupex-Kupplung nach **Bild 13-26** bzw. **TB 13-3**.

Ergebnis: Für die Kupplungen K_1 und K_2 wird jeweils eine elastische Klauenkupplung gewählt, z. B. eine N-Eupex-Kupplung.

Lösung b): Da keine genauen Betriebsdaten (z. B. Lastdrehmoment, Trägheitsmomente) vorliegen und wohl nur schwer zu ermitteln sind, muss die Kupplungsgröße nach Herstellerangaben bzw. mit Hilfe von Anwendungsfaktoren bestimmt werden (s. 13.2.5-1 bzw. 13.2.5-2).

Kupplung K_1

Für die auf dem Wellenende des Drehstrommotors sitzende N-Eupex-Kupplung K_1 gibt nach **TB 16-21** der Kupplungshersteller für die Motorbaugröße 160L die Baugröße 110 an. Diese Baugröße reicht bei normalen Betriebsbedingungen aus, sie soll aber mit Hilfe des Anwendungsfaktors geprüft werden. Nach Gl. (13.11) wird das fiktive Kupplungsdrrehmoment

$$T'_K = T_N \cdot K_A \leq T_{KN} .$$

Mit $P = 15 \text{ kW}$ und $n = 1460 \text{ min}^{-1}$ ergibt sich das Nenndrehmoment aus

$$T_N = 9550 \frac{P}{n} = 9550 \frac{15}{1460} = 98 \text{ Nm} .$$

Der Anwendungsfaktor wird nach Richter-Ohlendorf (**TB 3-5b**) ermittelt und zwar für den vorliegenden Betriebsfall nach Bild 13-68 anhand des eingezeichneten Linienzuges. Danach ergibt sich für Antrieb Elektromotor – Anlauf leicht – Belastung Vollast, mäßige Stöße – Kupplung – tägliche Laufzeit 8 h: $K_A \approx 1,7$.

Damit wird das fiktive Kupplungsdrrehmoment

$$T'_K = 98 \text{ Nm} \cdot 1,7 \approx 167 \text{ Nm} .$$

Nach **TB 13-3** ist damit die vom Hersteller zugeordnete N-Eupex-Kupplung Größe B110 mit $T_{KN} = 160 \text{ Nm}$ gerade noch vertretbar. Auch der Bohrungsbereich $\leq 48 \text{ mm}$ der Kupplungsabnen passt zu den Durchmessern 28 mm und 42 mm der zu verbindenden Wellen.

Kupplung K_2

Das Nenndrehmoment der Kupplung K_2 ergibt sich, ohne Berücksichtigung des Wirkungsgrades des Getriebes, aus Gl. (13.1) zu $T_2 = i \cdot T_1$. Mit dem Nenndrehmoment der Antriebsseite $T_1 = 98 \text{ Nm}$ und der Übersetzung des Getriebes $i = 22,4$ wird

$$T_2 = 22,4 \cdot 98 \text{ Nm} \approx 2195 \text{ Nm} .$$

Mit dem oben ermittelten Anwendungsfaktor $K_A \approx 1,7$ wird damit das fiktive Drehmoment der Kupplung K_2

$$T'_K = 2195 \text{ Nm} \cdot 1,7 \approx 3730 \text{ Nm} .$$

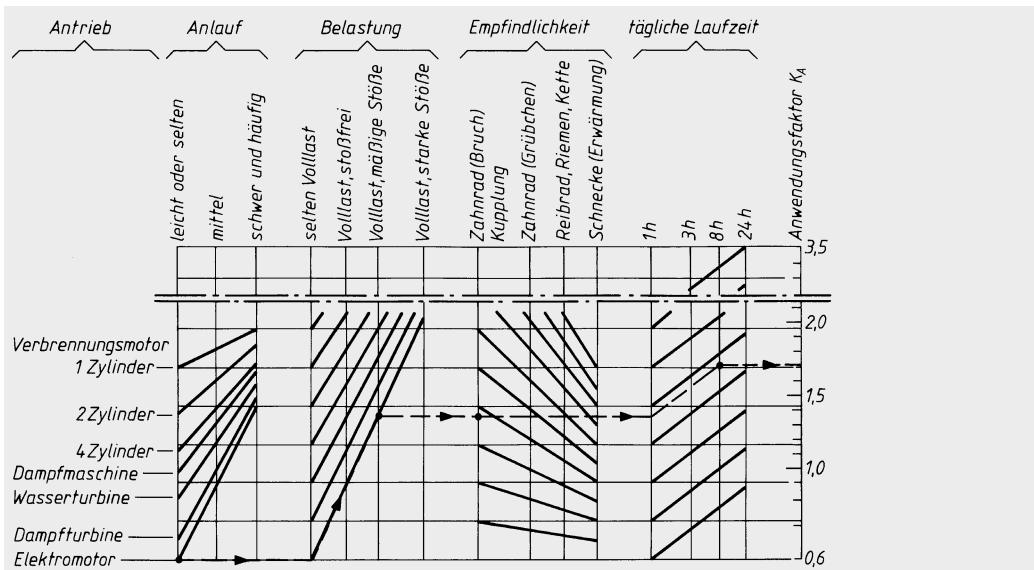


Bild 13-68 Ermittlung des Anwendungsfaktors zur Auswahl der Kupplungsgröße

Damit ist nach **TB 13-3** geeignet: N-Eupex-Kupplung Bauform B, Baugröße 280 mit $T_{KN} = 3900 \text{ Nm}$. Auch bleiben die Durchmesser 70 mm bzw. 80 mm der zu verbindenden Wellen unter der maximal zulässigen Nabendurchmesser von 110 mm.

Ergebnis: Für die vorgesehenen N-Eupex-Kupplungen, Bauform B, wird für die Kupplung K_1 die Baugröße 110 und für die Kupplung K_2 die Baugröße 280 gewählt.

■ **Beispiel 13.2:** Für die Ganzmetallkupplung (Thomas-Kupplung) der Baugröße 100, **Bild 13-69a**, ist zu ermitteln:

- ob eine alleinige radiale Wellenverlagerung $\Delta W_r = 1,4 \text{ mm}$ zulässig ist,
- die bei der Wellenverlagerung nach a) auftretende radiale Rückstellkraft F_r ,
- welchen radialen und winkligen Versatz die Kupplung bei einem bereits vorhandenen axialen Versatz von 1,2 mm noch kompensieren kann.

Lösung a): Nach Gl. (13.16b) ist folgende Bedingung einzuhalten:

$$\Delta K_r \geq \Delta W_r \cdot S_t \cdot S_f$$

Für die hier vorliegende Ganzmetallkupplung kann der Temperaturfaktor S_t und der nur für gummielastische Kupplungen geltende Frequenzfaktor S_f jeweils gleich 1 gesetzt werden (vgl. **TB 13-8**).

Nach **TB 13-2** weist die Thomas-Kupplung, Baugröße 100, einen zulässigen radialen Versatz $\Delta K_r = 2,0 \text{ mm}$ auf. Damit ist die Bedingung nach Gl. (13.16b) erfüllt:

$$2,0 \text{ mm} > 1,4 \text{ mm} \cdot 1 \cdot 1$$

Ergebnis: Für eine Thomas-Kupplung der Baugröße 100 ist eine alleinige radiale Wellenverlagerung $\Delta W_r = 1,4 \text{ mm}$ zulässig.

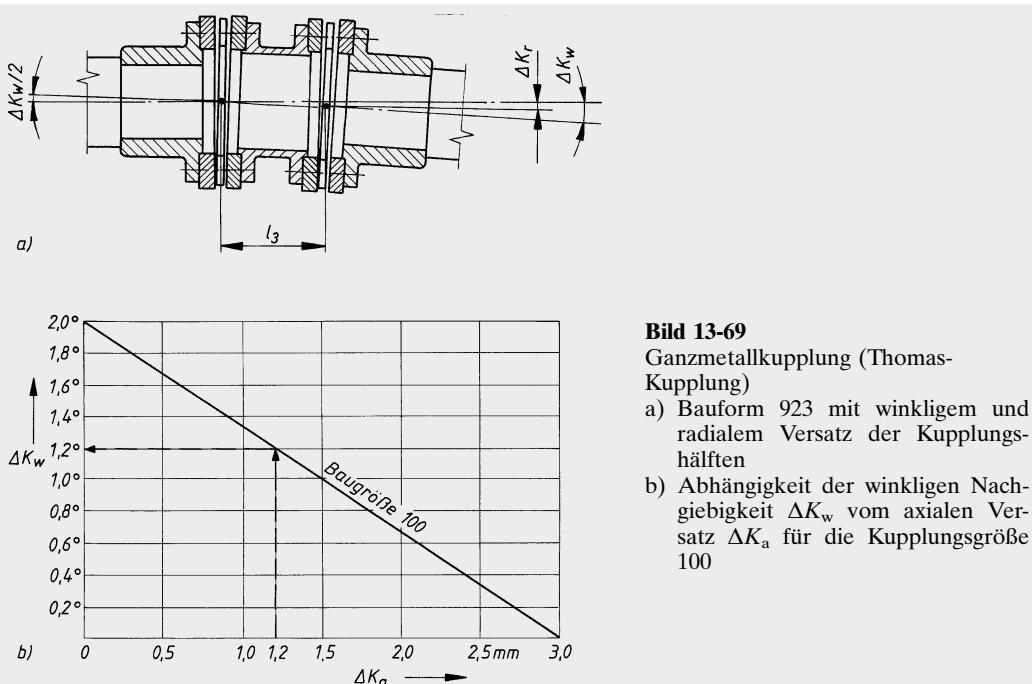
► **Lösung b):** Die radiale Rückstellkraft beträgt nach Gl. (13.17b)

$$F_r = \Delta W_r \cdot C_r$$

Für die Thomas-Kupplung, Baugröße 100, beträgt die Radialfedersteife $C_r = 520 \text{ N/mm}$ (**TB 13-2**). Mit der auftretenden radialen Wellenverlängerung $\Delta W_r = 1,4 \text{ mm}$ ergibt sich eine radiale Rückstellkraft

$$F_r = 1,4 \text{ mm} \cdot 520 \text{ N/mm} \approx 730 \text{ N}$$

Ergebnis: Bei einer radialen Wellenverlagerung $\Delta W_r = 1,4 \text{ mm}$ beträgt die radiale Rückstellkraft $F_r \approx 730 \text{ N}$. Sie belastet die Wellen und die der Kupplung benachbarten Lager.

**Bild 13-69**

Ganzmetallkupplung (Thomas-Kupplung)

- a) Bauform 923 mit winkligem und radialem Versatz der Kupplungshälften
- b) Abhängigkeit der winkligen Nachgiebigkeit ΔK_w vom axialen Versatz ΔK_a für die Kupplungsgröße 100

► **Lösung c):** Nach **Bild 13-69a** ist die radiale Nachgiebigkeit der Thomas-Kupplung eine Funktion des zulässigen winkligen Versatzes der Kupplungshälften $\Delta K_w/2$ sowie des Abstandes l_3 zwischen den beiden Lamellenpaketen. Es gilt: $\Delta K_r = l_3 \cdot \tan \Delta K_w/2$. Bei der im **TB 13-2** für die Baugröße 100 genannten radialem Nachgiebigkeit $\Delta K_r = 2 \text{ mm}$ ist jedes Lamellenpaket bereits um $\Delta K_w/2 = 1^{\circ}$ gebeugt. Ein zusätzlicher axialer Versatz ΔK_a wäre nicht zulässig. Wird ein axialer Versatz $\Delta K_a = 1,2 \text{ mm}$ in Anspruch genommen, so reduziert sich der Wert für ΔK_w und damit auch für ΔK_r ungefähr nach **Bild 13-69b**. Durch Auftragen der jeweils für sich allein zulässigen Werte $\Delta K_w = 2^{\circ}$ und $\Delta K_a = 3 \text{ mm}$ wird bei einem vorhandenen axialen Versatz $\Delta K_a = 1,2 \text{ mm}$ der abgeminderte winklige Versatz $\Delta K_w = 1,2^{\circ}$ gefunden (eingezzeichneter Linienzug). Der zugehörige radiale Versatz kann damit nach der oben angegebenen Beziehung bestimmt werden. Mit dem Abstand $l_3 = 116 \text{ mm}$ ergibt sich

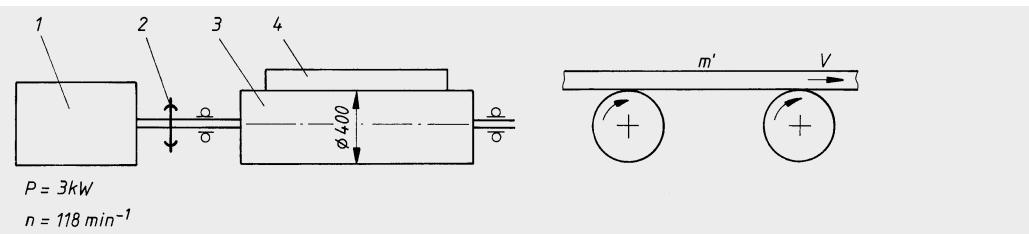
$$\Delta K_r = 116 \text{ mm} \cdot \tan 0,6^{\circ} \approx 1,2 \text{ mm}.$$

Ergebnis: Bei einem bereits vorhandenen axialen Versatz von $1,2 \text{ mm}$ kann die Thomas-Kupplung, Baugröße 100, noch einen radialen Versatz $\Delta K_r \approx 1,2 \text{ mm}$ und einen winkligen Versatz $\Delta K_w \approx 1,2^{\circ}$ ausgleichen.

■ **Beispiel 13.3:** Am Rollgang¹⁾ eines Walzgerüstes nach **Bild 13-70** sollen die Arbeitsrollen (3) jeweils durch Getriebemotoren (1) angetrieben werden. Diese haben eine Leistung $P = 3 \text{ kW}$ bei einer Drehzahl $n = 118 \text{ min}^{-1}$. Die anteilige Masse (4) des zu fördernden Walzgutes beträgt $m' = 800 \text{ kg}$ je Rolle. Eine geeignete nichtschaltbare Kupplung (2) zwischen Getriebemotor und Rolle ist auszulegen.

- a) Eine geeignete wartungsfreie Kupplungsart ist zu wählen, wobei allseitige Wellenverlagerungen nicht zu vermeiden und Stöße zu dämpfen sind. Die Umgebungstemperatur der Kupplung kann während des Betriebes bis auf $+60^{\circ}\text{C}$ ansteigen.
- b) Zunächst soll die Belastung durch das Nenndrehmoment festgestellt und danach eine entsprechende Baugröße gewählt werden. Als Nenndrehmoment der Lastseite soll dabei das durch Reibschluss zwischen Rolle und Walzgut begrenzte Drehmoment gesetzt werden ($\mu \approx 0,15$).

¹⁾ Schwere Rollenförderer, vorwiegend in Walzwerken, zum Transport des Walzgutes zu und von den Walzen bzw. zu den Scheren, Sägen und zum Lager.

**Bild 13-70** Rollgangantrieb (schematisch).**1** Getriebemotor, **2** Kupplung, **3** Rolle, **4** Walzgut

- c) Die nach b) bemessene Kupplung soll unter Beachtung folgender Betriebsdaten auf Belastung durch Anfahrtstöße geprüft werden:
- Stoßdrehmoment = Kippdrehmoment des Drehstrommotors = $2,4 \times$ Nenndrehmoment des Drehstrommotors
 - Reversierbetrieb mit 80 Drehrichtungswechseln in der Stunde
 - Trägheitsmoment des Getriebemotors ca. $1,7 \text{ kg m}^2$ und der Arbeitsrolle ca. $6,1 \text{ kg m}^2$, jeweils bezogen auf die Kupplungswelle.
- d) Abschließend ist noch zu prüfen, ob eine zu erwartende radiale Wellenverlagerung von 1,5 mm von der Kupplung ausgeglichen werden kann und welche Rückstellkraft hierbei ggf. auftritt.

Lösung a): Zum Ausgleich nicht vermeidbarer Wellenverlagerungen und zur Dämpfung von Stößen kommt eine nachgiebige, also eine Ausgleichskupplung in Frage. Nach **Bild 13-3a** kann nun systematisch gewählt werden: nicht schaltbare Kupplung – nachgiebig – formschlüssig – längs-, quer-, winkel-, drehnachgiebig – elastisch. Wegen der laufend wechselnden Drehrichtung (Reversierbetrieb) sollte eine absolut spielfreie Kupplung mit hoher Elastizität und guter Dämpfung gewählt werden (s. 13.2.4-3). Nach **Bild 13-58** findet man unter Berücksichtigung der Anforderungen „wartungsfrei“ und „schwingungsdämpfend“ und den entsprechenden Hinweisen auf die Einsatzmerkmale, dass gummielastische Kupplungen hoher Elastizität allen gestellten Anforderungen genügen (vgl. auch 13.3.2-2.3). Gewählt wird eine hochelastische Wulstkupplung (Radaflex-Kupplung) nach **Bild 13-29**. Für die mit Reifen aus Naturgummi (NR) ausgestattete Radaflex-Kupplung ist auch die auftretende Temperatur von max. $+60^\circ\text{C}$ noch zulässig (**TB 13-8b**).

Ergebnis: Gewählt wird eine hochelastische Wulstkupplung mit elastischen Elementen aus Naturgummi (Radaflex-Kupplung).

- **Lösung b):** Die Reibungskraft $F_R = \mu \cdot F_N = \mu \cdot m' \cdot g$ am Rollenumfang begrenzt das übertragbare Drehmoment auf das Nenndrehmoment der Lastseite

$$T_{LN} = F_R \cdot \frac{d}{2} = \mu \cdot m' \cdot g \cdot \frac{d}{2}.$$

Mit $\mu \approx 0,15$, $m' = 800 \text{ kg}$, $g = 9,81 \text{ m/s}^2$ und $d = 0,4 \text{ m}$ beträgt das Nenndrehmoment der Lastseite damit

$$T_{LN} = 0,15 \cdot 800 \text{ kg} \cdot 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \cdot \frac{0,4 \text{ m}}{2} = 235 \text{ Nm}.$$

Da eine wirtschaftlich optimale Kupplungsgröße gefunden werden soll, erfolgt die Auslegung nach der ungünstigsten Lastart (s. 13.2.5-3). Für die Belastung durch das Nenndrehmoment der Lastseite gilt nach Gl. (13.12)

$$T'_K = T_{LN} \cdot S_t \leq T_{KN}.$$

Mit dem oben bestimmten Nenndrehmoment und dem Temperaturfaktor $S_t = 1,4$ für Kupplungsreifen aus NR bei $t = +60^\circ\text{C}$ (**TB 13-8b**) wird das fiktive Kupplungsdrehmoment

$$T'_K = 235 \text{ Nm} \cdot 1,4 = 330 \text{ Nm}.$$

Danach ist aus **TB 13-5** eine Radaflex-Kupplung mit einem Nenndrehmoment $T_{KN} \geq 330 \text{ Nm}$ auszuwählen. Gewählt wird somit die Baugröße 40 (Bauform 300) mit folgenden Daten:

Nenndrehmoment

$$T_{KN} = 400 \text{ Nm}$$

Maximaldrehmoment

$$T_{K\max} = 3 \cdot 400 \text{ Nm} = 1200 \text{ Nm}$$

Trägheitsmoment der Kupplungshälften

$$J_1 = J_2 = 0,175 \text{ kg m}^2 / 2 \approx 0,09 \text{ kg m}^2.$$

Ergebnis: Nach dem Nenndrehmoment wird eine Radaflex-Kupplung der Baugröße 40 gewählt.

- **Lösung c):** Bei Antrieben mit Drehstrommotoren treten beim Anfahren Drehmomentstöße auf (s. 13.2.4-2). Nach Gl. (13.13a) gilt dabei für den antriebsseitigen Stoß

$$T'_K = \frac{J_L}{J_A + J_L} \cdot T_{AS} \cdot S_A \cdot S_z \cdot S_t \leq T_{K\max}.$$

Das auf die Motor-(Kupplungs-)Welle reduzierte Trägheitsmoment der Lastseite J_L wird nach Gl. (13.4) berechnet. Für das mit der Geschwindigkeit v bewegte Walzgut der Masse m' ergibt sich dabei ein auf die Winkelgeschwindigkeit ω der Kupplungswelle reduziertes Trägheitsmoment

$$J_{\text{red}} = m \left(\frac{v}{\omega} \right)^2.$$

Mit der anteiligen Masse des zu fördernden Walzgutes je Rolle $m' = 800 \text{ kg}$, der Walzgutgeschwindigkeit $v = d \cdot \pi \cdot n = 0,4 \text{ m} \cdot \pi \cdot 118/60 \text{ s} = 2,47 \text{ m/s}$ und der Winkelgeschwindigkeit der Kupplungswelle $\omega = 2 \cdot \pi \cdot n = 2 \cdot \pi \cdot 118/60 \text{ s} = 12,36 \text{ s}^{-1}$ wird

$$J_{\text{red}} = 800 \text{ kg} \cdot \left(\frac{2,47 \text{ m/s}}{12,36 \text{ s}^{-1}} \right)^2 \approx 32 \text{ kg m}^2.$$

Mit den mit ω umlaufenden Einzelträgheitsmomenten der Kupplungshälften und der Rolle ergibt sich das gesamte Trägheitsmoment der Lastseite zu

$$J_{\text{red}} = 0,09 \text{ kg m}^2 + 6,1 \text{ kg m}^2 + 32 \text{ kg m}^2 = 38,19 \text{ kg m}^2.$$

Damit und mit dem Trägheitsmoment der Antriebsseite $J_A = 1,7 \text{ kg m}^2 + 0,09 \text{ kg m}^2 = 1,79 \text{ kg m}^2$, dem Stoßdrehmoment der Antriebsseite $T_{AS} = 2,4 \cdot T_{AN} = 2,4 \cdot 243 \text{ Nm} = 583 \text{ Nm}$ (mit T_{AN} in Nm aus $9550 \cdot 3/118 = 243$), dem Stoßfaktor der Antriebsseite $S_A = 1,8$, dem Anlauf faktor $S_z = 1,3$ für $z = 80 \cdot 2 = 160$ (wegen Reversierbetrieb) nach **TB 13-8a** und dem Temperaturfaktor $S_t = 1,4$ ergibt sich für den antriebsseitigen Stoß ein fiktives Drehmoment

$$T'_K = \frac{38,19 \text{ kg m}^2}{1,79 \text{ kg m}^2 + 38,19 \text{ kg m}^2} \cdot 583 \text{ Nm} \cdot 1,8 \cdot 1,3 \cdot 1,4 \approx 1824 \text{ Nm} > T_{K\max} = 1200 \text{ Nm}.$$

Die nach dem Nenndrehmoment ausgewählte Kupplung ist zu klein; es wird die nächste Baugröße gewählt.

Die Baugröße 63 hat nach **TB 13-5** folgende Daten:

Nenndrehmoment

$$T_{KN} = 630 \text{ Nm}$$

Maximaldrehmoment

$$T_{K\max} = 3 \cdot 630 \text{ Nm} = 1890 \text{ Nm}$$

Trägheitsmoment der Kupplungshälften

$$J_1 = J_2 = 0,309 \text{ kg m}^2 / 2 \approx 0,15 \text{ kg m}^2.$$

Durch die größere Kupplung ändert sich das Verhältnis der Trägheitsmomente $J_L/(J_A + J_L)$ und damit das oben errechnete fiktive Drehmoment kaum, es kann deshalb unmittelbar mit dem neuen Maximaldrehmoment der Kupplung verglichen werden:

$$T'_K = 1823 \text{ Nm} < T_{K\max} = 1890 \text{ Nm}.$$

Die Baugröße 63 reicht aus.

Ergebnis: Wegen der großen Drehmomentstöße ist für die vorgesehene Radaflex-Kupplung endgültig die Baugröße 63 zu wählen.

- **Lösung d):** Für radiale Wellenverlagerungen ist nach Gl. (13.16b) folgende Bedingung einzuhalten:

$$\Delta K_r \geq \Delta W_r \cdot S_t \cdot S_f.$$

Die gewählte Radaflex-Kupplung (Baugröße 63) weist nach **TB 13-5** eine radiale Nachgiebigkeit $\Delta K_r = 3,5 \text{ mm}$ auf.

Mit der maximal auftretenden radialen Wellenverlagerung $\Delta W_r = 1,5 \text{ mm}$, dem Temperaturfaktor $S_t = 1,4$ und dem Frequenzfaktor $S_f = 1,0$ (für $\omega = 12,36 \text{ s}^{-1} < 63 \text{ s}^{-1}$, s. **TB 13-8c**) lautet die Gl. (13.16b) somit

$$3,5 \text{ mm} > 1,5 \text{ mm} \cdot 1,4 \cdot 1,0 = 2,1 \text{ mm}.$$

Eine radiale Wellenverlagerung von $1,5 \text{ mm}$ ist somit ohne weiteres zulässig.

Die radiale Rückstellkraft beträgt nach Gl. (13.17b)

$$F_r = \Delta W_r \cdot C_r.$$

Die gewählte Radaflex-Kupplung (Baugröße 63) weist eine Radialfedersteife von $C_r = 280 \text{ N/mm}$ auf (**TB 13-4**).

Bei einer auftretenden Wellenverlagerung $\Delta W_r = 1,5 \text{ mm}$ wird die radiale Rückstellkraft

$$F_r = 1,5 \text{ mm} \cdot 280 \text{ N/mm} \approx 0,4 \text{ kN}.$$

Ergebnis: Eine radiale Verlagerung der Wellen von $1,5 \text{ mm}$ ist zulässig. Die dadurch verursachte radiale Rückstellkraft beträgt ca. $0,4 \text{ kN}$.

■ **Beispiel 13.4:** Ein Zweizylinder-Viertakt-Dieselmotor mit der Nennleistung $P = 25 \text{ kW}$ und der Drehzahl $n = 1500 \text{ min}^{-1}$ treibt über eine nicht schaltbare Kupplung eine Arbeitsmaschine an. Nach Angaben der Hersteller beträgt das erregende Wechseldrehmoment $0,5$. Ordnung des Dieselmotors $T_{A0,5} = \pm 360 \text{ Nm}$ und das mittlere Lastdrehmoment der Arbeitsmaschine $T_{LN} = 140 \text{ Nm}$. Das Trägheitsmoment des Dieselmotors ist $5,1 \text{ kg m}^2$, das der Arbeitsmaschine $1,8 \text{ kg m}^2$. Der Maschinensatz läuft höchstens 10-mal in der Stunde an. Die Umgebungstemperatur der Kupplung beträgt bis zu $+50^\circ\text{C}$.

- a) Eine geeignete Kupplungsart ist zu wählen.
- b) Die Kupplung ist den Betriebsverhältnissen entsprechend auszulegen.

► **Lösung a):** In Anrieben mit Kolbenmaschinen treten periodische Drehmomentschwankungen auf, welche den Maschinensatz zu u. U. gefährlichen Drehschwingungen anregen können (s. 13.2.4-4). Die für diesen stark ungleichförmigen Antrieb zu wählende nichtschaltbare Kupplung hat also vor allem die Aufgabe, Drehschwingungen zu dämpfen und die Resonanzfrequenz weit genug unter die Betriebsfrequenz zu senken. Außerdem sind betrieblich bedingte geringe Wellenverlagerungen auszugleichen. Nach **Bild 13-3a** kann nun systematisch gewählt werden: nicht schaltbare Kupplung – nachgiebig – formschlüssig – längs-, quer-, winkel-, drehnachgiebig – elastisch. Nach den Anhaltswerten zur Kupplungsauswahl (**Bild 13-58**) wird nun eine marktgängige Bauart festgelegt. In Frage kommen gummielastische Kupplungen hoher Elastizität. Sie erfüllen alle gestellten Anforderungen und sind außerdem noch wartungsfrei und radial montierbar, d. h., dass Wellen und Maschinen ohne axiales Verschieben ein- und ausgebaut werden können. Gewählt wird z. B. eine hochelastische Wulstkupplung (Radaflex-Kupplung) nach **Bild 13-29**.

Ergebnis: Gummielastische Kupplungen hoher Elastizität erfüllen alle Anforderungen. Gewählt wird z. B. eine hochelastische Wulstkupplung (Radaflex-Kupplung).

► **Lösung b):** Beim Einsatz elastischer Kupplungen in Drehschwingungssystemen mit periodischem Wechseldrehmoment ist eine sorgfältige Berechnung der auftretenden Belastung für die Kupplung und den gesamten Maschinensatz unbedingt erforderlich (vgl. unter a). Die Auslegung der Kupplung kann also nur nach der ungünstigsten Lastart erfolgen (s. 13.2.5-3). In besonders schwierigen Fällen wird man sie den Kupplungsherstellern überlassen.

Da keine Drehmomentstöße auftreten und die Wellenverlagerungen unerheblich sind, wird die Kupplung nach dem Nenndrehmoment bzw. dem periodischen Wechseldrehmoment ausgelegt.

Nach Gl. (13.12) gilt für die Belastung durch das Nenndrehmoment

$$T'_K = T_{LN} \cdot S_t \leq T_{KN}.$$

Mit dem Temperaturfaktor $S_t = 1,4$ nach **TB 13-8b** (für $t = +50^\circ\text{C}$ und Kupplungsreifen aus Naturgummi), und dem Nenndrehmoment der Lastseite $T_{LN} = 140 \text{ Nm}$ ergibt sich ein fiktives Drehmoment

$$T'_K = 140 \text{ Nm} \cdot 1,4 = 196 \text{ Nm}.$$

Danach ist aus **TB 13-5** eine Radaflex-Kupplung mit einem Nenndrehmoment $T_{KN} \geq 196 \text{ Nm}$ auszuwählen. Gewählt wird somit die Baugröße 25 (Bauform 300) mit folgenden Daten:

Nenndrehmoment	$T_{KN} = 250 \text{ Nm}$
Maximaldrehmoment	$T_{K\max} = 3 \cdot 250 \text{ Nm} = 750 \text{ Nm}$
Dauerwechseldrehmoment	$T_{KW} = \pm 0,4 \cdot 250 \text{ Nm} = \pm 100 \text{ Nm}$
Drehfedersteife	$C_{T\text{ dyn}} = 1364 \text{ Nm/rad}$ (bei T_{KN})
verhältnismäßige Dämpfung	$\psi = 1,2$
Trägheitsmoment je Kupplungshälfte	$J_1 = J_2 = 0,08 \text{ kg m}^2/2 = 0,04 \text{ kg m}^2$
maximale Drehzahl	$n_{\max} = 2000 \text{ min}^{-1}$

Für das schnelle Durchfahren der Resonanz gilt bei antriebsseitiger Schwingungserregung nach Gl. (13.14 a)

$$T'_K = \frac{J_L}{J_A + J_L} \cdot T_{Ai} \cdot V_R \cdot S_z \cdot S_t \leq T_{K\max} .$$

Mit dem Trägheitsmoment der Lastseite $J_L = 1,8 \text{ kg m}^2 + 0,04 \text{ kg m}^2 = 1,84 \text{ kg m}^2$; dem Trägheitsmoment der Antriebsseite $J_A = 5,1 \text{ kg m}^2 + 0,04 \text{ kg m}^2 = 5,14 \text{ kg m}^2$; dem erregenden Wechseldrehmoment 0,5. Ordnung $T_{A0,5} = \pm 360 \text{ Nm}$; dem Vergrößerungsfaktor in Resonanznähe $V_R \approx 2\pi/1,2 \approx 5,2$ (nach Legende zu Gl. (13.10), mit $\psi = 1,2$ als verhältnismäßige Dämpfung); dem Anlauf faktor $S_z = 1,0$ (für $z = 10 < 120$ Anläufe je Stunde, nach **TB 13-8a**) und dem Temperaturfaktor $S_t = 1,4$ wird somit das fiktive Wechseldrehmoment in Resonanz

$$T'_K = \frac{1,84 \text{ kg m}^2}{5,14 \text{ kg m}^2 + 1,84 \text{ kg m}^2} \cdot 360 \text{ Nm} \cdot 5,2 \cdot 1,0 \cdot 1,4 = 691 \text{ Nm} < T_{K\max} = 750 \text{ Nm} .$$

Die nach dem Nenndrehmoment ausgewählte Kupplungsgröße 25 ist also auch für das Durchfahren der Resonanz ausreichend bemessen.

Als nächstes ist zu prüfen, ob die Resonanz außerhalb der Betriebsfrequenz liegt. Unter der Voraussetzung, dass die Kupplung praktisch das einzig drehelastische Glied des Antriebes ist, gilt nach Gl. (13.8) für die Eigenkreisfrequenz

$$\omega_e = \sqrt{C_{T\text{ dyn}} \cdot \frac{J_A + J_L}{J_A \cdot J_L}} = \sqrt{1364 \text{ Nm/rad} \frac{5,14 \text{ kg m}^2 + 1,84 \text{ kg m}^2}{5,14 \text{ kg m}^2 \cdot 1,84 \text{ kg m}^2}} = 31,7 \text{ s}^{-1} \text{ 1)}$$

Mit der Ordnungszahl $i = 0,5$ für den Zweizylinder-Viertaktmotor (i weicht hier von der unter Gl. (13.9) angegebenen Regel, $i = \text{halbe Zylinderzahl, bauartbedingt ab!}$) wird nach Gl. (13.9) die kritische Kreisfrequenz

$$\omega_k = \frac{\omega_e}{i} = \frac{31,7 \text{ s}^{-1}}{0,5} = 63,4 \text{ s}^{-1}, \quad \text{entsprechend} \quad n_k = 605 \text{ min}^{-1} .$$

Mit $\omega/\omega_k = n/n_k = 1500 \text{ min}^{-1}/605 \text{ min}^{-1} \approx 2,5 > \sqrt{2}$ liegt die erregende Frequenz (Betriebsfrequenz) weit genug über der Eigenfrequenz und ermöglicht einen ruhigen Lauf der Arbeitsmaschine (vgl. 13.2.5-3.3).

Abschließend ist die Dauerwechselfestigkeit der Kupplung nachzuweisen. Nach Gl. (13.15a) gilt bei antriebsseitiger Schwingungserregung

$$T'_K = \frac{J_L}{J_A + J_L} \cdot T_{Ai} \cdot V \cdot S_t \cdot S_f \leq T_{KW} .$$

Mit dem Vergrößerungsfaktor außerhalb der Resonanz

$$V \approx \frac{1}{\left| \left(\frac{\omega}{\omega_k} \right)^2 - 1 \right|} = \frac{1}{\left| \left(\frac{157 \text{ s}^{-1}}{63,4 \text{ s}^{-1}} \right)^2 - 1 \right|} = \frac{1}{5,14} \approx 0,19$$

¹⁾ Wird unter der Wurzel für $N \rightarrow \text{kg m s}^{-2}$ und für $\text{rad} \rightarrow 1$ gesetzt, so ergibt sich ω_e in s^{-1} .

(nach Legende zu Gl. (13.10), mit $\omega = 157 \text{ s}^{-1}$ bzw. $\omega_k = 63,4 \text{ s}^{-1}$ als Betriebskreisfrequenz bzw. kritische Kreisfrequenz); dem Frequenzfaktor bei

$$\omega = 157 \text{ s}^{-1} > 63 \text{ s}^{-1} : S_f = \sqrt{\frac{\omega}{63 \text{ s}^{-1}}} = \sqrt{\frac{157 \text{ s}^{-1}}{63 \text{ s}^{-1}}} \approx 1,6$$

nach **TB 13-8c** und den bereits oben bestimmten Werten wird das fiktive Wechseldrehmoment der Kupplung

$$T'_k = \frac{1,84 \text{ kg m}^2}{5,14 \text{ kg m}^2 + 1,84 \text{ kg m}^2} \cdot 360 \text{ Nm} \cdot 0,19 \cdot 1,4 \cdot 1,6 = 40 \text{ Nm} < T_{\text{KW}} = \pm 100 \text{ Nm}.$$

Die Kupplung ist dauerfest, da das errechnete fiktive Wechseldrehmoment unter dem zulässigen Dauerwechseldrehmoment liegt.

Ergebnis: Es wird eine Radaflex-Kupplung der Baugröße 25 gewählt.

■ **Beispiel 13.5:** Ein Drehstrom-Asynchronmotor, Baugröße 132M, treibt über eine elektromagnetisch betätigte Lamellenkupplung eine Werkzeugmaschine an. Der Motor läuft bei ausgeschalteter Kupplung an und bleibt während des Betriebes dauernd eingeschaltet. Er leistet $P = 7,5 \text{ kW}$ bei $n = 1445 \text{ min}^{-1}$. Mit der auf der Motorwelle sitzenden, nasslaufenden Kupplung sollen 115 Schaltungen pro Stunde ausgeführt werden. Dabei ist jedes Mal das (auf die Kupplungswelle reduzierte) Trägheitsmoment der Arbeitsmaschine $J_L = 0,23 \text{ kg m}^2$ innerhalb von 1 s aus dem Stillstand auf $n = 1445 \text{ min}^{-1}$ zu beschleunigen. Während der Anlaufzeit beträgt das (auf die Kupplungswelle bezogene) Lastdrehmoment der Arbeitsmaschine $T_L = 22 \text{ Nm}$, nach dem Schalten erhöht es sich auf 50 Nm.

Die Kupplungsgröße ist zu bestimmen.

► **Lösung:** Maßgebend für die Größenbestimmung von schaltbaren Reibkupplungen können nach 13.2.6.-3 sein:

- Das schaltbare Drehmoment während des Anlaufs.
- Das übertragbare Drehmoment im Betrieb.
- Die Wärmebelastung der Kupplung.

Das erforderliche schaltbare Drehmoment der Kupplung kann nach Gl. (13.18) bestimmt werden:

$$T_{\text{Ks}} = J_L \frac{\omega_A - \omega_{L0}}{t_R} + T_L \leq T_{\text{KNs}}.$$

Mit dem auf die Kupplungswelle reduzierten Trägheitsmoment der Arbeitsmaschine (ohne Kupplungsanteil) $J_L = 0,23 \text{ kg m}^2$, der Winkelgeschwindigkeit der Antriebsseite

$$\omega_A = 2 \cdot \pi \cdot n = 2 \cdot \pi \cdot \frac{1445}{60} \text{ s} = 151,2 \text{ s}^{-1},$$

der Winkelgeschwindigkeit der Abtriebsseite zu Beginn des Anlaufes $\omega_{L0} = 0$, der geforderten Beschleunigungszeit $t_R \leq 1 \text{ s}$ und dem Lastdrehmoment $T_L = 22 \text{ Nm}$ wird das erforderliche schaltbare Drehmoment hiermit

$$T_{\text{Ks}} = 0,23 \text{ kg m}^2 \cdot \frac{151,2 \text{ s}^{-1} - 0 \text{ s}^{-1}}{1 \text{ s}} + 22 \text{ Nm} \approx 57 \text{ Nm}.$$

Damit ist z. B. nach **TB 13-7** bei Nasslauf eine elektromagnetisch betätigte Lamellenkupplung der Baugröße 6,3 zu wählen.

Sie hat folgende Daten:

schaltbares Nenndrehmoment	$T_{\text{KNs}} = 63 \text{ Nm}$
übertragbares Nenndrehmoment	$T_{\text{KNu}} = 90 \text{ Nm}$
zulässige Schaltarbeit/Schaltung	$W_{\text{zul}} = 50 \cdot 10^3 \text{ Nm}$
zulässige Schaltarbeit pro Stunde (Dauerschaltung bei Nasslauf)	$W_{\text{h,zul}} = 50 \cdot 10^3 \cdot 20 = 10^6 \text{ Nm/h}$
maximal zulässige Drehzahl (Trägheitsmomente vernachlässigbar klein)	$n_{\text{max}} = 3000 \text{ min}^{-1}$

Da die Kupplung nach dem Anlaufvorgang nur mit einem Lastdrehmoment $T_L = 50 \text{ Nm}$ belastet wird, ist das übertragbare Nenndrehmoment $T_{KNs} = 90 \text{ Nm}$ der Baugröße 6,3 ausreichend.

Bei Überlastung der Arbeitsmaschine kann der vorgesehene Drehstrom-Asynchronmotor das 3,1fache seines Nenndrehmomentes abgeben (s. TB 16-21: $T_{ki}/T_N = 3,1$ für die Baugröße 132M). Bei einem Motor-Nenndrehmoment $T_N = 9550 \cdot 7,5/1445 \approx 50 \text{ Nm}$ beträgt also sein Kippdrehmoment $T_{ki} = 3,1 \cdot 50 \text{ Nm} = 155 \text{ Nm}$ (vgl. Bild 13-8a). Bei $T_K > 90 \text{ Nm}$ rutscht die Kupplung bereits durch und schützt so die Maschine vor Überlastung.

Abschließend ist die Wärmebelastung der Kupplung mit Hilfe der Gl. (13.20) und Gl. (13.21) zu prüfen.

Mit dem schaltbaren Nenndrehmoment der gewählten Kupplung $T_{KNs} = 63 \text{ Nm}$ und den bereits oben genannten Daten wird nach Gl. (13.19) die tatsächlich auftretende Rutschzeit (Beschleunigungszeit) beim Anlauf

$$t_R = \frac{J_L}{T_{KNs} - T_L} (\omega_A - \omega_{L0}) = \frac{0,23 \text{ kg m}^2}{63 \text{ Nm} - 22 \text{ Nm}} (151,2 \text{ s}^{-1} - 0 \text{ s}^{-1}) \approx 0,85 \text{ s}.$$

Die bei einmaliger Schaltung anfallende Schaltarbeit beträgt nach Gl. (13.20)

$$W = 0,5 \cdot T_{KNs} (\omega_A - \omega_{L0}) t_R < W_{zul}.$$

Mit dem schaltbaren Nenndrehmoment $T_{KNs} = 63 \text{ Nm}$, den Winkelgeschwindigkeiten

$$\omega_A = 151,2 \text{ s}^{-1} \quad \text{und} \quad \omega_{L0} = 0 \text{ s}^{-1},$$

sowie der Rutschzeit $t_R = 0,85 \text{ s}$ erhält man

$$W = 0,5 \cdot 63 \text{ Nm} (151,2 \text{ s}^{-1} - 0 \text{ s}^{-1}) 0,85 \text{ s} = 4048 \text{ Nm} < W_{zul} = 50 \cdot 10^3 \text{ Nm}.$$

Mit $z_h = 115$ Schaltungen pro Stunde wird nach Gl. (13.21) noch die stündlich anfallende Schaltarbeit geprüft

$$W_h = W \cdot z_h = 4048 \text{ Nm} \cdot 115/\text{h} \approx 0,466 \cdot 10^6 \text{ Nm/h} < W_{hzul} = 10^6 \text{ Nm/h}.$$

Die gewählte Kupplungsgröße ist wärmemäßig nicht ausgelastet. Besondere Maßnahmen zu besserer Wärmeabfuhr sind nicht erforderlich.

Ergebnis: Gewählt wird eine elektromagnetisch betätigte BSD-Lamellenkupplung der Baugröße 6,3.

13

Beispiel 13.6: An den Antriebsmotor (Elektromotor mit $P = 1,5 \text{ kW}$ bei $n = 1500 \text{ min}^{-1}$) einer Arbeitsmaschine soll an das freie Wellenende eine Positionierbremse zum taktmäßigen Abbremsen der Arbeitsmaschine angeflanscht werden, s. Bild 13-71. Das Lastdrehmoment der Arbeitsmaschine ist laut Herstellerangaben $T_{LA} = 30 \text{ Nm}$ bei $n_{LA} = 450 \text{ min}^{-1}$ (Arbeitsdrehzahl). Die Drehzahl der Arbeitsmaschine wird über einen Keilriementrieb realisiert. Das Trägheitsmoment der kleinen Keilriemenscheibe ist $J_{K1} = 0,003 \text{ kg m}^2$, das der großen Keilriemenscheibe $J_{K2} = 0,09 \text{ kg m}^2$, das des Motor-Läufers $J_M = 0,00383 \text{ kg m}^2$ und das der Arbeitsmaschine $J_{LA} = 0,25 \text{ kg m}^2$. Die Bremse soll für 20 Bremsungen pro Minute ausgelegt werden.

Es ist die Baugröße der Bremse zu bestimmen.

► **Lösung:** Bei der Bestimmung der Bremsengröße kann wie bei Schaltkupplungen vorgegangen werden (s. auch Beispiel 13.5). Maßgebend für die Baugröße sind:

- Das Bremsmoment während des Bremsens (Schaltens) und
- die Wärmebelastung der Bremse.

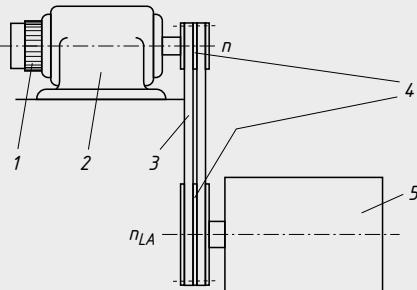


Bild 13-71
Antriebsschema der Arbeitsmaschine.
1 Bremse
2 Antriebsmotor
3 Riementrieb
4 Keilriemenscheiben
5 Arbeitsmaschine

Da keine Bremszeit vorgegeben ist, erfolgt die Auswahl der Bremsengröße vereinfacht aus dem abzubremsenden Motor-Nenndrehmoment

$$T_{Br} \geq T_N = 9550 \frac{P}{n} = 9550 \frac{1,5}{1500} = 9,55 \text{ Nm}.$$

Damit ist nach **TB 13-9** geeignet: Positionierbremse ROBA-stopp Baugröße 5 mit einem Bremsmoment $T_{Br} = 12 \text{ Nm}$.

Anmerkung: Das Lastmoment wirkt hier bremsend, d. h. die Berechnung liegt auf der sicheren Seite. Wirkt das Lastmoment entgegen dem Bremsmoment, z. B. beim Lastabsenken von Winden, muss es bei der Berechnung unbedingt berücksichtigt werden.

Bei Forderung einer bestimmten Bremszeit erfolgt die Baugrößenauswahl nach Gl. (13.23). Das Bremsmoment sollte aber aus Sicherheitsgründen nicht unter dem Motor-Nenndrehmoment liegen.

Die Wärmebelastung der Kupplung kann mit den Gl. (13-20) und Gl. (13-21) erfolgen. Hierzu erfolgt zunächst die Berechnung der erforderlichen Bremszeit mit Gl. (13.19) (mit T_{Br} für T_{Kns} und $\omega_{L0} = 0$) oder durch Umstellung von Gl. 13.23:

$$t_R = \frac{J_L \cdot \omega_A}{T_{Br} \pm T_L}$$

Das auf die Bremswelle = Motorwelle reduzierte Trägheitsmoment des gesamten Antriebsstranges ergibt sich mit Gl. (13.4) zu

$$\begin{aligned} J_{\text{red}} &= J_L = J_{Br} + J_M + J_{K1} + (J_{K2} + J_{LA}) \cdot \left(\frac{n_{LA}}{n}\right)^2 \\ &= 0,000\,068 \text{ kg m}^2 + 0,003\,83 \text{ kg m}^2 + 0,003 \text{ kg m}^2 + (0,09 + 0,25) \text{ kg m}^2 \left(\frac{450 \text{ min}^{-1}}{1500 \text{ min}^{-1}}\right)^2 \\ &= 0,0375 \text{ kg m}^2 \end{aligned}$$

mit dem Trägheitsmoment der Bremse $J_{Br} = 0,000\,068 \text{ kg m}^2$ aus **TB 13-9**.

Das auf die Bremswelle bezogene Lastdrehmoment der Arbeitsmaschine ist $T_L = T_{LA}/i = 30 \text{ Nm}/3,33 = 9 \text{ Nm}$, bei $i = n/n_{LA} = 1500 \text{ min}^{-1}/450 \text{ min}^{-1} = 3,33$; die Winkelgeschwindigkeit der Bremswelle $\omega_A = \pi \cdot n/30 = \pi \cdot 1500/30 = 157 \text{ s}^{-1}$.

Damit wird die Bremszeit

$$t_R = \frac{0,0375 \text{ kg m}^2 \cdot 157 \text{ s}^{-1}}{12 \text{ Nm} + 9 \text{ Nm}} \approx 0,28 \text{ s},$$

wobei das Lastmoment bremsend wirkt und damit mit positivem Vorzeichen eingesetzt werden muss. Die Reibarbeit (Schaltarbeit) pro Bremsung beträgt nach Gl. (13.20)

$$W = 0,5 \cdot T_{Br} \cdot \omega_A \cdot t_R = 0,5 \cdot 12 \text{ Nm} \cdot 157 \text{ s}^{-1} \cdot 0,28 \text{ s} \approx 264 \text{ Nm} < W_{\text{zul}} = 1000 \text{ Nm}.$$

Die Reibleistung (= anfallende Schaltarbeit pro Stunde) wird mit $z_h = 20 \cdot 60 = 1200$ Bremsungen (Schaltungen) pro Stunde

$$W_h = W \cdot z_h = 264 \text{ Nm} \cdot 1200/\text{h} \approx 0,317 \cdot 10^6 \text{ Nm/h} = 88W < W_{h\text{zul}} = 105W.$$

Die gewählte Bremse ist für den vorgesehenen Einsatz geeignet, da die zulässigen Werte (aus **TB 13-9**) nicht überschritten werden.

Ergebnis: Gewählt wird eine Positionierbremse der Baugröße 5.

13

13.8 Literatur und Bildquellennachweis

Bederke, H.-J., Ptassek, R., Rothenbach, G., Vaske, P.: Elektrische Antriebe und Steuerungen. 2. Aufl. Stuttgart: Teubner, 1975 (Moeller, Leitfaden der Elektrotechnik, Bd. VIII)

Desch KG (Hrsg.): Antriebstechnik. Antriebstechnische Informationen für den Konstrukteur. Firmenschriften, Arnsberg

Fuest, K., Döring, P.: Elektrische Maschinen und Antriebe 7. Aufl. Wiesbaden: Vieweg, 2007

Dittrich, O., Schumann, R.: Kupplungen. Mainz: Krausskopf, 1974 (Krausskopf-Taschenbücher „antriebstechnik“, Bd. II)

Künne, B.: Köhler/Rögnitz. Maschinenteile 2, 10. Aufl. Wiesbaden: Teubner 2008

- Niemann, G., Winter, H.:* Maschinenelemente. Bd. III. Schraubrad-, Kegelrad-, Schnecken-, Ketten-, Riemen-, Reibradgetriebe, Kupplungen, Bremsen, Freiläufe, 2. Aufl. Berlin: Springer, 2004
- Peeken, H., Troeder, C.:* Elastische Kupplungen. Ausführungen, Eigenschaften, Berechnungen. Berlin: Springer, 1986 (Konstruktionsbücher, Bd. 33)
- Pelezowski, W.:* Elektromagnetische Kupplungen. Braunschweig: Vieweg, 1971
- Schalitz, A.:* Kupplungs-Atlas. Bauarten und Auslegung von Kupplungen und Bremsen, 4. Aufl. Ludwigsburg: Georg Thum, 1975
- Scheffler, M.:* Grundlagen der Fördertechnik – Elemente und Triebwerke. Braunschweig/Wiesbaden: Vieweg, 1994
- Seefried, E., Mildnerberger, O.:* Elektrische Maschinen und Antriebstechnik. Grundlagen und Betriebsverhalten. Wiesbaden: Vieweg, 2001
- SEW-EURODRIVE (Hrsg.): Handbuch der Antriebstechnik. München: Hanser, 1980
- Steinhilper, W., Sauer, B. (Hrsg.):* Konstruktionselemente des Maschinenbaus 2, 7. Aufl. Berlin: Springer, 2012
- Stübner, K., Rüggen, W.:* Kupplungen. Einsatz und Berechnung. München: Hanser, 1980
- VDI-Berichte Nr. 299: Die Wellenkupplung als Systemelement. Auslegung – Einsatz – Erfahrungen, Düsseldorf: VDI, 1977
- VDI-Richtlinie 2240: Wellenkupplungen. Systematische Einteilung nach ihren Eigenschaften (VDI-Handbuch Konstruktion). 1971
- VDI-Richtlinie 2241 Blatt 1: Schaltbare fremdbetätigtes Reibkupplungen und -bremsen. Begriffe, Bauarten, Kennwerte, Berechnungen (VDI-Handbuch Konstruktion). 1982
- Winkelmann, S., Harmuth, H.:* Schaltbare Reibkupplungen. Grundlagen, Eigenschaften, Konstruktionen. Berlin: Springer, 1985 (Konstruktionsbücher, Bd. 34)

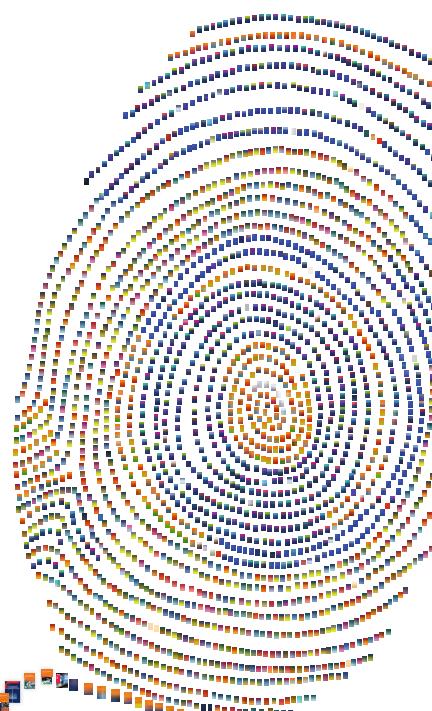
Bildquellennachweis

- Chr. Mayr GmbH & Co. KG, Mauerstetten, **Bild 13-64** (www.mayr.de)
- Desch Antriebstechnik GmbH & Co. KG, Arnsberg, **Bilder 13-27, 13-38** (www.desch.de)
- Flender AG, Bocholt, **Bild 13-26** (www.flender.com)
- Hochreuter & Baum GmbH Maschinenfabrik, Ansbach, **Bild 13-24**
- Kauermann KG, Düsseldorf, **Bilder 13-30, 13-44** (www.kauermann.de)
- Kendrion Binder Magnete GmbH, Villingen-Schwenningen, **Bild 13-43b** (www.kendrion AT.com)
- Lenze GmbH & Co. KG, Extental, **Bild 13-25** (www.lenze.de)
- GKN Driveline Deutschland GmbH, Offenbach/Main, **Bild 13-22b** (www.gknplc.com)
- M.A.T. Malmedie Antriebstechnik GmbH, Solingen, **Bilder 13-15d, 13-23, 13-48** (www.malmedie.com)
- Metalluk, Bauscher GmbH & Co. KG, Bamberg, **Bild 13-50** (www.metalluk.com)
- Ortlinghaus-Werke GmbH, Wermelskirchen, **Bilder 13-31, 13-36, 13-43a** (www.ortlinghaus.com)
- PIV Drives GmbH, Bad Homburg, **Bild 13-47** (www.piv-drives.com)
- Rexnord Antriebstechnik GmbH, Dortmund, **Bilder 13-14, 13-29, 13-37, 13-40, 13-41, 13-52**, (www.rexnord-antrieb.de)
- Ringspann GmbH, Bad Homburg, **Bilder 13-12, 13-35, 13-45, 13-65** (www.ringspann.com)
- Schmidt-Kupplung GmbH, Wolfenbüttel, **Bild 13-13** (www.schmidt-kupplung.de)
- Spicer Gelenkwellenbau GmbH, Essen, **Bild 13-21** (www.gwb-essen.de)
- Stromag AG, Unna, **Bilder 13-39, 13-54, 13-55** (www.stromag.com)
- Suco Robert Scheuffele GmbH & Co. KG, Bissingen/Bietigheim, **Bild 13-49** (www.suco.de)
- Voith Turbo GmbH & Co. KG, Crailsheim, **Bild 13-57** (www.voithturbo.com)
- GKN Walterscheid GmbH, Lohmar, **Bild 13-46** (www.walterscheid.com)
- ZF Friedrichshafen AG, Friedrichshafen, **Bilder 13-33, 13-42** (www.zf.com)

Lizenz zum Wissen.

Sichern Sie sich umfassendes Technikwissen mit Sofortzugriff auf tausende Fachbücher und Fachzeitschriften aus den Bereichen:
Automobiltechnik, Maschinenbau, Energie + Umwelt, E-Technik,
Informatik + IT und Bauwesen.

Exklusiv für Leser von Springer-Fachbüchern: Testen Sie Springer für Professionals 30 Tage unverbindlich. Nutzen Sie dazu im Bestellverlauf Ihren persönlichen Aktionscode **C0005406** auf www.springerprofessional.de/buchaktion/



Jetzt
30 Tage
testen!

Springer für Professionals.

Digitale Fachbibliothek. Themen-Scout. Knowledge-Manager.

- ⌚ Zugriff auf tausende von Fachbüchern und Fachzeitschriften
- ⌚ Selektion, Komprimierung und Verknüpfung relevanter Themen durch Fachredaktionen
- ⌚ Tools zur persönlichen Wissensorganisation und Vernetzung

www.entschieden-intelligenter.de

Springer für Professionals

 Springer

14 Wälzlager und Wälzlagerungen

14.1 Funktion und Wirkung

14.1.1 Aufgaben und Wirkprinzip

Lager haben die Aufgabe, relativ zueinander bewegliche, insbesondere drehbewegliche Teile in Maschinen und Geräten abzustützen und zu führen und die wirkenden äußeren Kräfte (quer, längs und/oder schräg zur Bewegungssachse) aufzunehmen und auf Fundamente, Gehäuse oder ähnliche Bauteile zu übertragen (Funktion). Die gestaltete Baugruppe wird als Lagerung bezeichnet.

Wellen bzw. Achsen sollten möglichst zweifach gelagert werden, da dann die Reaktionskräfte in den Lagern statisch bestimmbar sind. Meist greifen die äußeren Kräfte zwischen den Lagern an (vgl. 11.2.2.). Ein Kraftangriff außerhalb der Lager ergibt eine *fliegende Lagerung*. Bereits bei einer einfachen Lagerung ist eine notwendige Verschiebbarkeit der Welle bzw. Achse in einem Lager, dem *Loslager*, gegenüber dem *Festlager* zu berücksichtigen. Diese Verschiebbarkeit ist nötig, um Toleranzen, unterschiedliche Wärmedehnungen und Belastungsverformungen der Bauteile auszugleichen. Werden größere Durchbiegungen bzw. Fluchtungsfehler erwartet, sind winklig einstellbare Lager oder sonstige elastische Glieder vorzusehen.

Ergibt sich bei festliegendem Wellen- oder Achsdurchmesser eine zu große Durchbiegung, ist eine Lagerung mit mehr als zwei Lagern vorzusehen. Die Lagerkräfte für diesen statisch unbestimmten Fall lassen sich zwar berechnen, die tatsächlich auftretenden werden aber durch die Genauigkeit bei der Fertigung bzw. beim Ausrichten bei der Montage beeinflusst und können daher von den errechneten abweichen. Das gilt auch beim Zusammenschalten zweier Maschinen, jedoch kann hier auch eine ausgleichende Kupplung (s. Kapitel 13) vorgesehen werden.

Die im Lager zwischen den bewegten Teilen unter Last auftretende Reibung wird durch kleine Berührungsflächen und Schmierstoffe (bei Wälzlagern und -führungen), durch große Gleitflächen mit trennenden Fluiden (bei Gleitlagern und -führungen) oder durch Magnetfelder, die die Welle/Achse in Schwebeflughalt halten, s. hierzu **Bild 14-1**.

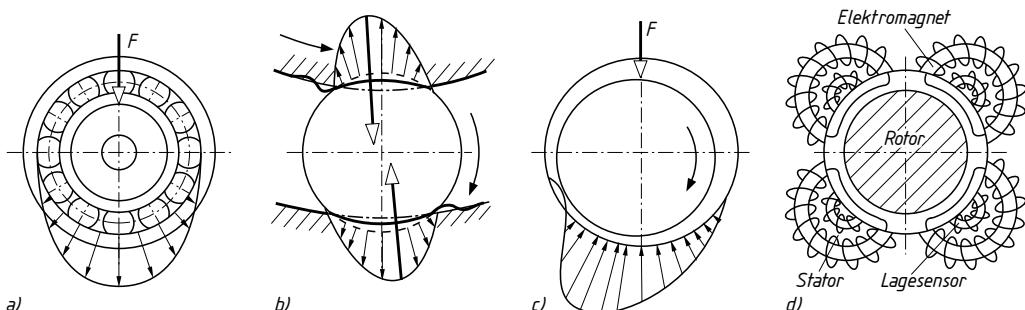


Bild 14-1 Wirkprinzipien bei Lagern

- a) Lastverteilung beim Wälzradlager
- b) Druckverteilung und Verformung an einem Wälzkörper
- c) Druckverteilung bei einem Gleitlager
- d) prinzipieller Aufbau eines Magnetlagers



HWG ist seit über 30 Jahren zuverlässiger Partner des Maschinenbaus und der Industrie.

HWG entwickelt und fertigt Präzisionswälzlager, auch in Sonderausführungen und Sonderstählen (Edelstählen) für sämtliche Branchen.

Speziell abgestimmte Schmiermittel stellen zuverlässig über einen langen Zeitraum die Funktionstüchtigkeit der Wälzläger sicher.

Forschung & Entwicklung, Konstruktion, moderne CNC Weich- und Hartbearbeitung sowie Montage, Sonderbefestigung und modernste Prüf- und Messtechnik unter einem Dach gewährleisten die hohen Qualitätsstandards, die wir neben den zertifizierten DIN ISO Normen an uns stellen.



**Sprechen Sie uns an,
wir erarbeiten für Ihre Anwendung eine Lösung.**

HWG Horst Weidner GmbH

Benzstrasse 58
71272 Renningen
Germany

tel // +49 (0) 7159 9377-0
fax // +49 (0) 7159 9377-88

www.h-w-g.com
info@h-w-g.com



- Sonderlager
- Hybridlager
- Vollkeramiklager
- Vierpunktllager
- Kreuzrollenlager
- Laufrollen
- Axial-Kompaktlager
- Pendelkugellager
- Schrägkugellager
- Dünrringkugellager
- Miniatur-Kugellager
- Axial-Rillenkugellager

14.1.2 Einteilung der Lager

Lager lassen sich nach folgenden wesentlichen Kriterien einteilen:

- Wirkprinzip: in *Gleitlager*, s. **Bild 14-2a** (Gleitbewegung zwischen Lager und gelagertem Teil), in *Wälzlager*, s. **Bild 14-2b** (Wälzbewegung der zwischen den Laufbahnen angeordneten Wälzkörper) und in *Magnetlager*, s. **Bild 14-1d** (berührungsfreies Trennen durch Magnetkraft)
- Richtung der Lagerkraft F: in *Radiallager* (**Bild 14-3a**) und in *Axiallager* (**Bild 14-3b**)
- Funktion: in *Festlager* (Aufnahme von Längskräften in beiden Richtungen und Querkräften), in *Stützlager* (Aufnahme von Längskräften nur in einer Richtung und Querkräften) und in *Loslager* (Aufnahme nur von Querkräften und Verschiebungsmöglichkeit in Längsrichtung), s. 14.2.1
- Bauform: in Stehlager (**Bild 14-4**), Augenlager, FlanschLAGER (**Bild 14-4**), Gelenk- bzw. Pendellager (z. B. PendelrollenLAGER, s. **Bild 14-1b**), Einbaulager
- Montagemöglichkeit: in geteilte (z. B. Stehlager, s. **Bild 14-4**) und ungeteilte (z. B. FlanschLAGER, s. **Bild 14-4**) bzw. zerlegbare Lager (z. B. Axial-Rillenkugellager, s. **Bild 14-3b**)

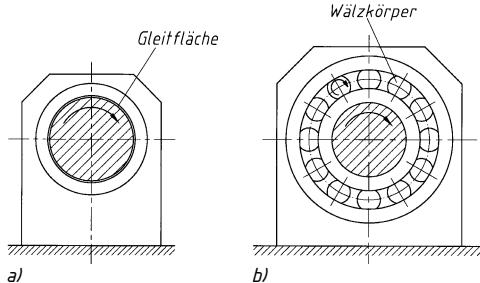


Bild 14-2 a) Gleitlager, b) WälzLager

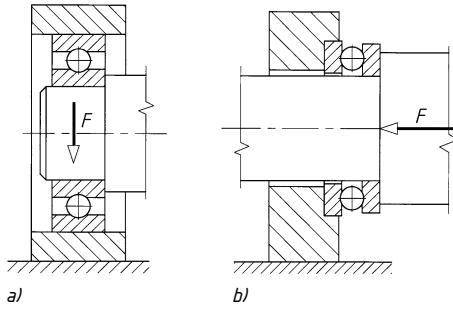


Bild 14-3 a) Radiallager, b) Axiallager

14.1.3 Richtlinien zur Anwendung von Wälzlagern

Vorteile: Richtig eingebaut laufen Wälzlagere fast reibunglos ($\mu = 0,002 \dots 0,01$), weshalb das Anlaufmoment nur unwesentlich größer ist als das Betriebsmoment (wesentlicher Vorteil bei Antrieben!); kein Ruckgleiten (stick slip); der Schmierstoffverbrauch ist gering; sie sind anspruchlos in Pflege und Wartung; sie benötigen keine Einlaufzeit; die weitgehende Normung gestattet ein leichtes Beschaffen und Austauschen von Ersatzlagern.

Nachteile: Sie sind, besonders im Stillstand und bei kleinen Drehzahlen, empfindlich gegen Erschütterungen und Stöße; ihre Lebensdauer und die Höhe der Drehzahl ist begrenzt; die Empfindlichkeit gegenüber Verschmutzung erfordert vielfach einen hohen Abdichtungsaufwand (Verschleißstellen, Leistungsverlust).

Verbindliche Regeln dafür, wann Gleit- und wann WälzLager anzuwenden sind, lassen sich kaum geben. Für die Wahl sind einmal die Vor- und Nachteile entscheidend, zum anderen die betrieblichen Anforderungen wie Größe und Art der Belastung, Höhe der Drehzahl, geforderte Lebensdauer und die im praktischen Betrieb gesammelten Erfahrungen.

WälzLager werden bevorzugt für

- möglichst wartungsfreie und betriebssichere Lagerungen bei normalen Anforderungen, wie z. B. bei Getrieben, Motoren, Werkzeugmaschinen, Fördermaschinen, Fahrzeugen
- Lagerungen, die aus dem Stillstand und bei kleinen Drehzahlen und hohen Belastungen reibungsarm arbeiten sollen und bei sich ändernden Drehzahlen, z. B. bei Kranhaken, Spindelführungen, Drehtürmen, Fahrzeugantrieben.

TRADITION UND ERFAHRUNG

KRW ist ein wichtiger Partner für innovative und kundenspezifische Wälzlagерlösungen in den unterschiedlichsten Anwendungen. Die Entwicklung und Produktion von Standard-

und Sonderwälzlagern am Standort Leipzig hat eine mehr als hundertjährige Tradition.

► Made in Germany!



WELTWEIT BEWÄHRT IN:

- Schwerindustrie
- Bahn & Transportwesen
- Energie & Kraftwerke
- Maschinenbau
- Schiffbau & Hafentechnologie

PRECISION MADE IN GERMANY – 100%

- Berechnung**
- Entwicklung**
- Produktion**
- Service**



14.1.4 Ordnung der Wälzlagerelemente

1. Aufbau der Wälzlagerelemente, Wälzkörperarten, Werkstoffe

Wälzlagerelemente bestehen aus Rollbahnelementen – bei Radiallagern dem Außenring (1) und dem Innenring (2), bei Axiallagern der Wellenscheibe (1) und der Gehäusescheibe (2) – und den dazwischen angeordneten Wälzkörpern (3) (s. Bild 14-4). Die Wälzkörper sind meist mit einem Käfig (4) zu einem Wälzkörperfunktion zusammengefasst, werden damit auf gleichmäßigen Abstand gehalten und an der gegenseitigen Berührung gehindert. Der Wälzlagerkranz erleichtert bei zerlegbaren Lagern den Einbau.

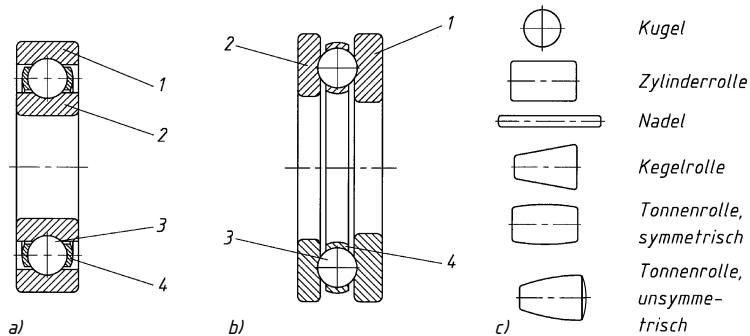


Bild 14-4 Aufbau und Bestandteile eines Wälzlagers

a) Radiallager, b) Axiallager, c) Wälzkörperarten

Die zwecks Aufnahme sehr großer Punkt- bzw. Linienlasten (Hertz'sche Pressung bis 4600 N/mm^2) gehärteten und geschliffenen Ringe bzw. Scheiben (Rollbahnen poliert) und Wälzkörper bestehen aus Wälzlagerringstahl (z. B. 100Cr6 nach DIN 17230), in Sonderfällen aus legiertem Einsatzstahl, unmagnetischem oder rostfreiem Stahl oder aus keramischen Werkstoffen. Neuere Wälzlagerringstähle sind Low Nitrogen Steel (LNS) für sehr harte, ermüdungs- und verschleißfeste Randschichten bei weichem und zähem Kern und Cronidur 30 (extrem korrosionsbeständig, hohe Warmhärte). Die Käfige werden bei kleinen Lagern aus Stahl- oder Messingblech gepresst. Bei großen Lagern werden Massivkäfige aus Stahl oder Messing, bei Nadellagern aus Leichtmetall, für geräuscharmen Lauf auch aus Kunststoff verwendet.

14

2. Grundformen der Wälzlagerelemente, Druckwinkel, Lastwinkel

Die Grundformen unterscheiden sich nach der Art der Wälzkörper in Kugellager, Zylinderrollenlager, Nadellager, Kegelrollenlager und Tonnennlager.

Ein wesentliches Merkmal der Lager ist der *Druckwinkel* α (Berührungsdruckwinkel), s. Bild 14-5. Das ist der Nennwinkel zwischen der Radialebene (senkrecht zur Lagerachse) und der Drucklinie. Die Lage der Drucklinie ist von der Gestaltung der Rollbahnen und der Wälzkörper ab-

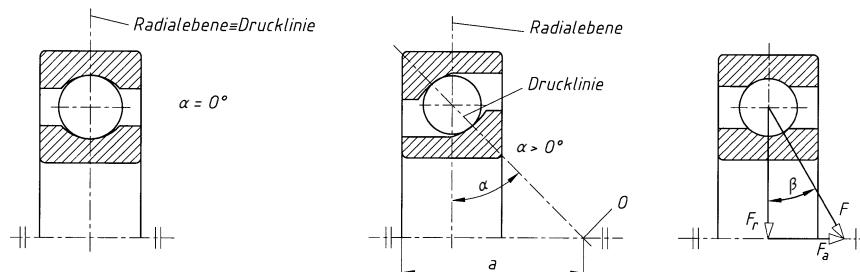
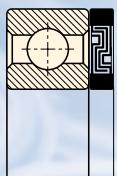


Bild 14-5 Darstellung des Druckwinkels α , Lastwinkel β und Abstandsmaßes a am Radiallager



Der NILOS-Ring

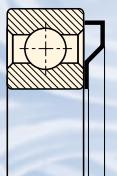
Die Dichtung für Wälzlager



Typ LSTO/LST-L

Der NILOS-Ring ist die ideale Lösung für Ihr Dichtproblem:

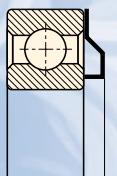
- Robuste, verschleißarme Metalldichtung für extreme Einsatzbedingungen
- Einsetzbar in nahezu jede existierende Konstruktion durch geringe Bauhöhe
- Wesentliche Standzeitverlängerung selbst bei hochwertigen Lagern mit bereits integrierter Dichtung
- LST-L: Beachtliche Dichtwirkung gegen Flüssigkeiten



Typ AV

Dicht seit über 50 Jahren.
In nahezu allen Bereichen:

- Fördertechnik
- Landmaschinentechnik
- Elektrowerkzeuge
- Elektromotoren
- Getriebetechnik
- Fahrzeugtechnik



Typ JV

Unser erfahrene Team steht Ihnen bei Fragen zu Auswahl oder Verfügbarkeit jederzeit gern zur Verfügung.



Ziller GmbH & Co. KG
Reisholzstraße 15
40721 Hilden
Tel.: +49 2103 951-300
Fax: +49 2103 951-309
info@nilos-ring.de
www.nilos-ring.de

hängig, s. **Bild 14-5**. Daraus resultierend haben die Radiallager einen Druckwinkel zwischen $\alpha = 0^\circ \dots 45^\circ$ und die Axiallager einen Druckwinkel zwischen $\alpha > 45^\circ \dots 90^\circ$.

Die Drucklinie ist die Wirkungslinie, auf der eine äußere Lagerkraft von einem Rollbahnelement über die Wälzkörper auf das andere Rollbahnelement übertragen wird. Die Drucklinie schneidet im Punkt 0 die Wälzlagerrachse (Druckmittelpunkt). Die Lage des Druckmittelpunkts 0 wird für die betreffenden Lager als Abstandsmaß a (s. **Bilder 14-5, 14-7, 14-8 und 14-13**) in den Herstellerkatalogen (s. auch **TB 14-1a und b**) angegeben (Bezugspunkt für die Lagerkräfte, vgl. **Bild 14-36**).

Wirken auf Wälzlagern kombiniert radiale und axiale Kräfte, wird das Verhältnis Axialkraft F_a zur Radialkraft F_r durch den Lastwinkel β (Richtung der resultierenden Lagerkraft F ; s. **Bild 14-5**) gekennzeichnet. Zu beachten ist, dass bei Radiallagern mit größerem Druckwinkel α infolge der Ablenkung des Kraftflusses im Lager nicht vernachlässigbare innere Axialkräfte (s. **Bild 14-36c**) wirken, die das Lager zusätzlich belasten, ferner, dass sich bei manchen Lagerbauformen (z. B. Rillenkugellager) der Druckwinkel α unter einer Belastung ändert.

Um die Tragfähigkeit eines Lagers voll zu nutzen, sollte eine Lagerbauform mit einem Druckwinkel α gewählt werden, der nicht wesentlich vom Lastwinkel β abweicht.

3. Standardbauformen der Wälzlager, ihre Eigenschaften und Verwendung

Rillenkugellager (DIN 625)

Das einreihige (Radial-)Rillenkugellager (**Bild 14-6**) ist selbsthaltend (unzerlegbar), wegen seines einfachen Aufbaus das preiswerteste und der vielfältigen Eignung das meist verwendete Wälzlager.

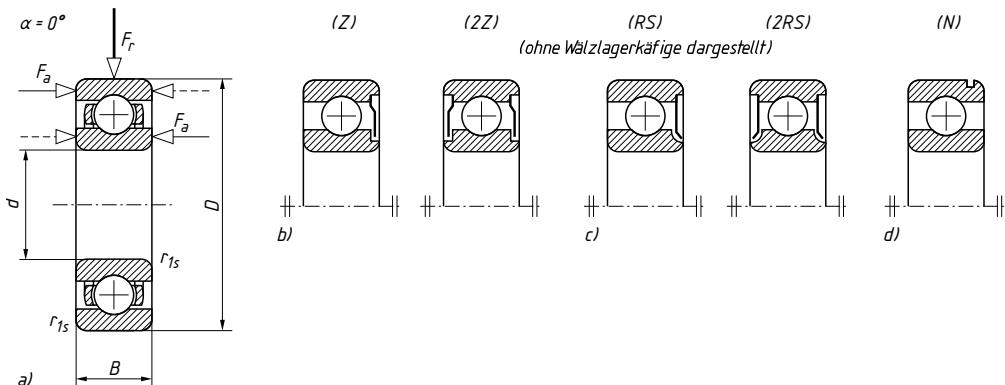


Bild 14-6 Rillenkugellager – Bauformen, Maßangaben, Belastbarkeit

a) Regelausführung, b) mit Abdeckscheiben (Z, 2Z), c) mit Dichtscheiben (RS, 2RS), d) mit Ringnut (N)

Die Maß- und Belastbarkeitsangaben gelten auch für b, c und d

Die dargestellten Kraftpfeile geben die möglichen Belastbarkeiten, die unterschiedliche Dicke der Pfeile vergleichsweise die Höhe der Belastbarkeit an. Dies gilt auch für alle folgenden Wälzlageraabbildungen

Die Kugeln schmiegen sich eng an die verhältnismäßig tiefen Laufrillen, wodurch das Lager neben relativ hohen Radialkräften F_r auch beträchtliche Axialkräfte F_a in beiden Richtungen aufnehmen kann. Insbesondere bei hohen Drehzahlen eignet es sich besser zur Aufnahme von Axialkräften als ein Axial-Rillenkugellager. Einige Rillenkugellager werden zwecks Verhinderung des Eindringens von Verunreinigungen auch mit Deckscheiben (Z, 2Z) und des Austritts von Schmiermittel mit Dichtscheiben (RS, 2RS), mit Ringnut am Außenring (N) zur raumsparenden axialen Festlegung im Gehäuse mit Sprengring (DIN 5417, s. hierzu auch **Bild 14-29b**) geliefert. Rillenkugellager sind starre Lager, können also keine Wellenverlagerungen ausgleichen und verlangen deshalb genau fluchtende Lagerstellen.

Verwendung: universell auf allen Gebieten des Maschinen- und Fahrzeugbaus. Zweireihige Rillenkugellager mit Füllnuten werden für Verhältnisse $F_a/F_r \leq 0,3$ nur in besonderen Fällen, z. B. im Landmaschinenbau verwendet.

Einreihiges Schräkgugellager (DIN 628)

Beim selbsthaltenden (nicht zerlegbaren) einreihigen Schräkgugellager (**Bild 14-7**) hat jeder Ring eine niedrige und eine hohe Schulter. Die Laufrollen auf der hohen Schulterseite sind so ausgeführt, dass im Normalfall der Druckwinkel $\alpha = 40^\circ$ ist (Sonderausführungen: $\alpha = 15^\circ$ und 25° und auch zerlegbar). Es kann neben Radialkräften aufgrund der größeren Kugelanzahl höhere Axialkräfte in einer Richtung (hin zur hohen Schulter) aufnehmen als ein Rillenkugellager. Infolge der Rollbahneigung werden bei Radialbelastung axiale Reaktionskräfte erzeugt, die bei der Auslegung zu berücksichtigen sind (s. **Bild 14-36**). Wegen der nur einseitigen axialen Belastbarkeit sind im Allgemeinen zwei Lager in entgegengesetzter Richtung einzubauen (s. **Bild 14-36**). Oft werden die Lager paarweise nach Richtung der Drucklinien, und zwar in O-, X- oder Tandemanordnung, eingebaut, s. 14.2.1-3.

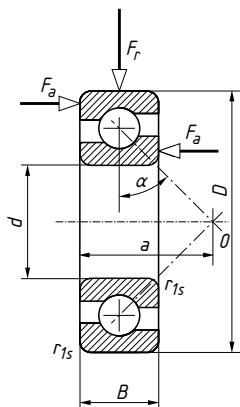


Bild 14-7
Einreihiges Schräkgugellager

14

Vierpunktluft (DIN 628)

Das **Vierpunktluft** (**Bild 14-8a**) ist eine Sonderbauform des Schräkgugellagers mit $\alpha \approx 35^\circ$. Die Laufbahnen bestehen aus zwei in der Mitte spitz zusammenlaufenden Kreisbögen, so dass die Kugeln diese an vier Punkten berühren. Der geteilte Innenring ermöglicht es, mehr Kugeln unterzubringen, wodurch bei geringerer Baubreite eine hohe radiale und eine besonders hohe axiale Tragfähigkeit in beiden Richtungen erreicht wird.

Verwendung: Spindellagerungen bei Werkzeugmaschinen, Fahrzeuggetrieben, Rad- und Seilrollenlagerungen.

Zweireihiges Schräkgugellager (DIN 628)

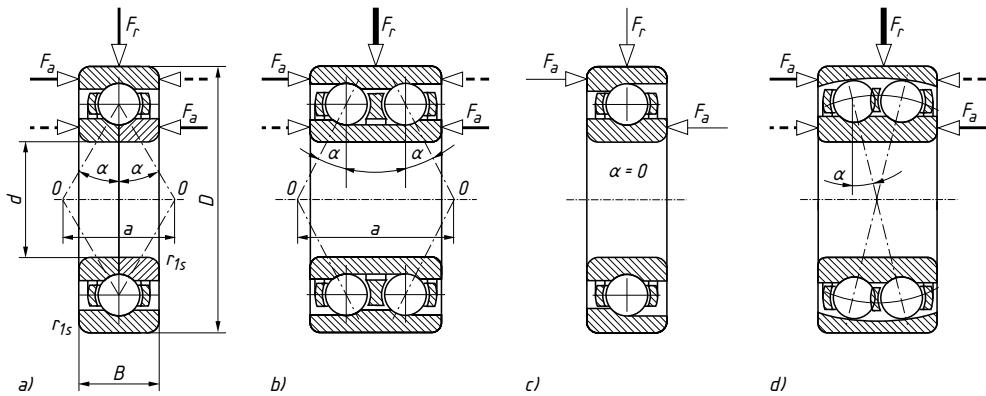
Das zweireihige Schräkgugellager (**Bild 14-8b**) entspricht im Aufbau einem Paar spiegelbildlich zusammengesetzter einreihiger Schräkgugellager (O-Anordnung) mit $\alpha \approx 25^\circ$ bzw. 35° (45° bei geteiltem Innenring) und ist radial und in beiden Richtungen axial hoch belastbar.

Verwendung: Lagerungen von möglichst kurzen, biegesteifen Wellen bei größeren Radial- und Axialkräften, z. B. Schneckenwellen, Wellen mit Schrägstirnrädern oder Kegelrädern, Fahrzeugachsen.

Schulterkugellager (DIN 615)

Das Schulterkugellager (**Bild 14-8c**) ist ein zerlegbares Lager, dessen abnehmbarer Außenring nur eine Schulter hat. Der Innenring ist ähnlich dem eines Rillenkugellagers ausgebildet. Die Tragfähigkeit ist infolge der gegebenen Schmiegeungsverhältnisse in radialem und einseitig axialer Richtung relativ gering. Die Lager sind deshalb allgemein nur bis 30 mm Bohrung genormt.

Verwendung: Lagerungen in Messgeräten, kleinen elektrischen Maschinen, Haushaltsgeräten u. ä.

**Bild 14-8** Weitere Kugellagerarten

a) Vierpunkt-Lager, b) zweireihiges Schräkgugellager, c) Schulterkugellager, d) Pendelkugellager

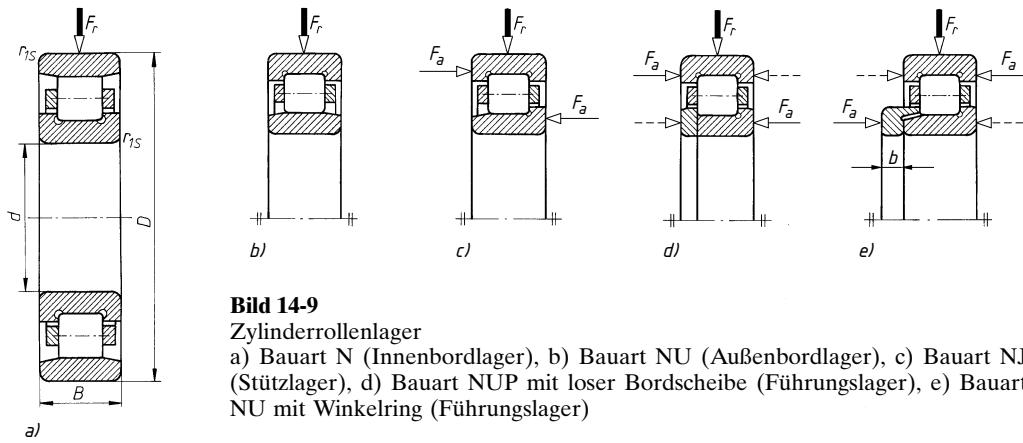
Pendelkugellager (DIN 630)

Das Pendelkugellager mit $\alpha \approx 15^\circ$ (**Bild 14-8d**) ist ein zweireihiges Lager mit zylindrischer oder kegelförmiger Bohrung ($\vartriangle 1:12$), das durch die hohlkugelige Laufbahn im Außenring winklige Wellenverlagerungen und Fluchtfehler bis ca. 4° Schiefstellung ausgleichen kann; es ist radial und in beiden Richtungen axial belastbar, wird vorwiegend in Steh- und Flanschlagergehäusen und zwecks einfachen Ein- und Ausbaus häufig mit Spann- oder Abziehhülsen eingesetzt (s. **Bilder 14-45 und 14-46**).

Verwendung: Lagerungen, bei denen Einbauungenaugkeiten bzw. größere Wellendurchbiegungen auftreten können, wie z. B. bei Transmissionen, Förderanlagen, Landmaschinen u. dgl.

Zylinderrollenlager (DIN 5412)

Die radiale Tragfähigkeit der zerlegbaren Zylinderrollenlager ist durch die linienförmige Berührung zwischen den Rollen und Rollbahnen größer als bei gleichgroßen Kugellagern (Berührung punktförmig!). Axial dagegen sind sie nicht oder nur gering belastbar; sie verlangen genau fluchtende Lagerstellen. Nach Anordnung der Borde unterscheiden sich die Bauarten N und NU mit bordfreiem Außen- bzw. Innenring (**Bild 14-9a, b**) zur Verwendung als Loslager, die Bauart NJ (**Bild 14-9c**) als Stützlager, die Bauarten NUP mit Bordscheibe und NJ mit Winkelring (**Bild 14-9d, e**) als Festlager oder als Führungslager zur axialen Wellenführung in beiden Richtungen.

**Bild 14-9**

Zylinderrollenlager

a) Bauart N (Innenbordlager), b) Bauart NU (Außenbordlager), c) Bauart NJ (Stützlager), d) Bauart NUP mit loser Bordscheibe (Führungslager), e) Bauart NU mit Winkelring (Führungslager)



UNENDLICHE LEISTUNG
ABSOLUTE SICHERHEIT
EWIGE LEBENSDAUER
EXTREM NAH DRAN!

Rund um den Globus sorgen 14.000 Timken Mitarbeiter jeden Tag dafür, dass Kunden aus Automobil- und Maschinenbau, Luft- und Raumfahrttechnik, Schienenfahrzeugbau, Bergbau und Windenergie ihre Performance steigern können.

Als ein anerkannter Technologieführer nutzen wir unser fundiertes Wissen in den Bereichen Metallurgie, Tribologie und mechanische Antriebstechnik zur kontinuierlichen Verbesserung der Produktivität und halten die Industrie in Bewegung.

Stronger. By Design.

TIMKEN



Weltweit optimieren unsere Ingenieure mit ihrem Know-how die Zuverlässigkeit und Leistung von Maschinen und Anlagen. Timken entwickelt, fertigt und vertreibt mechanische Komponenten wie Wälzläger, Getriebe und Ketten sowie weitere Produkte und Dienstleistungen im Bereich mechanischer Antriebstechnik.

Zylinderrollenlager werden konventionell vollrollig oder käfiggeführt geliefert. Vollrollige Lager haben eine *höhere Tragfähigkeit* als käfig geführte (*infolge geringerer Rollenzahl etwa 85 ... 65 %*), ihre Grenzdrehzahl ist jedoch infolge größerer Reibungswärme geringer (etwa 50%). Innovativ wurde das Zylinderrollenlager mit Scheibenkäfig (s. **Bild 14-10**) entwickelt, das eine gute Lösung zu den o. g. Vor- und Nachteilen bildet.

Verwendung: in Getrieben, Elektromotoren, für Achslager von Schienenfahrzeugen, für Walzenlagerungen (Walzwerke); allgemein für Lagerungen mit hohen Radialbelastungen und als Loslager.

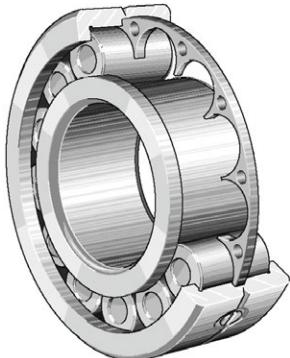


Bild 14-10
Zylinderrollenlager mit Scheibenkäfig

Nadellager

Das Nadellager DIN 617 (**Bild 14-11a**) stellt eine Sonderbauform des Zylinderrollenlagers dar. Bei der Käfigausführung werden die Nadeln auf Abstand und achsparallel gehalten. Geliefert werden Nadellager mit und ohne Innenring, Nadelkränze (DIN 5405, **Bild 14-11c**), Nadelhülsen (DIN 618, **Bild 14-11d**), Nadelbüchsen (DIN 618, **Bild 14-11e**) und kombinierte Nadel-Axial-Rillenkugellager DIN 5429 (**Bild 14-11b**). Bis auf letzteres können Nadellager nur Radialkräfte übertragen. Nadellager zeichnen sich durch kleine Baudurchmesser (kleinste Bauabmessungen sind mit Nadelkränzen erzielbar), größere radiale Starrheit gegenüber anderen Wälzlagern und durch geringere Empfindlichkeit gegen stoßartige Belastungen aus. Laufen die Nadeln direkt auf der Welle bzw. im Gehäuse, müssen deren Laufflächen mit einer Härte 58 ... 65 HRC und einer entsprechenden Genauigkeit sowie Oberflächengüte ($R_a \leq 0,2 \mu\text{m}$) ausgeführt sein.

Verwendung: vorwiegend bei kleineren bis mittleren Drehzahlen und Pendelbewegungen, z. B. bei Pleuellagerungen, Kipphebellagerungen, Spindellagerungen, für Schwenkarme, Pendelachsen (Kraftfahrzeuge) u. dgl., allgemein bei radial begrenztem Einbauraum.

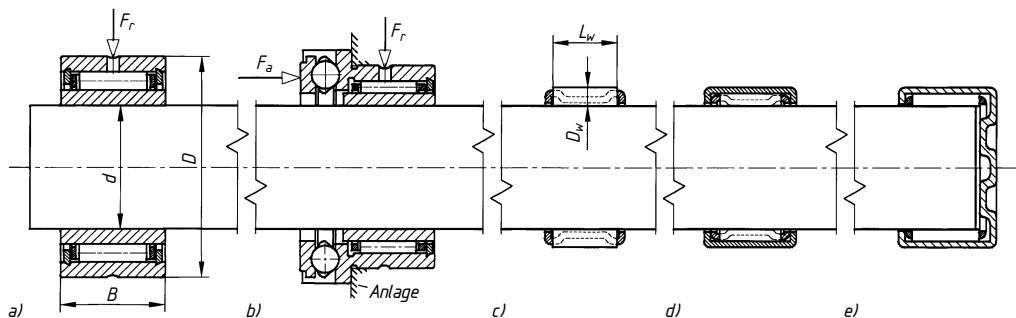


Bild 14-11 Nadellager (Welle/Achse wegen Größenvergleich angedeutet)

- a) Nadellager mit Innenring, b) kombiniertes Nadel- und Axialkugellager, c) Nadelkranz, einreihig, d) Nadelhülse, e) Nadelbüchse

CARB-Lager

Mit Zylinderrollen- und Nadellagern lassen sich auf einfachste Weise Loslager gestalten. Sie erfordern aber fluchtgenaue Lagerstellen, da sonst hohe Kantenpressungen zwischen den Rollkörpern und Laufbahnen auftreten, die zu hohem Verschleiß an diesen führen. Das CARB-Lager (**Compact Aligning Roller Bearing**), s. **Bild 14-12**, löst das Problem der Schiefstellung. Die Rollen des CARB-Lagers sind länger als Zylinderrollen und ballig mit einem wesentlich größerem Radius als bei Pendelrollen ausgeführt. Damit vereint das CARB-Lager Eigenschaften des Zylinderrollen-, des Nadel- und des Pendelrollenlagers. CARB-Lager ermöglichen einen *Ausgleich von Schiefstellungen*, erlauben *Axialverschiebungen*, haben eine *hohe radiale Tragfähigkeit*, weisen eine *geringe Querschnittshöhe* (kompaktere Bauweise möglich) und eine *geringe Reibung* auf, laufen *sehr ruhig* und verursachen *geringe Schwingungen*. Innen- bzw. Außenring erfordern *keinen Schiebesitz*, damit werden ein Wandern der Ringe und ein Bilden von Passungsrost ausgeschlossen. Zu beachten ist jedoch der wesentlich höhere Preis dieser Lager.

Verwendung: in Konstruktionen, bei denen das CARB-Lager Einsparungen an Kosten durch kompaktere, leichtere und nachgiebigere Bauweise ermöglicht, die den höheren Preis des Lagers ausgleichen, z. B. bei Trockenwalzenlagerungen in Papiermaschinen.



Bild 14-12
CARB-Lager

14

Kegelrollenlager (DIN 720)

Die Laufbahnen der Ringe von Kegelrollenlagern (**Bild 14-13**) sind Kegelmantelflächen, deren verlängerten Mantellinien sich, kinematisch bedingt, in einem Punkt auf der Lagerachse schneiden. Für Kegelrollenlager sind nach DIN ISO 355 sechs Druckwinkelbereiche, gekenn-

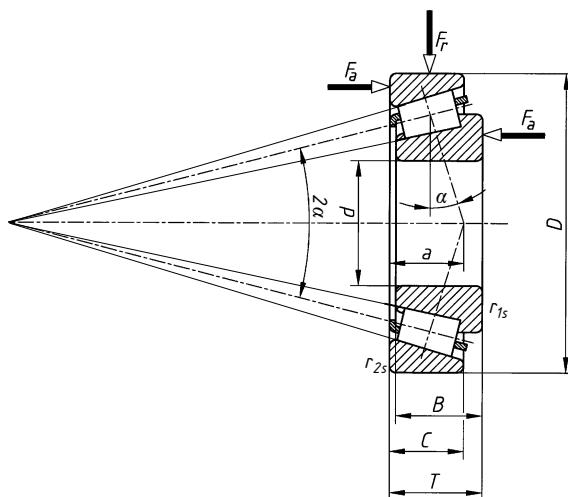


Bild 14-13
Kegelrollenlager

zeichnet durch die Winkelreihen 2 bis 7, festgelegt (2: $10^\circ \dots 13^\circ 52'$, 3: $13^\circ 52' \dots 15^\circ 59'$, 4: $15^\circ 59' \dots 18^\circ 55'$, 5: $18^\circ 55' \dots 23^\circ$, 6: $23^\circ \dots 27^\circ$, 7: $27^\circ \dots 30^\circ$). Kegelrollenlager sind radial und axial hoch belastbar. Der bordlose und somit abnehmbare Außenring (Lager also nicht selbsthaltend) ermöglicht einen leichten Ein- und Ausbau der Lager. Kegelrollenlager werden paarweise spiegelbildlich zueinander eingebaut (X- oder O-Anordnung, s. Bild 14-21). Infolge der Rollbahneigung erzeugen radiale Kräfte innere axiale Reaktionskräfte (s. 14.3.2-3), die bei der Lagerberechnung unbedingt zu berücksichtigen sind. Das Lagerspiel muß ein- und nötigenfalls nachgestellt werden.

Verwendung: Radnabenlagerungen von Fahrzeugen, Lagerungen von Seilscheiben, Spindellagerungen von Werkzeugmaschinen, Wellenlagerungen von Schnecken- und Kegelradgetrieben.

Tonnen- und Pendelrollenlager (DIN 635)

Das einreihige **Tonnenlager** (Bild 14-14a) ist winkeleinstellbar (bis zu 4° aus der Mittellage) und eignet sich besonders dort, wo hohe stoßartige Radialkräfte auftreten und Fluchtfehler ausglichen werden müssen. Die axiale Belastbarkeit ist gering.

Pendelrollenlager (Bild 14-14b) besitzen zwei Reihen symmetrischer Tonnenrollen und sind für höchste radiale und axiale Belastung geeignet. Durch die hohlkugelige Laufbahn des Außenrings sind die Lager winkeleinstellbar ($0,5^\circ$, bei niedriger Belastung bis 2° aus der Mittellage) und können winklige Wellenverlagerungen sowie Fluchtfehler der Lagersitzstellen ausgleichen. Pendelrollenlager werden auch in verstärkter Ausführung (Kennzeichen E) angeboten, die am Innenring keinen Mittelbord besitzen, wodurch längere Tonnenrollen und damit höhere Tragzahlen möglich werden. Tonnen- und Pendelrollenlager sind nicht zerlegbar und werden mit zylindrischer und mit kegeliger Bohrung ($\angle 1:12$) geliefert.

Verwendung: für Schwerlastlaufräder, Seilrollen, Schiffswellen, Ruderschäfte, Kurbelwellen und sonstige hochbelastete Lagerungen.

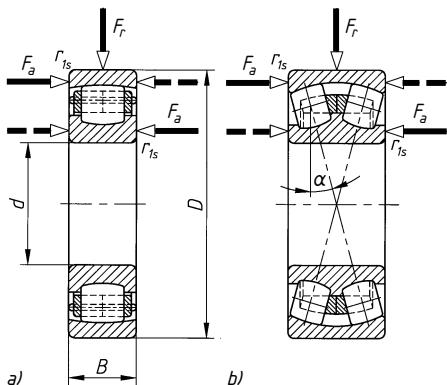


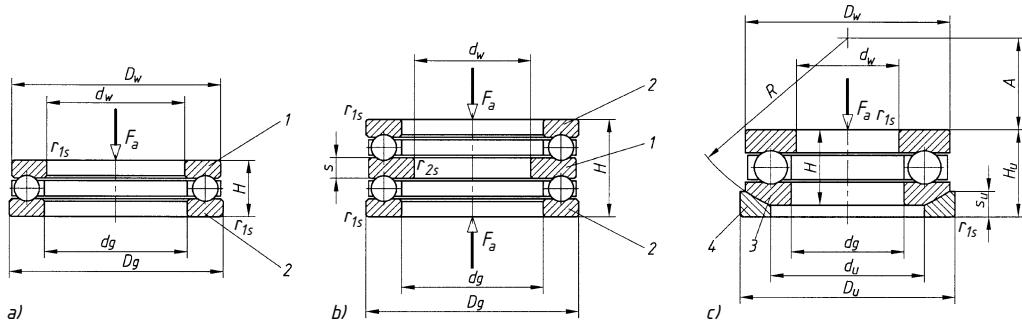
Bild 14-14
a) Tonnenlager
b) Pendelrollenlager

Axial-Rillenkugellager (DIN 711, 715)

Das *einseitig wirkende Axial-Rillenkugellager* (Bild 14-15a) besteht aus einer Wellenscheibe (1) mit dem Durchmesser d_w und einer Gehäusescheibe (2) mit $d_g > d_w$. In den Rillen dieser Scheiben läuft ein Kugelkranz. Diese Lager nehmen hohe Axialkräfte in nur einer Richtung auf.

Das *zweiseitig wirkende Axial-Rillenkugellager* (Bild 14-15b) besteht aus der Wellenscheibe (1), zwei Gehäusescheiben (2) und zwei Kugelkränzen. Diese Lager nehmen hohe Axialkräfte in beiden Richtungen auf.

Beide Lager eignen sich nicht für radiale Belastung und weniger bei hohen Drehzahlen (die wirkenden Fliehkräfte auf den Kugelkranz führen zu ungünstigen Laufverhältnissen). Der Druckwinkel beträgt $\alpha = 90^\circ$. Die Gehäusescheiben haben in der Regelausführung ebene Auflageflächen, es gibt sie aber auch mit kugeligen Auflageflächen (3) und mit zusätzlichen Unterlagscheiben (4) (Kennzeichen U) zum Ausgleichen von Winkelfehlern, s. Bild 14-15c).

**Bild 14-15** Axial-Rillenkugellager

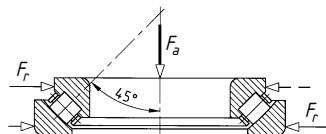
a) einseitig wirkend, b) zweiseitig wirkend, c) einseitig wirkend mit kugeliger Gehäusescheibe (3) und kugeliger Unterlagscheibe (4)

Verwendung: bei hohen Axialkräften, die von Radiallagern nicht mehr aufgenommen werden können, sowie bei Lagerungen mit hohen Axial- und geringen Radialkräften, wo ein Radiallager nicht sinnvoll ist, z. B. Bohrspindeln, Reitstockspitzen, Schnecken- und Schraubentriebe.

Axial-Pendelrollenlager (DIN 728) (Bild 14-16)

Bei diesem Lager erfolgt die Druckübertragung zwischen den Scheiben und den Tonnen unter $\approx 45^\circ$ zur Lagerachse, sodass neben hohen Axialkräften auch begrenzt Radialkräfte ($F_r \leq 0,55F_a$) aufgenommen werden können. Das Lager kann sich pendelnd einstellen und dadurch Fluchtfehler ausgleichen (mögliche Schiefstellung bis 2°).

Verwendung: Spurlager bei Kransäulen, Drucklager bei Schiffsschrauben und Schneckenwellen.

**Bild 14-16**
Axial-Pendelrollenlager

14

4. Weitere Bauformen

Sonderbauformen

Neben den Standardbauformen bieten die Wälzlaghersteller noch eine Vielzahl von Sonderbauformen (z. B. UFK-Lager, Axial-Schrägkugellager) an, siehe hierzu Wälzlagerkataloge¹⁾. Zunehmend werden Lager auf den konkreten Einsatzfall abgestimmt, z. B. in Pkw-Vorderachsen. Oft liefern die Wälzlaghersteller Lagerungseinheiten, bei denen die Lager in die entsprechenden Funktionsbauteile integriert sind, z. B. Radlagerungen, Wasserpumpen, Riemenspanner. Für den Anwender bringt dies Vorteile bezüglich einer geringeren Anzahl von Einzelteilen bei gleichzeitiger Gewichtseinsparung, kleinerem Bauvolumen sowie Kosteneinsparungen auf Grund des geringeren Aufwands für Fertigung, Kontrolle und Montage. Die Lagerungseinheiten werden vom Hersteller meist auf Lebensdauer geschmiert und abgedichtet, so dass die Zuverlässigkeit gesteigert und oft auch Dauerfestigkeiten erzielt werden, s. hierzu 14.3.5.

Hybridwälzlager, Keramikwälzlager

Bei besonderen Ansprüchen an die Lagerung ist der Einsatz von Lagern mit Wälzkörpern aus Keramik (Hybridlager) bzw. von Voll-Keramikwälzlagern möglich. Als Werkstoff wird zur Zeit hauptsächlich Siliziumnitrid, selten Zirkonoxid, verwendet.

¹⁾ Wälzlagerkatalog wird im folgenden Text mit WLK bezeichnet.

Hybridlager werden vorzugsweise bei hohen Drehzahlen (geringere Fliehkräfte der Wälzkörper durch geringere Dichte) und bei erschwerten Schmierbedingungen angewendet. *Keramikwälzlagere* können aufgrund ihrer Werkstoffeigenschaften vorteilhaft bei folgenden Bedingungen eingesetzt werden: hohe Temperaturen (beständig und tragfähig bis über 1000 °C), Korrosion (chemisch beständig gegenüber nahezu allen Substanzen), Verschleiß (extrem verschleißfest durch eine Härte von 80 HRC), Trockenlauf (Schmierung durch Umgebungsmedien wie Wasser, Säuren, Laugen ist möglich), Leichtlauf (40 % geringeres Reibmoment als bei Stahllagern), Leichtbau (60 % geringeres spezifisches Gewicht als bei Stahllagern) sowie bei geforderter Isolation (unmagnetisch und elektrisch nicht leitend).

Keramikwälzlagere können in einer vorhandenen Konstruktion nicht einfach gegen Wälzlagere aus Stahl getauscht werden, wenn hoher Temperatureinfluss vorliegt. Die wesentlich geringere Wärmedehnung von Keramik erfordert entsprechende konstruktive Maßnahmen zum Ausgleich der Längenänderungen der anderen Bauteile (z. B. Wellen, Achsen, Gehäuse).

Zu beachten ist ferner, daß die statischen und dynamischen Tragzahlen sowohl der Hybrid- als auch der Keramikwälzlagere niedriger sind als die der Wälzlagere aus Stahl.

5. Baumaße und Kurzzeichen der Wälzlagere

Die äußereren Abmessungen der Radiallagere, Kegelrollenlagere und Axiallagere sind in Maßplänen nach DIN 616 und DIN ISO 355 (metrische Kegelrollenlagere), übereinstimmend mit ISO 15, ISO 355 und ISO 104, festgelegt. Danach sind jedem Nenndurchmesser d bzw. dw der Lagerbohrung (= Wellendurchmesser) bei Radiallagern mehrere Außendurchmesser D und Breitenmaße B des Innen-/Außenringes (vgl. Bild 14-6a), bei Axiallagern mehrere Außendurchmesser D_g der Gehäusescheibe und Bauhöhen H (vgl. Bild 14-15) zugeordnet.

Die Zuordnung erfolgt in Maßreihen, gekennzeichnet durch eine zweiziffrige Zahl. Die erste Zahl gibt die Breiten- bzw. Höhenreihe, die zweite Zahl die Durchmesserreihe an.

Bild 14-17 zeigt schematisch für eine Bohrung d die Querschnitte der gebräuchlichsten Maßreihen der Radiallagere (außer Kegelrollenlagere) im Verhältnis zueinander.

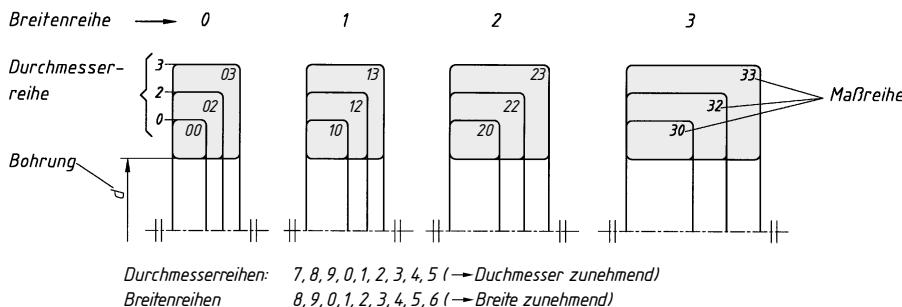


Bild 14-17 Aufbau der Maßpläne für Radiallagere

Lagerbauformen mit gleicher Bohrung und Maßreihe sind gegenseitig austauschbar, d. h. sie haben gleiche Abmessungen bei unterschiedlicher Tragfähigkeit.

Die Maße der Ring- bzw. Scheibenabfasung sind als Kantenabstände r_{1s} (in radialer Richtung) und r_{2s} (in axialer Richtung) in DIN 5418 festgelegt (s. TB 14-9). Mit diesen Maßen ist die erforderliche Schulterhöhe bei Wellen und Gehäusen zu bestimmen.

Genormte Wälzlagere werden durch Kurzzeichen nach DIN 623 gekennzeichnet. Sie setzen sich aus dem Basiszeichen und möglichen Zusatzzeichen in Form von Vorsetz- und/oder Nachsetzzeichen zusammen. Das Basiszeichen besteht aus den Zeichen für die *Lagerreihe* (Zeichen für die Lagerart + Maßreihe) und der *Bohrungskennzahl* (BKZ). Die BKZ 00, 01, 02, 03 entsprechen in Reihenfolge den Bohrungen $d = 10, 12, 15, 17$ mm. Für $d = 20 \dots 480$ mm ergibt sich die BKZ aus $d/5$, vor die bis $d = 45$ mm eine Null vorgesetzt wird. Die Lagerbohrungen $d = 0,6 \dots 9$ mm werden unmittelbar, die Lagerbohrungen $d = 22, 28, 32$ und ≥ 500 mm durch Schrägstrich getrennt an das Zeichen der Lagerreihe angefügt. **Bild 14-18** zeigt den Aufbau der Bezeichnung.

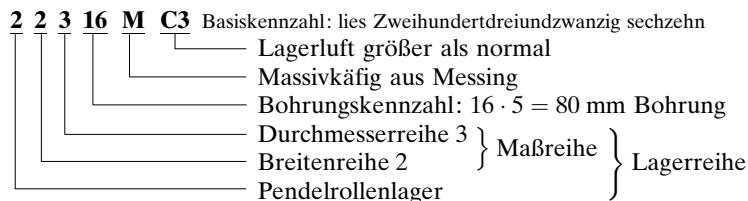
Benennung	Identifizierung					
	Norm-Nr.	Merkmale-Gruppen der Kurzzeichen				
Bsp. Pendel- rollenlager	Bsp. DIN 635	Vorsetzzeichen	Basiszeichen			Nachsetzzeichen
		<ul style="list-style-type: none"> • Einzelteile • Werkstoffe 	Lagerreihe		Lagerbohrung	<ul style="list-style-type: none"> • Innere Konstruktion • Äußere Form • Käfigausführung • Genauigkeit • Lagerluft • Abdichtung • Wärmebehandlung u. a.
			Lagerart	Maßreihe		
			Breiten-/ Höhen- reihe	Durch- messer- reihe		
			2	2	3	16

Bild 14-18 Aufbau der Bezeichnung (Basiszeichen für das nachfolgende Bezeichnungsbeispiel)

Durch **Vorsetzzeichen** werden in der Regel Einzelteile von vollständigen Lagern (Ringe, Käfige) gekennzeichnet. So bedeutet das Vorsetzzeichen **K**: Käfig mit Wälzkörper, z. B. KNU 207: Käfig mit Rollen des Zylinderrollenlagers NU 207.

Durch **Nachsetzzeichen** werden zusätzliche Angaben über Abweichungen der inneren Konstruktion, über die äußere Form, Abdichtung, Käfigausführung, Toleranzen, Lagerluft sowie Wärmebeständigkeit ausgedrückt. So bedeuten z. B. **P6**: Lager mit erhöhter Maß-, Form- und Laufgenauigkeit (höher als PN) der ISO-Toleranzklasse 6; z. B. **C2**: Lagerluft kleiner als CN; z. B. **P53**: Toleranzklasse P5 und Lagerluft C3, die Ziffern für die Genauigkeit und die Lagerluft können zusammengefasst werden, Buchstabe C entfällt; z. B. **MA**: Massivkäfig aus Kupfer-Zink-Legierung mit Führung auf dem Außenring. Weitere Angaben und nähere Einzelheiten siehe DIN 623 bzw. WLK.

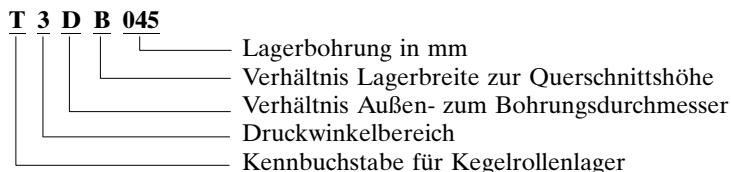
Bezeichnungsbeispiel nach DIN 616 für Pendelrollenlager DIN 635-22316:



14

Die Kennzeichnung der Kegelrollenlager nach DIN ISO 355 weicht von der nach DIN 616 ab. Einzelheiten siehe DIN ISO 355 oder WLK.

Bezeichnungsbeispiel:



Es bedeuten: **3**: $13^{\circ}52' \dots 15^{\circ}59'$; **D**: $D/d^{0,77} = 4,4 \dots 4,7$; **B**: $T/(D-d)^{0,95} = 0,50 \dots 0,68$

Tabelle **TB 14-1** enthält für gebräuchliche Durchmesser- und Maßreihen die Maße d , D , B , r_{1s} , r_{2s} für Radiallager (a) sowie d , D , B , C , T , r_{1s} , r_{2s} für Kegelrollenlager (b) und d_w , D_g , H , r_{1s} , r_{2s} für Axiallager (c).

14.2 Gestalten und Entwerfen von Wälzlagерungen

14.2.1 Lageranordnung

Die zu bevorzugenden zweifachen Lagerungen, die dem statisch bestimmten Träger mit einem Festlager und einem Loslager in der Technischen Mechanik entsprechen, können grundsätzlich als *Fest-Loslagerung* oder als *Stützlagerung*, unterteilt in die *schwimmende Lagerung* und die *angestellte Lagerung* gestaltet werden.

1. Fest-Los-Lagerung (Bild 14-19)

Das *Festlager* muss Radial- und beidseitig Axialkräfte aufnehmen können. Hierfür sind nur Lager geeignet, die in sich nicht verschiebbar sind oder Lagerkombinationen. Ihre Ringe müssen gegen axiales Verschieben auf der Welle (Achse) und im Gehäuse gesichert werden (s. Bilder 14-22, 14-28 und 14-29).

Das *Loslager* darf nur Radialkräfte aufnehmen, damit ein axiales Verschieben zum Ausgleich von Wärmespannungen bzw. zum Kompensieren von Fertigungstoleranzen möglich ist. Das axiale Verschieben erfolgt im Lager bei Nadel-, CARB- oder Zylinderrollenlagern der Bauform N bzw. NU, wobei beide Ringe axial wie Festlager gesichert werden. Bei nicht zerlegbaren Lagern ist ein Verschieben nur an dem Ring mit Spielpassung (punktbelasteter Ring) ohne axiale Zwangskräfte möglich. Der andere Ring (mit Umfangslast) wird axial gesichert.

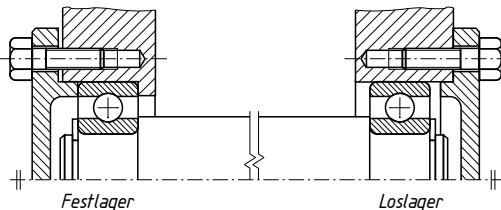


Bild 14-19
Fest-Los-Lagerung

2. Stützlagerung

Bei dieser Lagerung teilt sich die Radialkraft wie bei der Fest-Los-Lagerung auf die zwei Lager auf, während jedes der beiden Lager nur in einer Richtung eine Axialkraft aufnehmen kann. Ein solches Lager wird als *Stützlager* bezeichnet. Die Stützlagerung kann als *schwimmende Lagerung* oder als *angestellte Lagerung* ausgeführt werden.

Schwimmende Lagerung (Bild 14-20): Diese Lagerung ist eine fertigungsgünstige Lösung und kann angewendet werden, wenn keine enge axiale Führung der Welle oder Achse gefordert wird. Bei dieser Lagerung werden die Lager auf der Welle (Achse) und im Gehäuse spiegelbildlich diagonal axial gesichert (s. Bild 14-20). Am Ring mit Spielpassung (punktbelasteter Ring) wird ein Axialspiel S vorgesehen, um das sich die Welle verschieben kann. Bei Verwendung von Zylinderrollenlager der Bauform NJ erfolgt der Längenausgleich innerhalb des Lagers, die Ringe dürfen dann keinen Schiebesitz haben. Die beiden Lager der *schwimmenden Lagerung* nehmen jeweils nur in einer Richtung Axialkräfte (Führungskräfte) auf. Das Axialspiel S ist nach konstruktiven Bedingungen festzulegen, bei Verwendung von Zylinderrollenlagern ist das mögliche Axialspiel durch die Bauform eingeschränkt.

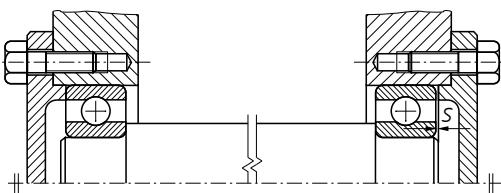


Bild 14-20
Schwimmende Lagerung

Angestellte Lagerung (Bild 14-21): Bei dieser Lagerung werden in der Regel zwei Schräfkugellager oder zwei Kegelrollenlager spiegelbildlich angeordnet. Durch z. B. eine Mutter oder einen Gewindering wird ein Lagerring axial bis auf ein funktionsbedingtes Spiel (enge axiale Führung) oder eine notwendige Vorspannung *angestellt*. Die Lage ist anschließend geeignet zu sichern (Sicherungsring, Splint, Kleben o. ä.). Die *angestellte Lagerung* wird z. B. angewendet bei Radnabenlagerungen (s. Bild 14-44), Spindellagerungen bei Werkzeugmaschinen u. dgl.

Die Anstellung kann in O- oder X-Anordnung erfolgen (s. Bild 14-21). Bei der O-Anordnung zeigen die Kegelspitzen der Drucklinien nach außen, bei der X-Anordnung nach innen, wodurch sich unterschiedliche Stützabstände A der Auflagerreaktionen ergeben (s. Bild 14-21 und 14-36). Die O-Anordnung weist ein geringeres Kippsspiel als die X-Anordnung auf. Bei der Wahl der Anordnung ist die sich unterschiedlich auswirkende Wärmedehnung zu beachten.

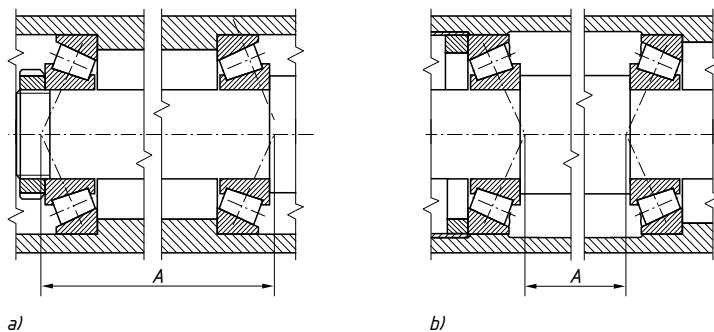


Bild 14-21

Angestellte Lagerungen

- a) O-Anordnung
- b) X-Anordnung

3. Lagerkombinationen

Festlager und Stützlager können auch aus zwei Lagern gebildet werden (kleinere Bauweise; geringere Reibungswärme). Die Kraftzuordnung muss hierbei eindeutig sein. Bild 14-22a zeigt z. B. ein Festlager, bestehend aus einem Zylinderrollenlager zur Aufnahme radikal Kräfte und einem Vierpunktrolle zur Aufnahme axialer Kräfte (durch die Hinterdrehung kann dieses Lager keine radikalen Kräfte aufnehmen). Die gleiche Kraftaufteilung wird durch die Kombination eines reinen Radiallagers und einem Axiallager erreicht (s. Bild 14-22b). Das Axiallager muss hierbei angestellt werden (z. B. Passring). Bei einreihigen Axiallagern ist keine Anstellung erforderlich (s. z. B. Bild 14-41). Andere Kombinationen sind auch möglich.

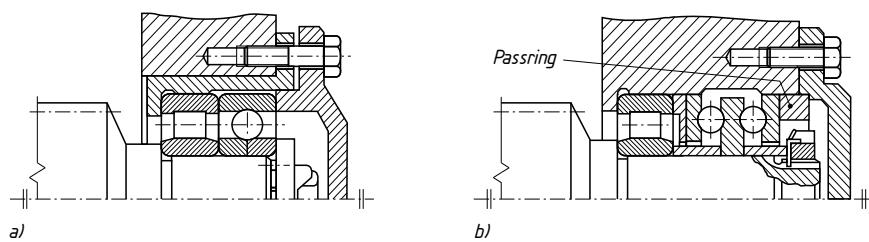
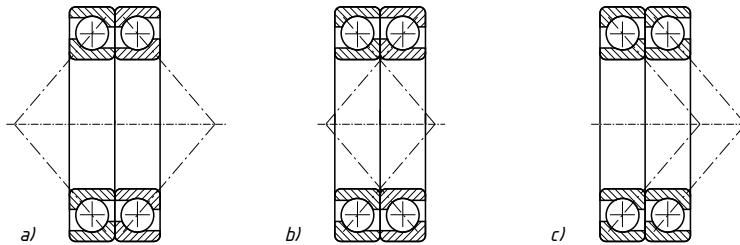


Bild 14-22 Festlager, bestehend aus a) Zylinderrollenlager und Vierpunktrolle, b) Zylinderrollenlager und zweiseitig wirkendes Axial-Rillenkugellager

In Bild 14-23 besteht das Fest- bzw. Stützlager aus zwei baugleichen Lagern (Lagerpaar, z. B. Schräfkugellager) in O-, X- bzw. Tandemanordnung (s. hierzu auch Bilder 14-33 und 14-43). Die Lager sollten dann paarweise bestellt werden.

Die X- bzw. O-Anordnung (Bild 14-23a, b) kann Axialkräfte in beiden Richtungen aufnehmen. Die O-Anordnung ergibt bei Kippmomenten eine starre Lagerung und neigt bei Wärmedifferenzen während des Betriebes weniger zum Verspannen der Ringe (Axialspiel vorsehen!).

**Bild 14-23**

Paarweiser Einbau

- Festlager in O-Anordnung
- Festlager in X-Anordnung
- Stützlager (Tandemanordnung)

Die Tandemanordnung kann vorgesehen werden, wenn eine einseitige Axialkraft so groß ist, dass sie von einem Lager nicht aufgenommen werden kann. Das Lagerpaar ist dann gegen ein drittes, entgegengesetztes Lager anzustellen.

Zu beachten ist grundsätzlich, dass nur Fest-Loslagerungen oder Stützlagerungen (Stützlagerpaar) statisch bestimmt sind.

4. Mehrfache Lagerung

Bei mehrfacher Wellenlagerung darf wegen der Herstellungstoleranzen, des verspannungsfreien Einbaus und der möglichen auftretenden Wärmedehnungen nur ein Lager, das *Festlager*, die Welle in Längsrichtung führen und etwaige Axialkräfte aufnehmen, alle anderen Lager müssen sich als *Loslager* in Längsrichtung frei einstellen können (vgl. **Bild 11-6c**).

14.2.2 Lagerauswahl

Geeignete Wälzlager für gegebene Betriebsverhältnisse und Anforderungen an die Lagerung können nach den in 14.1.3-3. beschriebenen Eigenschaften und Merkmalen, nach den in **Bild 14-24** aufgeführten Anforderungs- und Ausführungskriterien oder mittels PC-Auswahlprogrammen der Wälzlagerhersteller ausgewählt werden.

Anforderungen/Ausführung	Wälzlagerbauformen															
	a	b	c	d	e	f	g	h	i	k	l	m	n	o	p	q
rein radial belastbar	2	2	3	1	2	3	3	3	3	3	4	4	4	4	0	0
rein axial belastbar	2	2 ¹⁾	2	3	1	0	2 ¹⁾	2	0	3 ¹⁾	3	1	2	3 ²⁾	3 ²⁾	3 ¹⁾
kombiniert belastbar	2	3 ¹⁾	3	2	1	0	2 ¹⁾	2	0	4 ¹⁾	4	1	4	0	0	2 ¹⁾
Längenausgleich im Lager	0	0	0	0	0	4	2	2 ¹⁾	4	0	0	0	0	0	0	0
Lager selbsthaltend	j	j	j ³⁾	0	1	0	0	0	0	0	0	j	j	0	0	0
Festlager	3	3 ¹⁾	3	3	2	0	3 ¹⁾	3	0	4 ¹⁾	4	3	3	3 ²⁾	3 ¹⁾	4 ¹⁾
Loslager	2	0	2	1	2	4	2 ¹⁾	2	4	0	1	2	2	0	0	0
schwimmende Lagerung	4	0	0 ⁴⁾	0	3	0	2	0	0	0	0	2	2	0	0	0
Einstellen eines Lagerspiels	0	j	0	0	0	0	0	0	j	j	0	0	j	j	j	j
Ausgleich von Schieflagenstellungen im Betrieb	1	1	0	0	4	1	1	1	0	1	1	4	4	1	0	4
Ausgleich von Fluchtungsfehlern	1	1	0	0	4	1	1	1	0	1	0	4	4	3 ⁵⁾	0	4
hohe Drehzahlen	4	3	2	2	4	3	3	3	2	2	2	2	2	1	1	1
hohe Laufrichtigkeit	4	4	3	2	3	3	3	3	2	2	2	2	2	2	3	2
hohe Steifigkeit	2	2	2	2	1	3	3	3	3	4	3	3	2	3	3	3
geringe Reibung	4	3	2	2	4	3	3	3	2	2	2	2	2	2	1	2
geräuscharmer Lauf	4	3	2	2	3	3	2	2	2	2	2	2	2	1	1	1
mit Kegelbohrung lieferbar	0	0	0	0	j	j	0	0	0	0	j	j	0	0	0	0
a Rillenkugellager	g	Zylinderrollenlager NJ														
b Schräkgugellager, einreihig	h	Zylinderrollenlager NUP														
c Schräkgugellager, zweireihig, X, O	i	Nadellager														
d VierpunktLAGER	k	Kegelrollenlager, einreihig														
e Pendelkugellager	l	Kegelrollenlager, X, O														
f Zylinderrollenlager N, NU	m	Tonnenlager														
4 sehr gut geeignet	0	nicht geeignet/nein														
3 gut geeignet	j	ja														
2 geeignet/möglich	1)	in einer Richtung														
1 weniger geeignet	2)	einreihig nur in einer Richtung														

Bild 14-24 Entscheidungshilfen für die Auswahl der Wälzlager

Beachte: Das Rillenkugellager sollte wegen seiner hohen Laufgenauigkeit, des niedrigen Preises und wegen des günstigen Einbauraumes bevorzugt werden. Nur wenn die gestellten Anforderungen nicht erfüllt werden, ist ein geeigneteres Lager zu wählen.

14.2.3 Gestaltung der Lagerungen

1. Tolerierung der Anschlussbauteile

Toleranzen und Messverfahren für die Maß- und Formgenauigkeit der Wälzläger sind international festgelegt und nach DIN 620 genormt (s. auch WLK). Die Bohrungsdurchmesser d , Außendurchmesser D und die Breite B haben grundsätzlich Minustoleranzen, d. h. das Nennmaß ist immer das zulässige Größtmaß. Nach DIN 620 sind abweichend von den ISO-Toleranzklassen für d das Toleranzfeld KB und für D das Toleranzfeld hB (Ball-Bearing) festgelegt.

Wichtig für den Einbau der Wälzläger ist die Befestigung der Ringe bzw. Scheiben auf der Welle/Achse und in der Gehäusebohrung. Sie dürfen auf den Gegenstücken unter Belastung, besonders tangential, nicht rutschen. Die Befestigung wird am sichersten und einfachsten durch die richtige Wahl einer Passung erreicht, die durch entsprechende ISO-Toleranzklassen für Wellen und Bohrungen bestimmt wird. Bild 14-25 zeigt schematisch die Lage der gebräuchlichen ISO-Toleranzfelder für Wellen und Bohrungen zur Bohrungstoleranz KB und zur Außendurchmessertoleranz hB der Wälzläger.

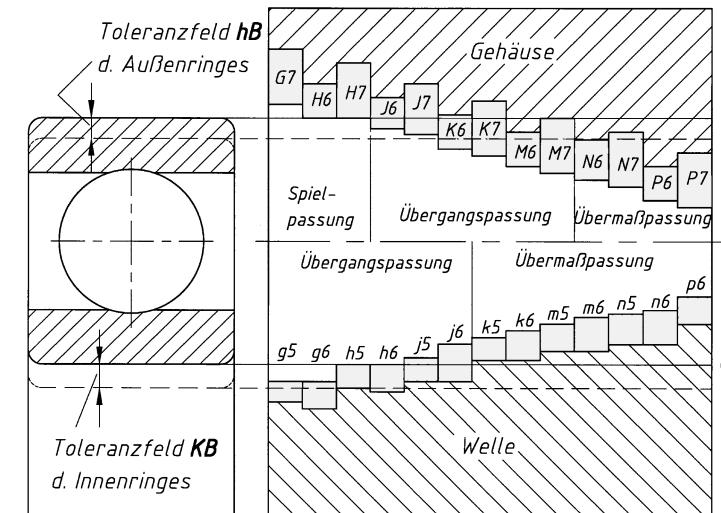


Bild 14-25 Darstellung der Wälzlagertoleranzen KB und hB und der Wellen- und Gehäsetoleranzklassen nach ISO

Ein strammer Sitz auf bzw. in möglichst formgenauen und starren Gegenstücken gibt den verhältnismäßig dünnen Ringen auf ihrem ganzen Umfang eine gute Unterstützung, so dass die Tragfähigkeit und damit die Lebensdauer der Lager voll ausgenutzt werden können. Stramme Sitze vermindern aber gleichzeitig das Radialspiel (d. i. die Lagerluft als Maß, um das sich ein Ring gegenüber dem anderen radial verschieben lässt) im eingebauten Zustand, wodurch ein einwandfreier Lauf beeinträchtigt wird (in diesem Falle Lager mit vergroßerter Lagerluft einzubauen, s. hierzu 14.1.3-5.). Entscheidend für die Wahl der Passung sind Größe und Art der Wälzläger, die Belastung, die axiale Verschiebemöglichkeit von Loslagern und insbesondere die Umlaufverhältnisse. Hierunter wird die relative Bewegung eines Lagerringes zur Lastrichtung verstanden. Es wird unterschieden:

Umfangslast: Der Ring läuft relativ zur Lastrichtung um (Ring läuft um, Last steht still oder Ring steht still, Last läuft um), d. h. während einer Umdrehung wird der ganze Umfang des Ringes einmal beansprucht.

Punktlast: Der Ring steht relativ zur Lastrichtung still (Ring steht still, Last steht still oder Ring und Last laufen mit gleicher Drehzahl um), d. h. es wird ständig derselbe Punkt der Laufbahn belastet. Ein Ring mit Umfangslast würde beim losen Sitz „wandern“, d. h. sich fortlaufend abwälzen oder bei stoßartigen Belastungen auch rutschen (s. Bild 14-26). Beschädigungen der Sitzflächen sind dann unvermeidlich. Dagegen neigt ein lose sitzender Ring unter Punktbelastung, in Bild 14-26 der Innenring, nicht zum „Wandern“. Die Umlaufverhältnisse sind meist leicht zu erkennen und werden bei den Beispielen ausgeführter Lagerungen in 14.4 besonders herausgestellt.

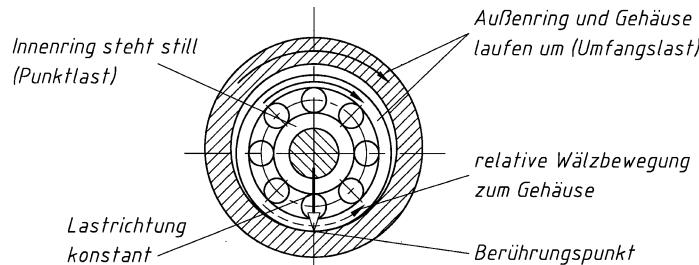


Bild 14-26
Wandern des lose sitzenden
Ringes mit Umfangslast

Einbauregel: Der Ring mit Umfangslast muss festsitzen, der Ring mit Punktlast kann lose (oder auch fest) sitzen.

Für die Wahl der Passung gilt allgemein: Der Ring mit Umfangslast soll mit zunehmender Belastung und Lagergröße sowie zunehmenden Stößen eine enge Übergangs- bis mittlere Übermaßpassung, der Ring mit Punktlast kann eine enge Spiel- bis weite Übergangspassung erhalten. Neben der Lagergröße spielt auch die Lagerart eine Rolle. Große Lager werden meist, vor allem auf der Welle, strammer gepasst als kleine Lager; Rollenlager erhalten einen strammeren Sitz als Kugellager. Um die Gefahr des Verspannens zu vermeiden, ist bei geteilten Gehäusen für den Außenring das Toleranzfeld H, höchstens J (bei Leichtmetallgehäusen K) angebracht. Die Befestigung des Außenringes in einer Stahlbuchse (Lagertopf) kann bei geteiltem Gehäuse oder Leichtmetallgehäuse bzw. aus Montagegründen vorteilhaft sein (s. Bild 14-27a, Zahnradmontage). Die Buchse sollte bei ungeteiltem Gehäuse einen Außendurchmesser von mindestens $1,12 \cdot D$, bei geteiltem Gehäuse von mindestens $1,15 \cdot D$ (D = Außendurchmesser des Lagers) haben und lose gepasst werden; axial wird sie durch einen Bund, Flansch, Deckel oder Sprengring festgelegt.

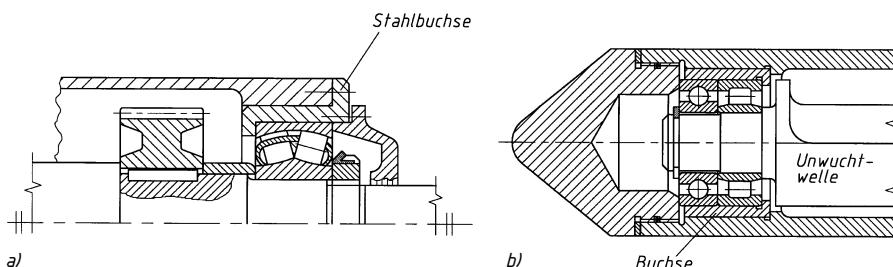


Bild 14-27 Befestigung der Außenringe in Buchsen

a) wegen der Zahnradmontage, b) zur Erleichterung des Ein- und Ausbaus (Darstellung: Rüttlerfläche zur Betonverdichtung)

Richtlinien für die Auswahl von Wellentoleranzen (allgemein Toleranzgrad 6) und Gehäusetoleranzen (allgemein Toleranzgrad 7) sind nach DIN 5425 in **TB 14-8** angegeben oder aus WLK zu entnehmen.

Hinweis: Ein Wälzlagerring funktioniert nur so gut (oder so schlecht) wie sorgfältig es eingebaut wurde. Für Sonderfälle, z. B. Lagerungen mit hoher Genauigkeit, hoher Stoßbelastung, schwierigem Ein- und Ausbau, bei besonderen Temperaturverhältnissen u. ä. wird zweckmäßig eine Beratung mit dem Wälzlagerringhersteller empfohlen.

2. Konstruktive Gestaltung der Lagerstelle

Dem Passungscharakter ist die Rauheit der Passflächen zuzuordnen. DIN 5425 empfiehlt: Toleranz IT7 für Durchmesser bis $d = 80 \text{ mm}$ $Rz = 10 \mu\text{m}^1)$, $d > 80 \dots 500 \text{ mm}$ $Rz = 16 \mu\text{m}$; IT6 bis $d = 80 \text{ mm}$ $Rz = 6,3 \mu\text{m}$, $d > 80 \dots 500 \text{ mm}$ $Rz = 10 \mu\text{m}$; IT5 bis $d = 80 \text{ mm}$ $Rz = 4 \mu\text{m}$, $d > 80 \dots 500 \text{ mm}$ $Rz = 6,3 \mu\text{m}$. Bei höherer Qualitätsanforderung sind kleinere Rz -Werte anzustreben. In Gehäusen mit losem Passungscharakter sind bis 1,5fach größere Werte zugelassen.

Zur *axialen Festlegung* des Lagerringes reicht eine stramme Passung nur aus, wenn keine oder nur kleine Axialkräfte zu übertragen sind. Lagerringe mit strammer Passung müssen i. Allg. einseitig an eine Wellen- bzw. Gehäuseschulter oder einen Bund anliegen (**Bild 14-28a**). Die *Anschlussmaße* nach DIN 5418 (s. **TB 14-9** oder WLK) sind zu beachten. Der Radius r_{as} , r_{bs} an der Welle bzw. dem Gehäuse muss kleiner als der Kantenabstand r_{1s} , r_{2s} des Lagers sein (s. **TB 14-9a**, Maße r_{1s} , r_{2s} s. **TB 14-1** oder WLK); die Schulterhöhe h ist so groß vorzusehen, dass die seitliche Anlage genügt, aber auch das Ansetzen von Abziehvorrichtungen an den Lagerinnenring möglich ist; andererseits soll der Maximalwert den 1,5fachen Wert nach DIN 5418 nicht überschreiten. Bei Axiallagern soll die Schulter mindestens bis zur Mitte der Wellen- bzw. Gehäusescheibe reichen. Bei Zylinder- und Kegelrollenlagern, deren Ringe einzeln eingebaut werden können, sind eine Reihe von Maßen zu beachten, die je nach Lagerreihe der Norm oder den WLK (s. **TB 14-1a, b**) entnommen werden können; dgl. gilt für Lager mit Spann- und Abziehhülsen (**Bild 14-28e, f**). Beim *Festlager* müssen sowohl der Innenring als auch der Außenring auf der Welle und im Gehäuse axial festgelegt werden (vgl. auch 9.4.1). Der Innenring wird auf der der Wellenschulter gegenüberliegenden Seite durch eine Nutmutter (DIN 981, Kurzzeichen KM mit Gewindebohrungskennzahl) und ein Sicherungsblech (DIN 5406, Kurzzeichen MB mit Bohrungskennzahl) oder durch eine an der Stirnseite der Welle angeschraubte Scheibe oder durch Sicherungs- bzw. Sprengringe festgelegt (s. **Bild 14-28b, c, d**); häufig werden auch Abstands- oder Zwischenhülsen oder Stütz- bzw. Passscheiben (s. **Bild 9-30** und **TB 9-5**) angeordnet. Werden Spannhülsen (DIN 5415, Kurzzeichen H mit Spannhülsenreihe und Bohrungskennzahl), besonders bei Pendellagern mit kegeliger Bohrung, verwendet, sind größere Wellentoleranzen ($h7 \dots h9$, zulässige Abweichung von der Zylinderform IT5 bzw. IT6)

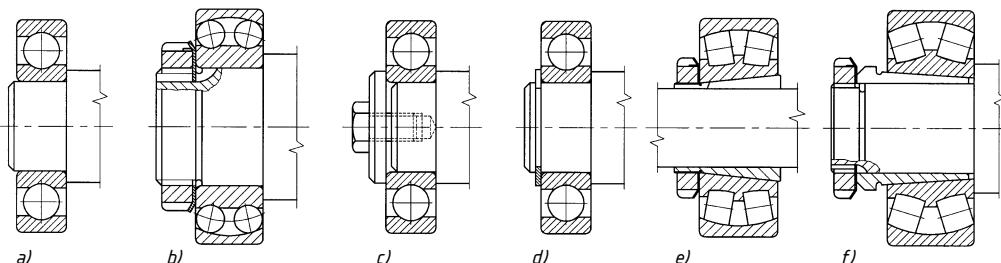


Bild 14-28 Befestigung der Lager auf Wellen

a) durch leichte Übermaßpassung, b) durch Wellenmutter, c) durch angeschraubte Scheibe, d) durch Sicherungsring (bei Axialkräften Sicherungsring mit Lappen, DIN 983, s. 9.4.1), e) durch Spannhülse, f) durch Abziehhülse

¹⁾ Rz mittlere Rauheit (gemittelte Rautiefe), s. DIN 4768, Teil 1 (vgl. Abschnitt 2.3.1).

möglich. Spann- bzw. Abziehhülsen und Wälzlager gleicher Bohrungskennzahl passen zueinander (**Bild 14-28e, f** und Maße s. **TB 14-1d, e**).

Der Außenring wird meist durch den Zentrieransatz des Lagerdeckels gegen einen Sicherungsring mit Lappen oder Absatz in der Gehäusebohrung geklemmt (**Bild 14-29a**). Bei beschränkten Raumverhältnissen, z. B. im Fahrzeugbau, ermöglichen ein Lager mit Ringnut und ein Sprengring eine einfache axiale Festlegung (**Bild 14-29b** und **Bild 9-29**).

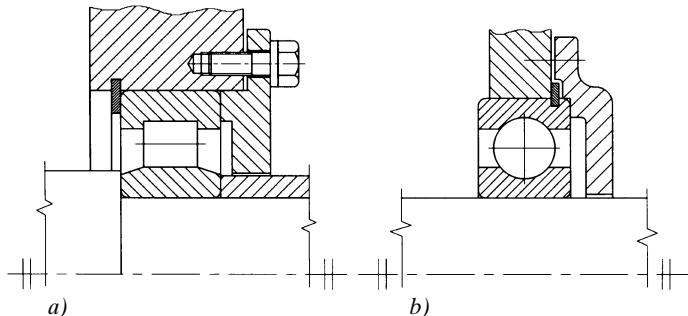


Bild 14-29

Befestigung von Außenringen in Gehäusebohrungen

- durch Zentrieransatz des Lagerdeckels und Sicherungsring
- durch Ringnut und Sprengring

Beim *Loslager* mit einem *selbsthaltenden Lager* muss der punktbelastete Ring durch einen losen Sitz axial verschiebbar sein. Bei Zylinderrollenlagern der Bauform N und NU erfolgt das axiale Verschieben im Lager, ein weiteres Verschieben der Ringe auf der Welle oder im Gehäuse muss durch eine entsprechende Sicherung vermieden werden.

Erlaubt die Welle eine geringe Axialverschiebung, z. B. bei Getriebewellen, werden häufig auch beide Lager als *Loslager* mit geringem seitlichen Spiel ausgebildet. Die Gehäusebohrungen können dann kostengünstig in einem Arbeitsgang durchgehend glatt gebohrt werden (**Bild 14-40**). Bei zerlegbaren, paarweise einzubauenden Lagern, z. B. Schräkgugellager und Kegelrollenlager, sowie bei Axial-Rillenkugellagern ist eine sorgfältige axiale Anstellung wichtig. Sie darf weder zu straff noch zu lose sein. Die Einbaubeispiele in **Bild 14-30** zeigen das axiale An- und Nachstellen eines Kegelrollenlagerpaars (Achslager) sowie eines zweiseitig wirkenden Axial-Rillenkugellagers durch Muttern (M). Eine Lagesicherung (L) der Mutter ist erforderlich (z. B. durch Splint, Klebstoff im Gewinde, Sicherungsblech o. ä.).

Auch zum schnelleren und einfachen Ausbau der Lager, z. B. wegen eines notwendigen Austausches, sind gegebenenfalls geeignete konstruktive Maßnahmen zu treffen. Mögliche Demontagetechnologien sind den WLK zu entnehmen. Die konstruktive Gestaltung ist diesen Technologien individuell anzupassen.

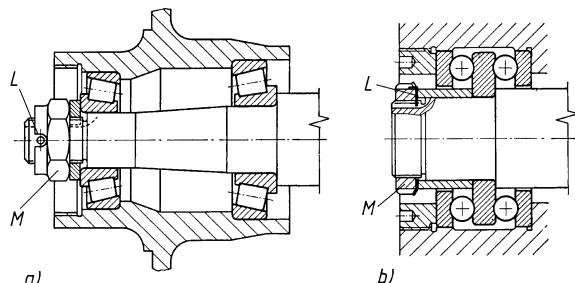


Bild 14-30

Axiale Festlegung von Wälzlagern

- eines Kegelrollenlagerpaars
- eines zweiseitig wirkenden Axial-Rillenkugellagers

14.2.4 Schmierung der Wälzlager

Die Schmierung soll eine unmittelbare metallische Berührung zwischen Wälzkörpern, Lagerringen und Käfig verhindern und deren Oberflächen vor Verschleiß und Korrosion schützen. Voraussetzung hierfür ist, dass bei allen Betriebszuständen die Funktionsflächen stets ausreichend Schmierstoff erhalten. Die Wirksamkeit der Schmierung beeinflusst wesentlich die Gebrauchs dauer der Wälzlager (vgl. 14.3.5).

Wälzlager können mit Schmierfett, Öl oder Festschmierstoff (Sonderfälle) geschmiert werden. Die Art der Schmierung und des Schmiermittels richtet sich wesentlich nach der Höhe der Beanspruchung der Drehzahl und der Betriebstemperatur des Lagers.

Vor dem Entwurf einer Lagerung muss die Schmierungsart entschieden werden, da die Gestaltung der Gehäuse, insbesondere die Schmiermittelzufuhr, von der Art des Schmiermittels, der Lagerabdichtung und den Nachschmierfristen abhängt. Auswahlkriterium ist zunächst der *Drehzahlkennwert* $n \cdot d_m$ in 10^6 mm/min mit der Betriebsdrehzahl n und dem mittleren Lagerdurchmesser $d_m = (D + d)/2$. Die *Höchstdrehzahlen*, s. 14.3.6 bzw. WLK, der einzelnen Lager sind zu beachten.

1. Fettschmierung

Die Fettschmierung wird bei Drehzahlkennwerten $n \cdot d_m < 0,5 \cdot 10^6$ mm/min (bis $1,3 \cdot 10^6$ bei Sonderfetten) bevorzugt. Sie erfordert eine geringe Wartung und schützt meist ausreichend gegen Verschmutzung, so dass einfache und billige Lagerabdichtungen gestaltbar sind.

Zur Schmierung von Wälzlagern werden meist *Kalcium-, Natrium-, Aluminium- und Lithiumseifenfette* (s. **TB 4-2**) angewendet. Die Wahl der Fettsorte erfolgt nach der Gebrauchstemperatur, dem Verhalten gegen Feuchtigkeit, dem Dichteverhalten und der Konsistenz (Charaktereigenschaft des Fettes, ohne zu kleben streichfähig und leicht plastisch verformbar zu sein), die stark von der Viskosität des Grundöles abhängt.

Für Wälzlager kommen i. Allg. die NLGI-Klassen 1...3 in Frage, s. **Bild 4-13**.

Als grober Anhalt kann nach Lagerart sowie der Einbau- und Betriebsbedingungen gelten:

NLGI-Klasse 1: gute Förderbarkeit des Fettes gewünscht. NLGI-Klasse 2: für Nadel-, Rollen- und Kugellager mit $d < 50$ mm sowie geringes Anlaufmoment und gefordertes geringes Laufgeräusch. NLGI-Klasse 3: für Rollen- und Kugellager mit $d > 50$ mm, senkrechte und schräge Einbaulage sowie geforderte gute Abdichtwirkung.

Maßgebende Eigenschaften der wichtigsten Wälzlagertfette sind (GT = Gebrauchstemperatur):

Kalciumseifenfette: GT (-30) -20...+ 50 (130) °C, wasserabweisend

Aluminiumseifenfette: GT (-30) -20...+ 70 (150) °C, gute Dichtwirkung gegen Wasser

Natriumseifenfette: GT (-30) -20...+100 (130) °C, nicht beständig gegen Wasser

Lithiumseifenfette: GT (-40) -20...+130 (170) °C, gegen Wasser bis 90 °C beständig

Kalcium- und Lithiumseifenfette mit EP²⁾-Zusätzen (Hochdruckzusätze, meist Bleiverbindungen) werden zur Schmierung hochbelasteter Wälzlager benutzt. Lithiumseifenfett mit Siliconöl hat bessere Temperatureigenschaften (Klammerwerte), ist jedoch geringer belastbar.

Die für die Lagerung erforderliche *Fettmenge* richtet sich nach der Drehzahl. Grundsätzlich sind die Lager selbst voll mit Fett auszustreichen, um damit alle Funktionsteile sicher zu schmieren. Dagegen soll der Lagergehäuseraum unterschiedlich mit Fettvorrat gefüllt werden, um zu groÙe Walkarbeit, Reibung und Erwärmung zu vermeiden. Es wird empfohlen, den Gehäuseraum

bei $n/n_g < 0,2$ vollzufüllen

bei $n/n_g = 0,2 \dots 0,8$ zu einem Drittel zu füllen (Grenzdrehzahl n_g für Fettschmierung

bei $n/n_g > 0,8$ leer zu lassen. nach WLK)

Das natürliche Altern und Verschmutzen des Fettes erfordert es, dieses in bestimmten Zeitabständen, der Schmierfrist, zu erneuern. Die Schmierfrist hängt wesentlich von der Fettsorte, der Konstruktion der Lagerung sowie von betrieblichen Größen und Einflüssen ab. Erforderliche Schmierfristen in Betriebsstunden für bestimmte Bedingungen können u. a. nach Herstellerunterlagen errechnet oder aus Diagrammen bestimmt werden.

Ist die Schmierfrist größer als die Lebensdauer des Wälzlers oder größer als die Überholzeit der Baugruppe, wird *Dauerschmierung* angewendet, d. h. das Lager erhält beim Einbau eine

¹⁾ National Lubricating Grease Institute (USA)

²⁾ Extreme Pressure

einmalige Fettfüllung, wie z. B. Rillenkugellager mit Deck- oder Dichtscheiben (vgl. 14.2.3). **Bild 14-6.** Ist häufiges Nachschmieren erforderlich, z. B. bei starker Verschmutzung oder Wassereinwirkung, ist am Lagergehäuse ein Schmierloch mit Schmiernippel (DIN 71412, 3402, 3404, 3405) unmittelbar neben der Außenring-Seitenfläche vorzusehen (**Bild 14-31**). Um beim Nachschmieren den Fettaustritt sicherzustellen, sind ausreichend bemessene Gehäuseräume oder Fettaustrittspalte vorzusehen. Die Gefahr des Heißlaufens von Lagern durch Überschmieren, insbesondere bei hohen Drehzahlen, und damit Betriebsunterbrechung kann sicher und einfach durch Einbauen eines Fettmengenreglers (**Bild 14-31b**) vermieden werden. Er besteht aus einer mit der Welle umlaufenden Reglerscheibe R , die mit dem Gehäusedeckel einen schmalen radialen Spalt bildet. Überschüssiges und verbrauchtes Fett wird von der Scheibe in den Spalt mitgenommen, in den Ringkanal am Deckel geschleudert und durch eine Auslassöffnung A nach unten gedrängt.

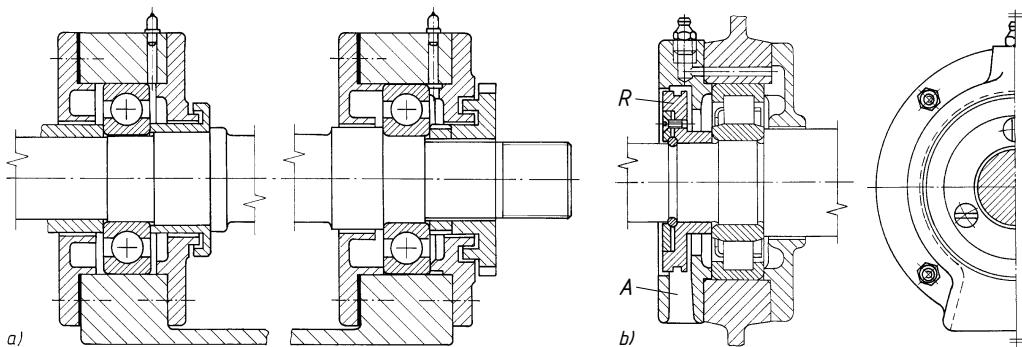


Bild 14-31 Schmierungsbeispiele

a) Fettzuführung über Schmiernippel, b) Lagergehäuse mit Fettmengenregler für waagerechte Wellen

14

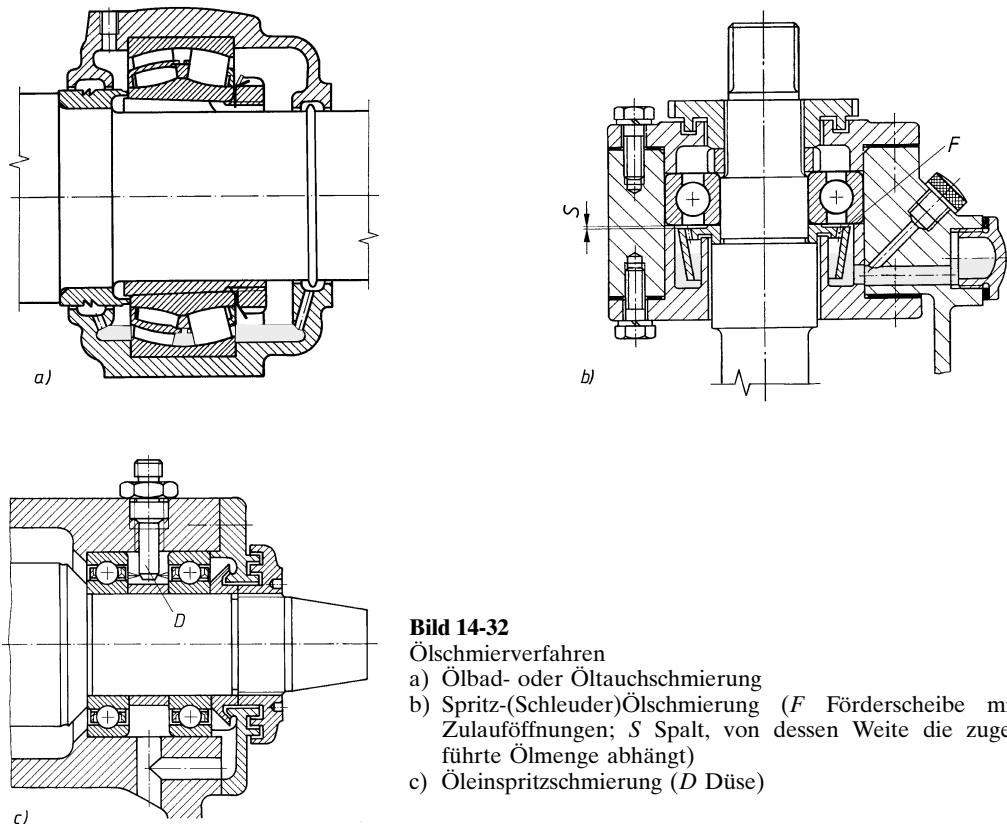
2. Ölschmierung

Wälzläger werden ölgeschmiert, wenn hohe Drehzahlen bzw. mittlere Drehzahlen bei höheren Belastungen bzw. die Betriebstemperatur keine Fettschmierung mehr zulassen oder wenn das Öl zur Wärmeabfuhr (Kühlung) dient oder dort, wo bereits benachbarte Bauteile ölgeschmiert werden, z. B. Zahnräder in Getriebegehäusen (vgl. **Bild 14-42**). Die auszuwählende Ölsorte richtet sich nach den Erfordernissen der Bauteile, ohne dass sich Nachteile für die Wälzläger ergeben. Zur Schmierung der Wälzläger eignen sich Öle auf Mineralbasis, die die Mindestanforderungen nach DIN 51501 erfüllen; zu bevorzugen sind jedoch solche mit besserer Alterungsbeständigkeit nach DIN 51517. Eine wesentliche Eigenschaft ist die *kinematische Viskosität* ν in mm^2/s bzw. m^2/s (Näheres hierzu s. Kapitel 4). Damit sich nach der Theorie der elastohydrodynamischen Schmierung (EHD-Theorie) zwischen den Berührungsflächen des Lagers ein ausreichender Schmierfilm bilden kann, muss entsprechend der Drehzahl n und dem mittleren Lagerdurchmesser $d_m = (D + d)/2$ eine Bezugsviskosität ν_1 in mm^2/s nach **TB 14-11** vorhanden sein. Bei der Wahl der Ölsorte empfiehlt es sich, mit Rücksicht auf die Lebensdauer des Lagers ein Öl auszusuchen, dessen Betriebsviskosität ν bei Betriebstemperatur ϑ in $^\circ\text{C}$ höher ist als die Bezugsviskosität ν_1 . Beim Viskositätsverhältnis $\nu/\nu_1 > 1$ sollte, bei $\nu/\nu_1 < 0,4$ muss ein Öl mit EP-Zusätzen (Hochdruckzusätze) verwendet werden.

Unter normalen Bedingungen, d. h. bei Raumtemperatur, Tragsicherheit $C/P > 10$ und Drehzahlen $n < n_{\vartheta_r}$ (thermische Bezugsdrehzahl n_{ϑ_r} nach WLK), genügt Öl mit $\nu = 12 \text{ mm}^2/\text{s}$.

Die *Ölbad- oder Öeltauchschnierung* (**Bild 14-32a**) ist die einfachste Schnierung für waagerecht gelagerte Wellen bei $n \cdot d_m \leq 0,5 \cdot 10^6 \text{ mm/min}$ und $n/n_g < 0,4$ (n_g s. oben).

Das Öl wird von den umlaufenden Lagerteilen mitgenommen, im Lager verteilt und fließt dann wieder in das Ölbad zurück. Das Öl soll bei stillstehendem Lager etwa mittig des untersten

**Bild 14-32**

Ölschmierverfahren

- Ölbad- oder Öltauchschmierung
- Spritz- (Schleuder-)Ölschmierung (F Förderscheibe mit Zulauföffnungen; S Spalt, von dessen Weite die zugeführte Ölmenge abhängt)
- Öleinspritzschmierung (D Düse)

Wälzkörpers stehen (bei Getriebegehäusen die Eintauchtiefe der Zahnräder beachten). Bei Drehzahlen $n > 5000 \text{ min}^{-1}$ sind, um unzulässiges Erwärmen ($> 80^\circ\text{C}$) zu vermeiden, die sparsame *Tropfölschmierung* ($n/n_g < 1$) oder die *Spritz-* bzw. *Schleuderölschmierung* (**Bild 14-32b**) mit Förderscheibe günstig.

Die *Öleinspritzschmierung* (**Bild 14-32c**) ist bei schwierigen Betriebsbedingungen ($n \cdot d_m > 0,8 \cdot 10^6 \text{ mm/min}$) besonders wirksam. Das Öl wird von der Seite mittels Düsen in den Spalt zwischen Innenring und Käfig gespritzt (Strahlgeschwindigkeit $\geq 15 \text{ m/s}$).

Die *Ölumlauf-* oder *Öldurchlaufschmierung* wird angewendet, wenn $n \cdot d_m \leq 0,8 \cdot 10^6 \text{ mm/min}$ ist und wenn Eigen- und Fremdwärme abgeführt werden soll, um häufige Ölwechsel zu vermeiden. Der Ölumlauf wird durch eine Pumpe aufrechterhalten, jedoch muss das Lager teilweise in einem Ölbad stehen, um das Schmieren während des Anlaufs bzw. bei Pumpenausfall zu gewährleisten. Das Öl durchläuft das Lager, wird im Filter gereinigt und wieder zum Lager, evtl. über Kühler, zurückgeführt. Das zurücklaufende Öl soll möglichst eine Temperatur $\vartheta \leq 70^\circ\text{C}$ haben. Die konstruktive Anordnung der Schmierbohrungen zeigt **Bild 14-33**.

Bei der *Ölnebelschmierung* wird Öl fein zerstäubt mit Druckluft ($0,5 \dots 1 \text{ bar}$) der Lagerstelle zugeführt. Das Verfahren gestattet dosierbare Öl Mengen und wird bei schnellaufenden Lagerungen mit $n \cdot d_m \leq 1 \cdot 10^6 \text{ mm/min}$ (z. B. Schleifspindellager) oft angewendet.

3. Feststoffschmierung

Sie wird angewendet, wenn eine Schmierung mit Fett oder Öl unerwünscht bzw. unzulässig ist, z. B. Wälz Lager bei tiefen und hohen Temperaturen, im Vakuum, bei radioaktiver Strahlung oder wenn die Gefahr des Beschlagens, z. B. bei optischen Systemen, durch Schmierstoffverdunstung besteht.

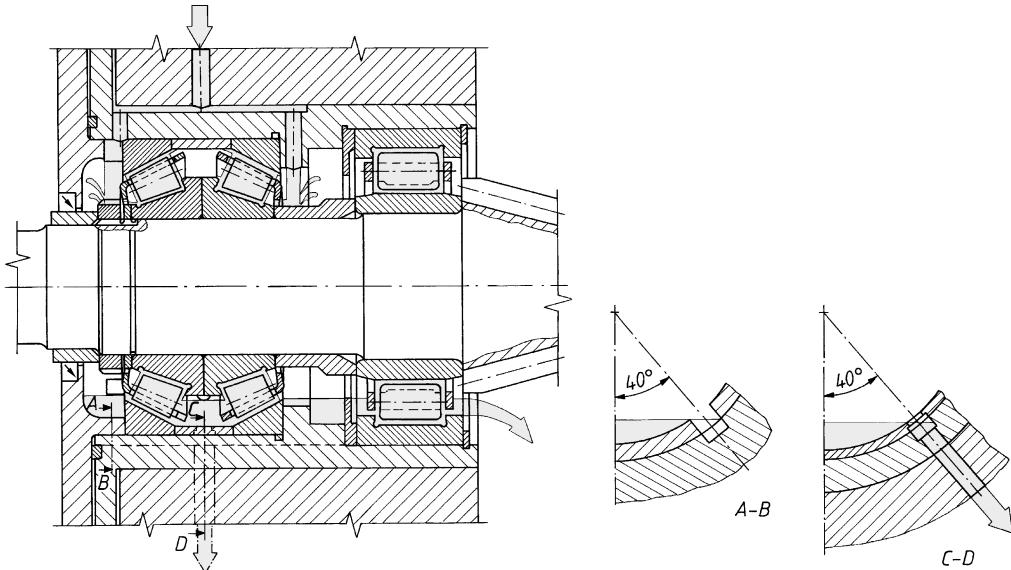


Bild 14-33 Konstruktive Anordnung der Schmierbohrungen bei Ölschmierung (Empfehlung nach Arbeitsblatt 2.4.1 der Gesellschaft für Tribologie)

Die wichtigsten Festschmierstoffe sind Graphit, Molybdänsulfid (MoS_2) und Polytetrafluorethylen (PTFE). Sie werden als Trockenschicht aufgebracht, wobei zur besseren Bindung die Lagerflächen gebeizt oder phosphatiert werden sollten.

Eine andere Möglichkeit bilden 2...4 μm dünne Gleitlackschichten, die einen entsprechenden Vorrat an Festschmierstoff enthalten. Sie werden für Lagerungen bei niedrigen Drehzahlen eingesetzt. Sind bei Lagerungen die Gesetzmäßigkeiten der hydrodynamischen Schmiertheorie nicht erfüllbar, werden Festschmierstoffe in Form von Suspensionen (Kombination von Pulver mit Trägerölen bzw. Fetten) für hochbelastete Wälzläger, insbesondere Rollenlager, bei niedrigen Drehzahlen verwendet.

14

14.2.5 Lagerabdichtungen

Die Betriebssicherheit und die Gebrauchsduer von Wälzlagern hängen sehr von der Wirksamkeit des Abdichtens gegen das Eindringen von Schmutz und Feuchtigkeit und gegen einen Verlust des Schmiermittels ab. Fremdkörper, die in das Lager eindringen, führen beim Überrollen an den Rollkörpern und Laufbahnen zu Eindrückungen und als Folge zu erhöhten Laufgeräuschen und zu einer geminderten Gebrauchsduer. Schmirgelnde Verunreinigungen dagegen führen zum Verschleiß, wodurch sich das Lagerspiel vergrößert. Dies mindert die Laufgenauigkeit und damit die Funktion des Lagers. Eindringendes Wasser, Dämpfe und ätzende Flüssigkeiten setzen die Wirksamkeit des Schmiermittels herab bzw. heben sie völlig auf und greifen korrodierend die Rollkörper und Laufbahnen an. Eine Abdichtung gegen diese Einflüsse ist deshalb notwendig, wobei die Art der Abdichtung von den äußeren Betriebsbedingungen (Schmutzanfall, Feuchtigkeit, ätzende Medien), der geforderten Lebensduer und der Funktion sowie der Drehzahl des Lagers abhängig ist.

Mögliche konstruktive und genormte Abdichtungen sowie konstruktive Erfordernisse werden in Kapitel 19 behandelt. Darüber hinaus bieten die Wälzlagерhersteller einige Rillenkugellager mit Abdichtung an. Diese wird in Form von *Deckscheiben* (nicht berührende Dichtungen, s. **Bild 14-6b**) oder *Dichtscheiben* (berührende Dichtungen, s. **Bild 14-6c**) ausgeführt. Diese Lager werden bei der Herstellung mit einem nach Herstellervorschriften geprüften

Qualitätsfett gefüllt und sind somit einbaufertig. Zu beachten sind die geringeren Höchstdrehzahlen dieser Lager.

14.2.6 Vorauswahl der Lagergröße

Zur Vorauswahl der Lagergröße kann die *erforderliche dynamische Tragzahl C* (s. hierzu 14.3.2) nach Gl. 14.1 ermittelt werden

$$C_{\text{erf}} \geq P \cdot \frac{f_L}{f_n} = P \sqrt[p]{\frac{60 \cdot n \cdot L_{10h}}{10^6}} \quad \begin{array}{c|c|c|c|c} P, C & f_L, f_n & n & L_{10h} & p \\ \hline \text{kN} & - & \text{min}^{-1} & \text{h} & - \end{array} \quad (14.1)$$

P dynamische Lagerbelastung

f_L dynamische Kennzahl (Lebensdauerfaktor), Richtwerte s. **Bild 14-35**

f_n Drehzahlfaktor, s. **TB 14-4**

p Lebensdauerexponent: Kugellager $p = 3$; Rollenlager $p = 10/3$

n Drehzahl des Lagers

L_{10h} anzustrebende nominelle Lebensdauer, Richtwerte **TB 14-7**

Die für das Wälzlagereinzusetzende Lebensdauer wird erfahrungsgemäß gewählt. Bestimmend sind dabei die Art der Maschine, die Dauer ihres Einsatzes und die verlangte Betriebssicherheit. Für häufig vorkommende Betriebsfälle gibt **TB 14-7** bzw. die WLK L_{10h} -Werte an. Bei der Vorauswahl kann für die Lagerbelastung P häufig überschlägig nur die größere Kraftkomponente (Axial- oder Radialkraft) eingesetzt werden.

Liegt nur statische Belastung vor (s. 14.3.1), ist die vorläufige Lagerauswahl über die *statische Tragzahl C_0* nach Gl. 14.2 vorzunehmen.

$$C_{0\text{erf}} \geq P_0 \cdot S_0 \quad (14.2)$$

P_0 statische Lagerbelastung

S_0 statische Tragsicherheit; Richtwerte nach SKF:

Betriebsweise	umlaufende Lager Anforderungen an die Laufruhe						nicht umlaufende Lager	
	gering		normal		hoch		Kugellager	Rollenlager
	Kugellager	Rollenlager	Kugellager	Rollenlager	Kugellager	Rollenlager		
ruhig erschütterungsfrei	0,5	1	1	1,5	2	3	0,4	0,8
normal	0,5	1	1	1,5	2	3,5	0,5	1
stark stoßbelastet	$\geq 1,5$	$\geq 2,5$	$\geq 1,5$	≥ 3	≥ 2	≥ 4	≥ 1	≥ 2

Axial-Pendelrollenlager $S_0 \geq 4$

Die der erforderlichen Tragzahl C oder C_0 entsprechende Lagergröße wird aus **TB 14-2** oder aus dem WLK abgelesen.

14

14.3 Berechnung der Wälzlager

Die erforderliche Wälzlagerart und -größe wird von den Anforderungen an die Tragfähigkeit, Lebensdauer und Betriebssicherheit bestimmt.

Nach dem Betriebsverhalten, nicht nach der Wirkungsweise der Belastung, wird zwischen der *statischen* und der *dynamischen Tragfähigkeit* unterschieden.

14.3.1 Statische Tragfähigkeit

Ein Wälzlagert gilt als nur statisch beansprucht, wenn es unter einer Belastung stillsteht, kleine Pendelbewegungen ausführt oder sich mit einer Drehzahl $n \leq 10 \text{ min}^{-1}$ dreht. Für diese Betriebszustände ist eine solche Belastung noch zulässig, die maximal eine plastische Gesamtverformung an den Wälzkörpern (Abplattung) und Laufbahnen (Eindrückungen) hervorruft, welche die geforderten Laufeigenschaften des Lagers nicht beeinträchtigen.

Der Nachweis für ein ausreichend tragfähiges Lager ist die *statische Tragsicherheit* S_0

$$S_0 = \frac{C_0}{P_0} \quad (14.3)$$

C_0 statische Tragzahl nach **TB 14-2** bzw. WLK

P_0 statisch äquivalente Belastung des Lagers

S_0 statische Tragsicherheit, Richtwerte s. unter Gl. 14.2

1. Statische Tragzahl C_0

Die *statische Tragzahl* C_0 ist eine rein radiale (bei Axiallagern eine rein axiale) Lagerbelastung, die bei stillstehenden Lagern an der höchstbeanspruchten Berührungsstelle zwischen Wälzkörper und Rollbahn eine bleibende Verformung von 0,01% des Wälzkörperfurchmessers hervorruft; sie wird in Listen der Wälzlaghersteller bzw. ist in **TB 14-2** angegeben.

2. Statisch äquivalente Belastung

Die *statisch äquivalente (= gleichwertige) Belastung* P_0 ist eine rechnerische, rein radiale Belastung bei Radiallagern bzw. rein axiale und zentrische Belastung bei Axiallagern, die an den Wälzkörpern und Rollbahnen die gleiche plastische Verformung bewirkt, wie die tatsächlich wirkende kombinierte Belastung. Sie ergibt sich, ausgenommen für die Axial-Pendelrollenlager, allgemein aus

$$P_0 = X_0 \cdot F_{r0} + Y_0 \cdot F_{a0} \quad (14.4)$$

F_{r0} statische radiale Lagerkraft

F_{a0} statische axiale Lagerkraft

X_0 statischer Radialfaktor nach **TB 14-3b** bzw. WLK

Y_0 statischer Axialfaktor nach **TB 14-3b** bzw. WLK

Bei nur radial belasteten Lagern, also bei $F_{a0} = 0$, wird $P_0 = F_{r0}$,
bei nur axial belasteten Lagern, also bei $F_{r0} = 0$, wird $P_0 = F_{a0}$.

14.3.2 Dynamische Tragfähigkeit

Die dynamische Tragfähigkeit eines Wälzlagers wird vom Ermüdungsverhalten des Lagerwerkstoffes bestimmt. Der Zeitraum bis zum Auftreten von Ermüdungserscheinungen ist die *Lebensdauer* des Wälzlagers. Sie ist abhängig von der Belastung, den Betriebsbedingungen und der statistischen Zufälligkeit des ersten Schadenseintritts. Die äußeren Kräfte werden zwischen den Ringen bzw. Scheiben und den Wälzkörpern (Punkt- oder Linienberührung) über, durch elastische Verformung entstehende, sehr kleine Kontaktflächen übertragen. Übersteigen die örtlichen Spannungen der überrollten Werkstoffbereiche ständig die ertragbare Spannung, entstehen zuerst unter der Werkstoffoberfläche sehr feine Risse, die sich bei weiterer Beanspruchung bis zur Oberfläche fortsetzen und zur Bildung von feinen Poren, Pittings bzw. Grübchen führen. Die Zerstörung schreitet danach sehr rasch fort. Schälungen (schollenartige Ausbröckelungen, meist am Innenring, s. **Bild 14-34**) größerer Rollbahnteile treten auf. Die Folgen sind gestörte Abrollverhältnisse, Erschütterungen und zunehmendes Lauferäusch. Letzten Endes kann es zum Ge-waltbruch des Ringes kommen.

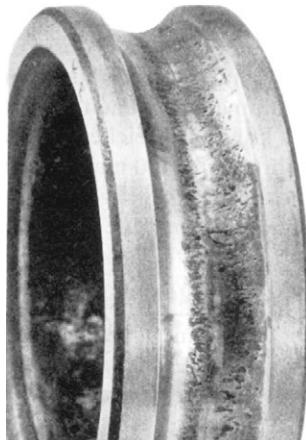


Bild 14-34
Schälerung am Innenring

Da die Grübchenbildung Lagerausfall verursacht, ist die *Ermüdungslaufzeit* – die Laufzeit, bis diese Ermüdungsschäden auftreten – von Interesse. Untersuchungen an einer größeren Anzahl offensichtlich gleicher Lager auf gleichen Prüfständen unter gleichen Betriebsbedingungen (Drehzahl, Schmierung, Belastung) zeigten bis zum Auftreten der ersten Ermüdungserscheinungen weit gestreute Laufzeiten. Deshalb sind die Aussagen über die Ermüdungslaufzeit von Wälzlagern statistischen Charakters; es sind also nur Wahrscheinlichkeitsangaben über die Ermüdungslaufzeit eines Lagerkollektivs möglich.

1. Bestimmungsgrößen nach DIN ISO 281

Die statistische Lebensdauer, die *nominelle Lebensdauer* L_{10} , ist die Anzahl der Umdrehungen oder bei unveränderlicher Drehzahl die Anzahl der Stunden, die 90 % einer größeren Menge offensichtlich gleicher Lager (Kollektiv) erreichen oder überschreiten, bevor erste Ermüdungserscheinungen auftreten. Die Erlebenswahrscheinlichkeit entspricht 90 %, die Ausfallwahrscheinlichkeit 10 % (10 % der Lager fallen vorher aus).

Die *dynamische Tragzahl* C ist für Radiallager bei umlaufendem Innenring und stillstehendem Außenring eine rein radiale (für Axiallager rein axiale) Belastung unveränderlicher Größe und Richtung, bei der 90 % eines Kollektivs offensichtlich gleicher Lager eine nominelle Lebensdauer von 10^6 Umdrehungen bzw. 500 Laufstunden bei konstanter Drehzahl von $33\frac{1}{3} \text{ min}^{-1}$ erreichen. Sie ist eine Lagerkonstante, wird von den Wälzlagerherstellern durch zahlreiche Versuche ermittelt und in Listen herausgegeben (s. **TB 14-2**).

Die *dynamisch äquivalente (= gleichwertige) Belastung* P ist eine rechnerische, in Größe und Richtung konstante Radiallast, bei Axiallagern zentrische Axiallast, die die gleiche Lebensdauer ergibt wie die, die das Lager unter der tatsächlich vorliegenden kombinierten Belastung erreicht.

2. Lebensdauergleichung nach DIN ISO 281

Durch Versuche ergab sich zwischen den Bestimmungsgrößen nach 1. die folgende Gleichung für die *nominelle Lebensdauer* in 10^6 Umdrehungen bzw. in Betriebsstunden

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P} \right)^p \quad \text{bzw.} \quad L_{10h} = \frac{10^6 \cdot L_{10}}{60 \cdot n} \quad \begin{array}{c|c|c|c} L_{10} & L_{10h} & C, P & n \\ \hline 10^6 \text{ Umdr.} & \text{h} & \text{kN} & \text{min}^{-1} \end{array} \quad (14.5a)$$

$L_{10}; L_{10h}$ nominelle Lebensdauer

C dynamische Tragzahl, aus **TB 14-2** oder WLK

P dynamisch äquivalente Lagerbelastung nach 14.3.2-3

p Lebensdauerexponent: Kugellager $p = 3$; Rollenlager $p = 10/3$

n Drehzahl des Lagers

Der Quotient C/P wird als dynamische Tragsicherheit bezeichnet.

Werden in Gl. (14.5a) die 10^6 Umdrehungen durch die Werte 500 h, $33\frac{1}{3} \text{ min}^{-1}$ und 60 min/h ersetzt, ergibt sich

$$L_{10} = \frac{500 \cdot 33\frac{1}{3} \cdot 60}{60 \cdot n} \left(\frac{C}{P} \right)^p \quad \text{oder} \quad \frac{L_{10h}}{500} = \left(\frac{C}{P} \right)^p \frac{33\frac{1}{3}}{n} \quad \text{bzw.} \quad \sqrt[p]{\frac{L_{10h}}{500}} = \frac{C}{P} \sqrt[p]{\frac{33\frac{1}{3}}{n}}$$

Hierin sind

$$\sqrt[p]{\frac{33\frac{1}{3}}{n}} = f_n = \text{Drehzahlfaktor}; \quad \sqrt[p]{\frac{L_{10h}}{500}} = f_L = \text{Lebensdauerfaktor}$$

Die umgeformte Zahlenwertgleichung ergibt für normale Anwendungsfälle ohne Berücksichtigung eventueller Minderungen (s. 14.3.3) die dimensionslose *Kennzahl der dynamischen Beanspruchung*

$$f_L = \frac{C}{P} \cdot f_n \quad (14.5b)$$

Der Drehzahlfaktor f_n ist abhängig von der Drehzahl n in min^{-1} für Kugel- oder Rollenlager aus **TB 14-4** ablesbar.

Als Nachweis für die ausreichende Laufzeit eines Wälzlagers kann die errechnete dynamische Kennzahl f_L bzw. die nominelle Lebensdauer L_{10h} einem Richtwert (s. **Bild 14-35** und **TB 14-7**) gegenübergestellt werden.

Falls notwendig sind in einer erweiterten Lebensdauerberechnung auch die Einflüsse von Schmierung, Sauberkeit im Schmierspalt und Temperatur zu berücksichtigen.

Betriebsart	Betriebsablauf wird durch Lagerwechsel sehr gestört		weniger gestört
	$f_L = 2 \dots 3,5$	$f_L = 1 \dots 2,5$	
Aussetzbetrieb	$f_L = 2 \dots 3,5$	$f_L = 1 \dots 2,5$	
Zeitbetrieb (~8h/Tag)	$f_L = 3 \dots 4,5$	$f_L = 2 \dots 4$	
Dauerbetrieb	$f_L = 4 \dots 5,5$	$f_L = 3,5 \dots 5$	

Bild 14-35

Richtwerte für die Kennzahl f_L

3. Bestimmen der dynamisch äquivalenten Lagerbelastung (P und $n = \text{konstant}$)

Die dynamisch äquivalente (= gleichwertige) Lagerbelastung (Definition s. 14.3.2-1.) ergibt sich aus

$$P = X \cdot F_r + Y \cdot F_a \quad (14.6)$$

F_r radiale Lagerkraft

F_a axiale Lagerkraft

X Radialfaktor, der den Einfluss der Größe des Verhältnisses von Radial- und Axialkraft berücksichtigt; Werte aus **TB 14-3a** und **14-2** bzw. aus WLK

Y Axialfaktor zum Umrechnen der Axialkraft bei Radiallagern in eine äquivalente Radialkraft; Werte aus **TB 14-3a** und **TB 14-2** bzw. aus WLK

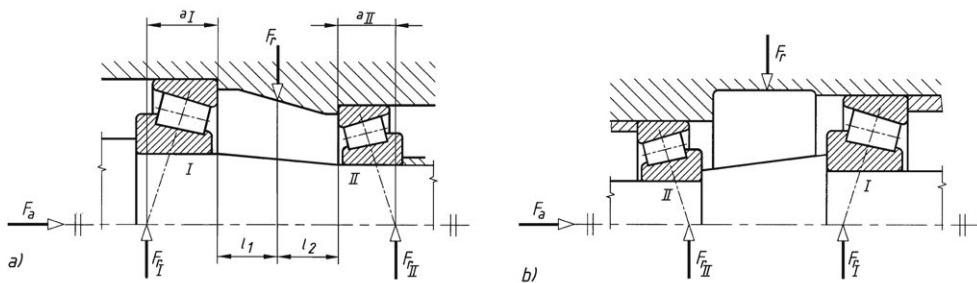
Bei vorliegenden dynamischen Zusatzkräften berechnet man die äquivalente Lagerbelastung $P_{eq} = K_A \cdot P$, mit dem Anwendungsfaktor K_A nach **TB 3-5a**.

Bei nur radial belasteten Radiallagern, also bei $F_a = 0$, wird $P = F_r$; bei nur axial belasteten Axiallagern, also bei $F_r = 0$, wird $P = Y \cdot F_a$.

P wird bei einreihigen Radiallagern erst beeinflusst, wenn $F_a/F_r > e$ als Grenzwert abhängig vom inneren Aufbau des Lagers ist; bei zweireihigen Radiallagern gilt dies schon für $F_a/F_r < e$. Bei Rillenkugellagern stellt sich unter F_a für $F_a/F_r > e$ ein Druckwinkel $\alpha > 0^\circ$ ein, so dass bei normaler Lagerluft $X = 0,56$ ist und e sowie Y vom Verhältnis F_a/C_0 abhängig sind (vgl. **TB 14-3**).

Bei einreihigen Schrägkugel- und Kegelrollenlagern bewirkt eine Radialkraft F_r , bedingt durch den Druckwinkel α (s. 14.1.4-2.), eine zusätzliche innere Axialkraftkomponente, wodurch sie instabil werden. Daher werden diese Lager allgemein in O- bzw. X-Anordnung (**Bild 14-21**) eingebaut, so dass sich beide Lager gegenseitig abstützen. Die Axialkraftkomponenten wirken dann jeweils als äußere Kraft F_a auf das Gegenlager. Hat die Lagerung (s. **Bild 14-36**) zusätzlich eine Axialkraft F_a aufzunehmen, dann ist das Lager zu ermitteln, auf das die resultierende Axialkraft wirkt. Das Lager, das unabhängig von den inneren Axialkräften die äußere Axialkraft F_a aufnimmt, wird als Lager „I“, das andere als Lager „II“ gekennzeichnet. Diese Lager werden durch die Axialkräfte F_{al} und F_{all} belastet, die sich bei Berücksichtigung des Vorzeichchens aus F_a und der Axialkomponente des Gegenlagers ergeben. Die äquivalenten Belastungen P_1 bzw. P_{II} werden entsprechend $F_{al}/F_{rl} > e$ bzw. $F_{all}/F_{rl} > e$ nach Gl. (14.6) errechnet, je nachdem, wie die Verhältnisse der Kräfte nach **Bild 14-36c)** erfüllt sind.

In den Belastungsfällen, für die keine Formeln angegeben sind, wird die Axialkraft F_{al} bzw. F_{all} rechnerisch nicht berücksichtigt.



Kräfteverhältnisse	bei Berechnungen einzusetzende Axialkräfte F_{al} und F_{all}	
	Lager I	Lager II
1. $\frac{F_{rl}}{Y_I} \leq \frac{F_{rlII}}{Y_{II}}$	$F_{al} = F_a + 0,5 \cdot \frac{F_{rlII}}{Y_{II}}$	—
2. $\frac{F_{rl}}{Y_I} > \frac{F_{rlII}}{Y_{II}}; F_a > 0,5 \left(\frac{F_{rl}}{Y_I} - \frac{F_{rlII}}{Y_{II}} \right)$	$F_{al} = F_a + 0,5 \cdot \frac{F_{rlII}}{Y_{II}}$	—
3. $\frac{F_{rl}}{Y_I} > \frac{F_{rlII}}{Y_{II}}; F_a \leq 0,5 \left(\frac{F_{rl}}{Y_I} - \frac{F_{rlII}}{Y_{II}} \right)$	—	$F_{all} = 0,5 \cdot \frac{F_{rl}}{Y_I} - F_a$

c)

 Y -Werte s. TB 14-2 und TB 14-3

14

Bild 14-36 Lagerkräfte bei Kegelrollenlagern

a) O-Anordnung, b) X-Anordnung, c) Tabelle zur Ermittlung der Axialkräfte (gelten näherungsweise auch für einreihige Schrägkugellager)

Voraussetzung für die Ermittlung der Kräfte ist, dass die Lager im Betriebszustand spielfrei ohne Verspannung sind.

Die Radialkräfte F_{rl} und F_{rlII} sind auf die Druckmittelpunkte zu beziehen, also die Abstände a_I und a_{II} zu beachten (in den WLK bzw. in **TB 14-1** als Abstandsmaß a enthalten). F_{rl} und F_{rlII} ergeben sich aus der Gleichgewichtsbedingung $\Sigma M = 0$, z. B. für F_{rlII} in **Bild 14-3a** aus $F_r(a_I + l_1) = F_{rlII}(a_I + a_{II} + l_1 + l_2)$. Die Axialfaktoren Y_I , Y_{II} sind entsprechend Y des jeweiligen Lagers aus **TB 14-2**, **TB 14-3** oder WLK zu entnehmen.

4. Bestimmen der dynamisch äquivalenten Lagerbelastung (P und $n \neq \text{konstant}$)

Die Ermittlung der äquivalenten Belastung nach Gl. (14.6) setzt eine konstante Belastung bei einer annähernd konstanten Drehzahl voraus. Bei vielen Lagerungen ändern sich jedoch zeit-

lich Belastung und Drehzahl regellos oder zyklisch. Die äquivalente Belastung ist in diesen Fällen aus den zeitanteiligen Belastungs- und Drehzahlwerten zu ermitteln. Bei regellos wirkenden Belastungen und Drehzahlen ist ein entsprechend geeignetes statistisches Kollektiv zu erstellen, welches dann wie ein Belastungs- bzw. Drehzahlzyklus behandelt werden kann. Ändern sich Belastung und Drehzahl *periodisch* (s. **Bild 14-37**), dann wird der Kurvenverlauf durch eine Reihe von Einzelbelastungen und -drehzahlen mit einer entsprechenden Wirkungsdauer q in % angenähert und zunächst für die einzelnen Laststufen 1, 2 … n die äquivalenten Belastungen $P_1, P_2 … P_n$ aus jeweils F_a und F_r ermittelt.

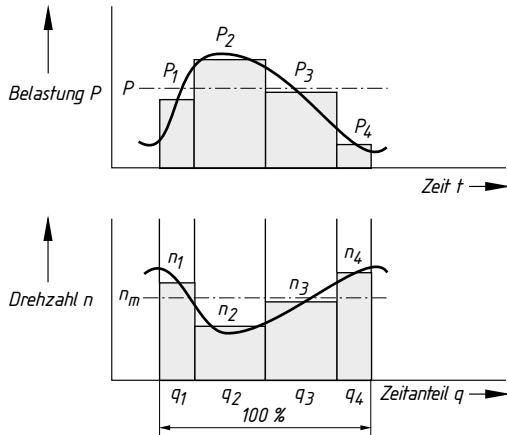


Bild 14-37
Periodischer Belastungs- und Drehzahlzyklus

Für den Belastungszyklus ergibt sich dann die *dynamisch äquivalente Belastung* P aus

$$P = \left(P_1^p \cdot \frac{n_1}{n_m} \cdot \frac{q_1}{100\%} + P_2^p \cdot \frac{n_2}{n_m} \cdot \frac{q_2}{100\%} + \dots + P_n^p \cdot \frac{n_n}{n_m} \cdot \frac{q_n}{100\%} \right)^{\frac{1}{p}} \quad (14.7)$$

- $P_1, P_2 … P_n$ dynamisch äquivalente Teilbelastungen aus $F_{r1}, F_{a1}; F_{r2}, F_{a2}; …; F_{rn}, F_{an}$
 p Lebensdauerexponent wie in Gl. (14.6); näherungsweise kann für Rollenlager auch $p = 3$ gesetzt werden
 $n_1, n_2 … n_n$ zugehörige konstante Drehzahlen
 n_m mittlere Drehzahl s. Gl. (14.8)
 $q_1, q_2 … q_n$ Wirkungsdauer der einzelnen Betriebszustände in %

mit der mittleren Drehzahl n_m aus

$$n_m = n_1 \cdot \frac{q_1}{100\%} + n_2 \cdot \frac{q_2}{100\%} + \dots + n_n \cdot \frac{q_n}{100\%} \quad (14.8)$$

Angaben wie zu Gl. (14.7)

Bei *veränderlicher Belastung* und *konstanter Drehzahl* wird aus Gl. (14.7)

$$P = \left(P_1^p \cdot \frac{q_1}{100\%} + P_2^p \cdot \frac{q_2}{100\%} + \dots + P_n^p \cdot \frac{q_n}{100\%} \right)^{\frac{1}{p}} \quad (14.9)$$

Angaben wie zu Gl. (14.7)

Nimmt bei *konstanter Drehzahl* die Belastung von einem Kleinstwert P_{\min} auf einen Größtwert P_{\max} , wie in **Bild 14-38** dargestellt, linear zu (z. B. bei Pressenantrieben), dann ergibt sich nähe-

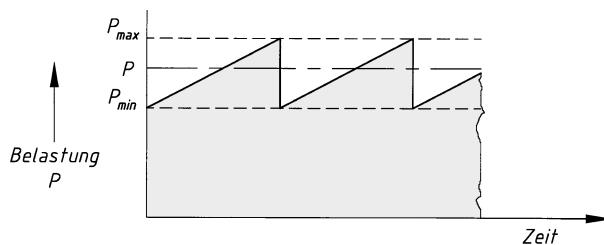


Bild 14-38
Linearer Belastungszyklus
 $P_{\max} - P_{\min}$

rungsweise die äquivalente Belastung P aus

$$P = \frac{P_{\min} + 2P_{\max}}{3} \quad (14.10)$$

14.3.3 Minderung der Lagertragzahlen C und C_0

Einfluss der Betriebstemperatur: Wälzlager können i. Allg. bis 120 °C, kurzzeitig bis 150 °C ohne Einfluss auf die Lagertragzahlen eingesetzt werden. Lager, die dauernd höheren Temperaturen ausgesetzt sind, müssen stabilisiert sein (Nachsetzzeichen S1...S3). Die Stabilisierung ist mit einem Härteabfall verbunden. Für diese Lager sind die Tragzahlen $C_T = C \cdot f_T$ einzusetzen. Für f_T gilt: bei 200 °C (S1) $f_T = 0,9$; bei 250 °C (S2) $f_T = 0,75$; bei 300 °C (S3) $f_T = 0,6$ (s. auch **TB 14-6a**).

Einfluss der Härte der Laufflächen bei Direktlagerung: Bei Direktlagerung (Einsatz von Zylinderrollen- oder Nadellager ohne Innen- bzw. Außenring) müssen die Laufflächen der Welle bzw. des Gehäuses eine Härte von min. 58 HRC haben, damit die volle Tragzahl eingesetzt werden kann. Bei geringerer Härte gilt $C_H = C \cdot f_H$ bzw. $C_{0H} = C_0 \cdot f_H$ mit den Härteeinflussfaktoren $f_H = 0,95$ bei 57 HRC; $f_H = 0,9$ bei 56 HRC; $f_H = 0,85$ bei 55 HRC; $f_H = 0,81$ bei 54 HRC; $f_H = 0,77$ bei 53 HRC; $f_H = 0,73$ bei 52 HRC; $f_H = 0,69$ bei 51 HRC; $f_H = 0,65$ bei 50 HRC (s. auch **TB 14-6a**).

14.3.4 Erreichbare Lebensdauer – modifizierte Lebensdauerberechnung

Die mit der Gl. (14.5a) berechnete Lebensdauer gibt für „normale“ Anforderungen an die Sauberkeit und Schmierung der Lager bei einer Ausfallwahrscheinlichkeit von 10 %. Sie gibt nur selten die wirklich erreichbare Laufzeit von Lagern an. In **Bild 14-39** sind mit Gl. (14.5a) berechnete Werte (Linie a) Versuchswerten gegenübergestellt, die bei idealen Betriebsbedingungen (Schmierfilm frei von Verunreinigungen, Kontaktfläche durch Schmierfilm getrennt) erreicht wurden (Linie b). Die Versuchswerte zeigen, dass Wälzlager unter idealen Betriebsbedingungen wesentlich größere Laufzeiten als berechnet erreichen und eine unendliche Lebensdauer bei Einhaltung einer Grenzbelastung erreichbar ist. Praktisch sind Wälzlager aus üblichen Wälzlagern.

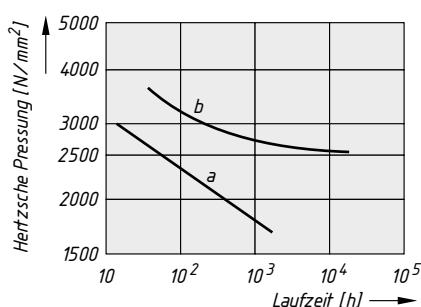


Bild 14-39
Ermüdungslebensdauer
a) rechnerisch ermittelt
b) Versuchsergebnisse

stahl dauerfest (Belastung kann auf Dauer schadfrei ertragen werden), wenn die Hertzscbe Pressung an den Rollkontakte $\leq 2000 \text{ N/mm}^2$ bei Punkt- und $\leq 1500 \text{ N/mm}^2$ bei Linienberührung ist.

Mit der erweiterten modifizierten Lebensdauer nach DIN ISO 281 Bbl. 1 können die realen Betriebsbedingungen mit berücksichtigt und damit genauere Ergebnisse erreicht werden

$$L_{\text{nm}} = a_1 \cdot a_{\text{ISO}} \cdot L_{10} \quad \text{bzw.} \quad L_{\text{nmh}} = a_1 \cdot a_{\text{ISO}} \cdot L_{10h} \quad (14.11)$$

$L_{\text{nm}}, L_{\text{nmh}}$ erweiterte modifizierte Lebensdauer in 10^6 Umdrehungen bzw. Stunden

a_1 Faktor für die Ausfallwahrscheinlichkeit

a_{ISO} Faktor für die Betriebsbedingungen; $a_{\text{ISO}} = f(e_c \cdot C_u/P, \kappa)$, Werte aus **TB 14-12**

e_c Verunreinigungsbeiwert, Werte aus **TB 14-11**

C_u Ermüdungsgrenzbelastung, Werte aus **TB 14-2**

κ Viskositätsverhältnis, Werte aus **TB 14-10**

L_{10}, L_{10h} nominelle Lebensdauer in 10^6 Umdrehungen bzw. Stunden nach Gl. (14.5a)

Faktor a_1 : Im Normalfall wird mit einer Ausfallwahrscheinlichkeit von 10 % gerechnet. Hierfür ist $a_1 = 1$. Für andere Ausfallwahrscheinlichkeiten gilt

Ausfallwahrscheinlichkeit in %	50	30	10	5	4	3	2	1
Ermüdungslaufzeit	L_{50}	L_{30}	L_{10}	L_{5m}	L_{4m}	L_{3m}	L_{2m}	L_{1m}
Faktor a_1	5	3	1	0,62	0,53	0,44	0,33	0,21

Faktor a_{ISO} : Dieser Faktor berücksichtigt durch das Viskositätsverhältnis κ (s. hierzu 14.2.4-2., Werte aus WLK bzw. **TB 14-10**) den Einfluss der Schmierfilmbildung, durch die Ermüdungsgrenzbelastung C_u die Ermüdungsgrenze des Laufbahnwerkstoffes und durch den Verunreinigungsbeiwert e_c die Spannungserhöhung infolge Verunreinigungen im Lager. Verunreinigungen (feste Partikel) können beim Überrollen bleibende Eindrücke in den Laufbahnen verursachen. An diesen Eindrücken entstehen lokale Spannungsüberhöhungen, die die Lebensdauer der Lager verringern. Werte für e_c s. **TB 14-11**. Verunreinigungen durch nicht feste Partikel wie Wasser und andere Flüssigkeiten können nicht berücksichtigt werden. Sehr starke Verunreinigungen ($e_c = 0$) sollten vermieden werden durch Verbesserung der Schmierung, Abdichtung, Ölfilterung. Hier liegt die Lebensdauer weit unter den errechneten Werten; meist dominiert Verschleiß.

Die Ermüdungsgrenzbelastung C_u ist definiert als die Belastung, bei der im höchstbelasteten Kontaktbereich die Ermüdungsgrenze des Lagerwerkstoffes gerade erreicht wird (Hertzscbe Pressung ca. 1500 N/mm^2 für normale Wälzlagerwerkstoffe). Diese Werte sind von der Lagerbauart, der Fertigungsqualität und der Ermüdungsgrenze des Lagerwerkstoffes abhängig und werden von den Lagerherstellern ermittelt. Das Belastungsverhältnis C_u/P drückt die Ausnutzung der Tragfähigkeit eines Lagers aus und gibt damit die Sicherheit gegenüber der Dauerfestigkeit wieder.

Erreichbare Lebensdauer bei veränderlichen Betriebsbedingungen: Ändern sich die Belastung, die Drehszahl und andere, die Lebensdauer beeinflussenden Größen, dann ist für jede prozentuale Wirkungsdauer q mit konstanten Bedingungen die erreichbare Lebensdauer $L_{\text{nmh}1} \dots L_{\text{nmh}n}$ zu bestimmen. Für die Gesamtbetriebszeit ergibt sich dann die erreichbare Lebensdauer

$$L_{\text{nmh}} = \frac{100}{\frac{q_1}{L_{\text{nmh}1}} + \frac{q_2}{L_{\text{nmh}2}} + \dots + \frac{q_n}{L_{\text{nmh}n}}} \quad (14.12)$$

14.3.5 Gebrauchsdauer

Die Gebrauchsdauer ist die Laufzeit, während der das Lager den Anforderungen entsprechend zuverlässig funktioniert. Sie wird begrenzt durch den Ausfall des Lagers infolge Ermüdung (s. 14.3.4) oder Verschleiß oder auch durch eine kürzere Gebrauchsdauer des Schmierstoffs. Im letzteren Fall wird jedoch in der Regel der Schmierstoff gewechselt.

Bei besonders schmutzanfälligen und korrosionsgefährdeten Lagern oder in Fällen, bei denen eine ordnungsgemäße Wartung der Lager nicht erwartet werden kann (z. B. Baumaschinen), ist die Gebrauchsduer des Lagers kleiner als die Ermüdungslaufzeit, da solche Lager durch unzulässig hohen Verschleiß früher ausfallen können als durch Werkstoffermüdung.

Der Verschleiß bewirkt ein Aufrauen der Rollbahnenflächen und ein allmähliches Vergrößern des Radialspiels. Die Folge ist eine Verstärkung des Laufgeräusches und eine Beeinträchtigung der Laufeigenschaften durch die geringer werdende Führungsgenauigkeit. Eine genaue Berechnung der Verschleißlaufzeit ist nicht möglich.

Anmerkung: Die vorstehend aufgeführten Berechnungsgleichungen gelten nicht für die Keramikwälz- lager und die Hybridlager. Bei Verwendung dieser Lager sind die speziellen Berechnungsunterlagen der Hersteller zu benutzen.

14.3.6 Höchstdrehzahlen

Wälzläger laufen im Allgemeinen betriebssicher und lassen die Gebrauchsduer erwarten, so lange eine Höchstdrehzahl (Bezugsdrehzahl) nicht überschritten wird. Diese ist abhängig von Bauart und Größe der Lager und von der Schmierungsart.

Von den Wälzlägerherstellern werden *kinematisch zulässige Drehzahlen* und *thermische Bezugsdrehzahlen* angegeben (s. WLK).

Maßgebend für die *kinematisch zulässige Drehzahl* können die Festigkeitsgrenze der Lagerbauteile, vor allem des Käfigs, die Geräuschentwicklung oder die Gleitgeschwindigkeit von berührenden Dichtungen sein. Diese Drehzahl sollte auch bei günstigen Einbau- und Schmierbedingungen nicht, im Ausnahmefall nur nach Rücksprache mit dem Wälzlägerhersteller, überschritten werden.

Die *thermische Bezugsdrehzahl* $n_{\theta r}$ ist ein Kennwert für die Drehzahleignung der Wälzläger unter einheitlichen Bezugsbedingungen. Sie ist nach EDIN 732-1 definiert als die Drehzahl, bei der sich die Bezugstemperatur 70 °C einstellt. Die Bezugsbedingungen (s. DIN 732 bzw. WLK) sind bezüglich der Viskositäts- und Schmierungsverhältnisse so gewählt, dass sie für Öl- und Fettschmierung gleiche Bezugsdrehzahlen ergeben. Weichen die Betriebsbedingungen von den Bezugsbedingungen ab, ist die *thermisch zulässige Betriebsdrehzahl* n_{zul} zu ermitteln.

$$n_{zul} = f_N \cdot n_{\theta r}$$

f_N Drehzahlverhältnisfaktor, Ermittlung s. WLK

$n_{\theta r}$ thermische Bezugsdrehzahl, s. WLK

14

14.4 Gestaltungsbeispiele für Wälzlägerungen

An einigen Gestaltungsbeispielen sollen die sich aus den vorliegenden Anforderungen ergeben- den konstruktiven Merkmale herausgestellt werden.

Dabei werden folgende Abkürzungen benutzt:

Umfangslast bzw. Punktlast für den Innenring: U.f.I. bzw. P.f.I.

Punktlast bzw. Umfangslast für den Außenring: P.f.A. bzw. U.f.A.

Welle: We; Wellendurchmesser: d

Gehäusebohrung: Bo; Bohrungsdurchmesser: D

Kranlaufrad-Lagerung (Bild 14-40)

Kräfte: hohe Radial-, kleinere Axialkraft (durch Verkanten, Beschleunigungs- und Bremskräfte der Laufkatze).

Ausführung: zwei schwimmend angeordnete Pendelrollenlager durch Axialspiel S am Innenring.

Passungen: Es liegen P.f.I. und U.f.A. vor, daher Innenringe auf Buchse verschiebbar, Außenringe fest; nach **TB 14-8** gewählt: We. (Buchse) h6 oder g6, Bo. N7.

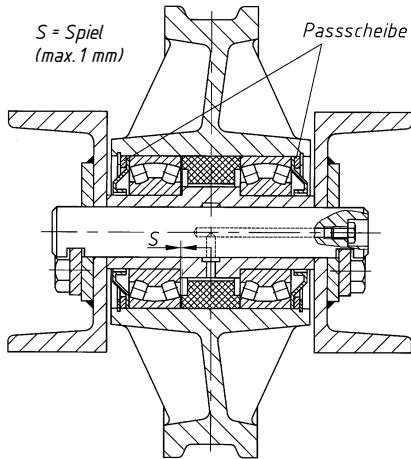


Bild 14-40
Lagerung eines Kranlaufrades

Schmierung: Vorratschmierung mit Fett, Nachschmieren mittels Schmiernippel durch eine Zuführbohrung.

Dichtung: gegen Eindringen von Schmutz und gegen Fettverlust Spaltdichtung, bei stärkerer Verschmutzung und Feuchtigkeit Rillendichtung oder Radialdichtring (s. Kap. 19).

Fußlagerung einer Drehkransäule (Bild 14-41)

Kräfte: sehr große Axialkraft durch Hubmasse und Eigengewicht des Kranes, sehr große Radialkraft durch Kippmoment aus Hubmasse und Eigengewicht des Kranauslegers.

Ausführung: Kombination eines praktisch wirksamen Festlagers aus Radial-Pendelrollenlager und Axial-Pendelrollenlager. Konstruktiv ist zu beachten, dass der Schnittpunkt der Drucklinien des Radial-Pendelrollenlagers gleichzeitig der Radiusmittelpunkt der Lauffläche des Axial-Pendelrollenlagers sein muss (Distanzring entsprechend maßlich festlegen!).

Passungen: 1. Radial-Pendelrollenlager: Last am Ausleger dreht sich mit der Kransäule, damit liegen U.f.A. und P.f.I. vor, Verschiebbarkeit des Innenringes nicht erforderlich. Für $d = 150 \text{ mm}$ wird nach **TB 14-8** gewählt: We. h6, Bo. P7.

2. Axial-Pendelrollenlager: Radiallast aus Hubmasse und Eigengewicht des Auslegers dreht sich mit der Kransäule, damit Umfangslast für die Gehäusescheibe und Punktlast für die Wellenscheibe. Damit wird nach **TB 14-8** für $d = 140 \text{ mm}$ gewählt. We. g6 (j6), Bo. K7.

Schmierung: Fett-Vorratschmierung.

Dichtung: Bei Hallenkranen Filzring (eventuell auch Rillendichtung) gegen Eindringen von Schmutz. Bei Kranen im Freien V-Ring gegen zusätzliches Eindringen von Feuchtigkeit (Regenwasser).

Lagerung einer Getriebe-Antriebswelle (Bild 14-42)

Kräfte: radiale und axiale Lagerbelastungen durch Zahnkräfte am Schrägstirnrad.

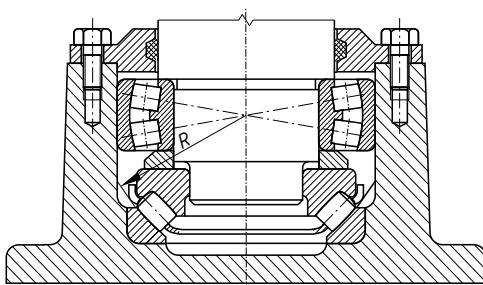


Bild 14-41
Lagerung einer Drehkransäule

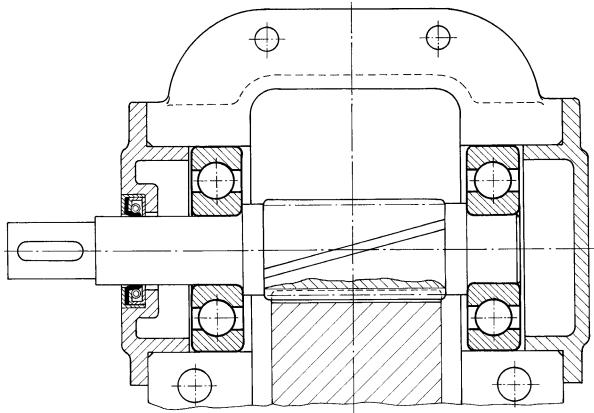


Bild 14-42
Lagerung einer Getriebewelle

Ausführung: einfach und kostengünstig. Beide Lager mit geringem seitlichen Spiel (schwimmende Lagerung). Geeignet bei konstanter Drehrichtung.

Passungen: Es liegen U.f.I. und P.f.A. vor, also kann der Außenring lose sitzen und in Bo. verschiebbar sein; nach **TB 14-8** wird (für d bis 100) gewählt: Bo. H7, We. k6.

Schmierung: mit Getriebeöl; die Lager sind zum Getriebeinneren offen.

Abdichtung: gegen Ölverlust nach außen und geringe Verschmutzung nach innen durch Radialdichtring.

Schneckengetriebe-Lagerung (Bild 14-43)

Kräfte: Schneckenwelle hauptsächlich axial, vergleichsweise gering dagegen radial; Schneckenradwelle überwiegend radial.

Ausführung: Das Festlager der Schneckenwelle besteht aus zwei Schräkgugellagern in X-Anordnung, was ermöglicht, die Außenringe (P.f.A.) anzustellen; außerdem ist die Lagerung weniger starr und unempfindlicher gegen Fluchtfehler. Als Loslager ist ein Zylinderrollenlager Reihe NU eingebaut. Die Schneckenradwelle besitzt als Festlager ein Rillenkugellager und als Loslager ein Zylinderrollenlager.

Passungen: Es liegen U.f.I. und P.f.A. vor, Außenringe können lose sitzen; entsprechend **TB 14-8** werden für $d < 100$ mm gewählt: Schneckenwelle: Schräkgugellager We. j5, Bo. J6 (geringe

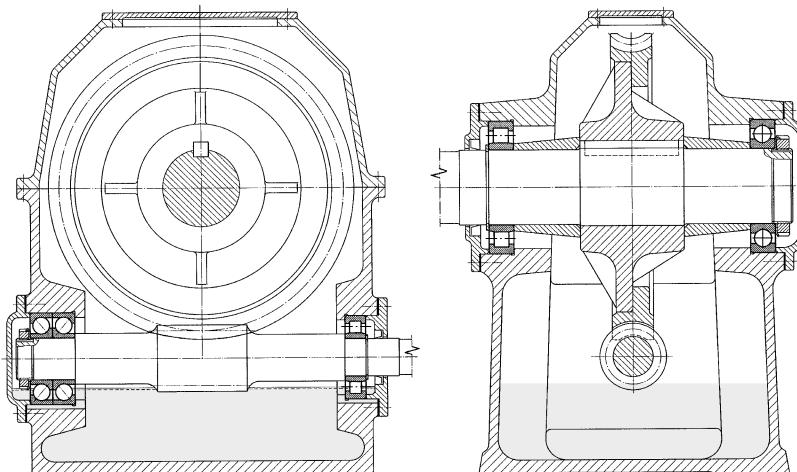


Bild 14-43 Schneckengetriebe

Lagerluft); Zylinderrollenlager We. k5, Bo. J6. Schneckenradwelle: Rillenkugellager We. k5, Bo. K6; Zylinderrollenlager We. k5, Bo. J6.

Schmierung: Ölauchschmierung, Ölstand bis Teilkreis der Schnecke.

Dichtung: Radial-Wellendichtringe verhindern Ölaustritt und Eindringen von Verunreinigungen.

Radlagerung einer Baumaschine (Bild 14-44)

Kräfte: hohe Radial-, mittlere bis hohe Axialkraft (bei Kurvenfahrt).

Ausführung: zwei zueinander spiegelbildlich eingebaute Kegelrollenlager, die mittels Kronenmutter *K* an- bzw. nachgestellt werden.

Passungen: Es liegen P.f.I. und U.f.A. vor, also können die Innenringe lose auf der Achse sitzen und verschiebbar sein, die Außenringe müssen fest sitzen; nach **TB 14-8** wird für $d < 100$ mm gewählt: We. k6 (m6), Bo. N7 (K7).

Schmierung: Fett-Vorratschmierung.

Dichtung: gegen Eindringen von Wasser und Schmutz (Schmutz von außen und Bremsstaub) und gegen Fettverlust durch Radialdichtring und Schutzkappe.

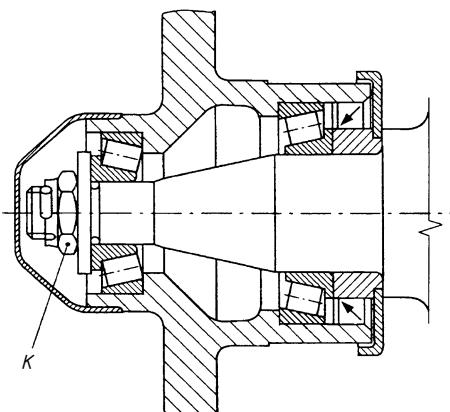


Bild 14-44
Radlagerung einer Baumaschine

14.5 Wälzgelagerte Bauelemente

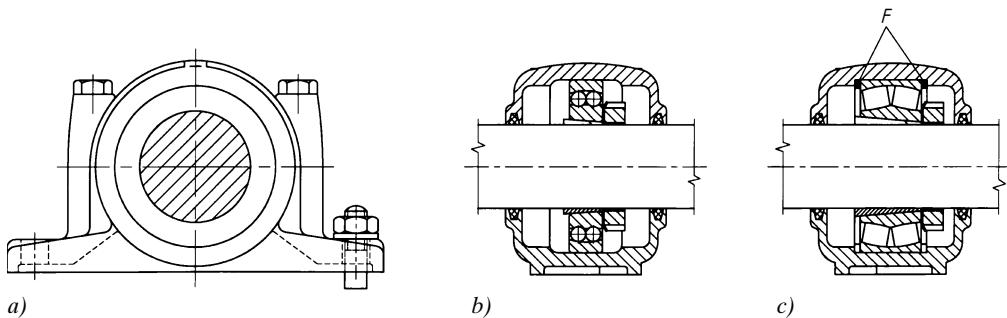
Neben den reinen Wälzlagern gibt es verschiedenste Ausführungen von wälzgelagerten Bauelementen. Diese können je nach Bauart zur Dreh- oder Längsführung bewegter Maschinenteile bzw. für Schraubbewegungen eingesetzt werden.

Die nachfolgend aufgeführten Lagergehäuseeinheiten, Laufrollen und Drehverbindungen gehören wie die Wälzlager zu den Drehführungen. Die Kugelbuchsen wie die wegen ihrer Bedeutung gesondert in Kapitel 14.6 betrachteten linearen Wälzführungen zählen zu den Längsführungen. Mit dem Kugelgewindetrieb werden Schraubbewegungen realisiert zur Umsetzung einer Dreh- in eine Längsbewegung oder umgekehrt.

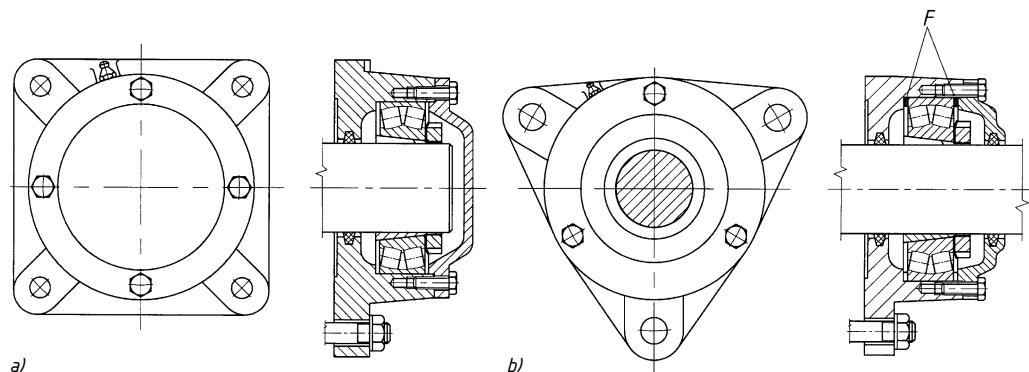
1. Lagergehäuseeinheiten (Bild 14-45 und 14-46)

Die am meisten angewendeten Lagergehäuseeinheiten sind *Steh- und Flanschlager*. Die *Stehlager-Gehäuse* in *geteilter* Ausführung und meist aus Grauguss sind übereinstimmend mit ISO-Empfehlungen für Pendellager mit kegeleriger Bohrung und Spannhülse nach DIN 736 (Kurzzeichen SN 5, Durchmesserreihe 2) bzw. DIN 737 (SN 6, Durchmesserreihe 3), mit zylindrischer Bohrung nach DIN 738 (SN 2, Durchmesserreihe 2) bzw. DIN 739 (SN 3, Durchmesserreihe 3) für die Hauptmaße genormt. Bezeichnung z. B.: *Stehlagergehäuse DIN 737-SN 610* (Ausführung SN 6, Bohrungskennzahl 10 des dazu passenden Wälzlers, d. h. Bohrung 50 mm).

Das **Bild 14-45a** zeigt ein Stehlagergehäuse, Schnittbild b) mit Pendelkugellager als Loslager (Außenring im Gehäuse verschiebbar), Schnittbild c) mit Pendelrollenlager als Festlager (Außenring durch Festringe *F* axial festgelegt). Die Schmierung erfolgt i. Allg. mit Fett durch Vor-

**Bild 14-45** Stehlager

a) allgemein, b) mit Loslager, c) mit Festlager

**Bild 14-46** Flanschlager – Ausführungsbeispiele

a) mit 4 Befestigungslöchern und Pendelrollenlager als Loslager, Endlagerausführung, b) mit 3 Befestigungslöchern und Pendelrollenlager als Festlager, Zwischenlagerausführung

14

rat. Die Abdichtung gegen Fettverlust und Verschmutzung erfolgt durch Filzringe. Abdichtungen mittels Zweilippendichtring, Radialdichtring und Labyrinth sind möglich.

Die Stehlager sind als Endlager (einseitig offen) oder als Zwischenlager (beidseitig offen) lieferbar.

Passungen: Normal liegt U.f.I. vor; nach **TB 14-8** wird für Lager mit Hülsenbefestigung gewählt: We. (meist gezogen) h8, h9 oder h11.

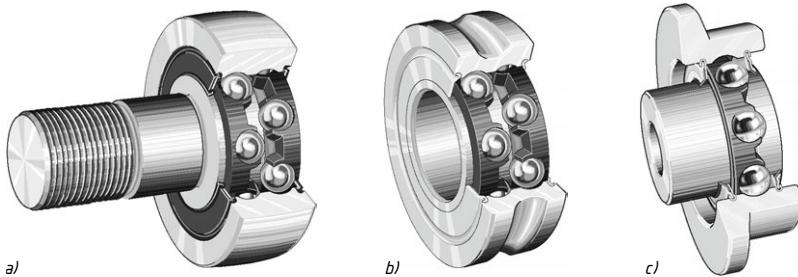
Die *Flanschlager* (**Bild 14-46**) werden in verschiedenen Bauformen geliefert. Die Ausführungen sind analog denen der Stehlager, jedoch ungeteilt.

2. Laufrollen (Bild 14-47)

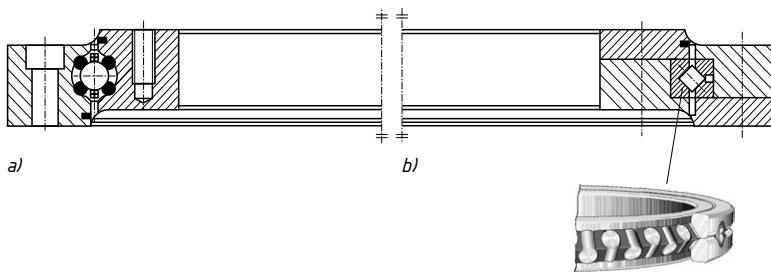
Laufrollen sind wie Wälzlagerelemente aufgebaut, haben jedoch einen verstärkten Außenring. Dieser kann zylindrisch (**Bild 14-47a**), ballig (ohne Bild), mit Führungsnuß (**Bild 14-47b**) oder mit Spurkranz **14-47c**) ausgebildet sein. Es werden einreihige (**Bild 14-47c**) und zweireihige (**Bild 14-47a** und **b**) Ausführungen sowie Ausführungen mit Bolzen der verschiedensten Art, wie z. B. in **Bild 14-47a** und ohne Bolzen wie in **Bild 14-47b** und **c**, geliefert.

3. Drehverbindungen (Bild 14-48)

Drehverbindungen werden angewendet, wenn große Kippmomente (z. B. bei Drehwerken) abzustützen oder konstruktiv große Lagerungsdurchmesser erforderlich sind. Sie werden einbaufertig mit Flansch, Zentrierring und Anschlussbohrungen geliefert.

**Bild 14-47** Laufrollen

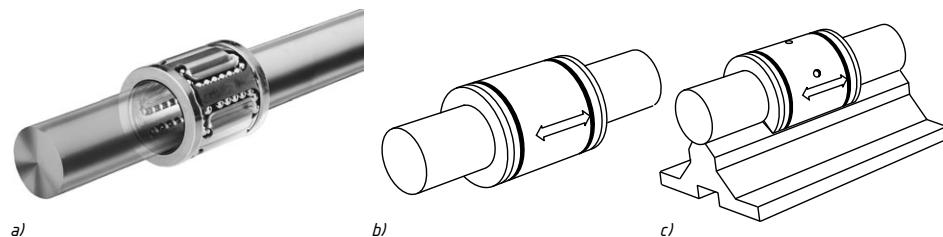
a) mit zylindrischem Außenring und Bolzen, b) Außenring mit Führungsnuß, c) Außenring mit Spurkranz

**Bild 14-48**

Drehverbindungen
 a) mit Dünrringlager,
 b) mit Kreuzrollenlager

4. Kugelbuchsen (Bild 14-49)

Kugelbuchsen dienen der reibungssarmen und stick-slip-freien Längsführung zylindrischer Teile (Wellen, Achsen, Stangen). Diese zylindrischen Teile können dabei selbst das bewegte Element sein, sie können aber auch als Führungsträger (Führungsstange, -achse, -stange) dienen. Die Wälzführung erfolgt durch mehrere am Umfang der Buchse angeordnete Kugelumlaufeinheiten. Die Kugelbuchsen werden in geschlossener (**Bild 14-49b**) und in offener (**Bild 14-49c**) sowie in nicht abgedichteter, in einseitig oder zweiseitig abgedichteter Form geliefert. Die Kugelbuchsen werden in entsprechende Aufnahmebohrungen eingepresst.

**Bild 14-49** Kugelbuchsen

a) Funktionsdarstellung, b) Führung mit geschlossener Kugelbuchse, c) Führung mit offener Kugelbuchse

5. Kugelgewindetrieb (Bild 14-50)

Der Kugelgewindetrieb gehört als Bauelement zu den Bewegungsschrauben (s. Kap. 8). Anstelle der Gleitreibung in den Gewindegängen tritt Rollreibung durch die Kugelführung. Die Gewindeprofile sind wie Kugellagerlaufbahnen geformt und sind innerhalb der Mutter mit Kugeln gefüllt. An den Enden der Mutter gehen die Gewindegänge in tangential verlaufende Bohrungen über, durch die die Kugeln zurückgeführt werden. Kugelgewindetriebe zeichnen sich durch Spielfreiheit bei Bewegungsumkehr und durch gleichförmigen Bewegungsablauf (stick-slip-frei) aus.

Anwendung: bei Kraftfahrzeuglenkungen, bei Vorschubantrieben (Leitspindelführung) von Werkzeugmaschinen, Fabrikautomation, Verstellachsen und anderen Spindelführungen, wo keine Selbsthemmung gefordert wird.



Bild 14-50 Kugelgewindetrieb

14.6 Lineare Wälzführungen

Bei den Linearführungen kann analog wie bei den Drehführungen (Lagern) entsprechend den physikalischen Wirkprinzipien zwischen Wälz-, Gleit- und Magnetführungen unterschieden werden. Einen Vergleich der Eigenschaften zeigt Bild 14-51.

Eigenschaften	Wälzführungen			Hydrodynamische Gleitführungen		Fluidostatische Gleitführungen		Magnetführungen
	Kugelführung	Rollenführung	Laufrollenführung	Metall-Metall	Metall-Kunststoff	Hydrostatische Führung	Aero-statische Führung	Magnetisches Schweben
Belastbarkeit	3	3	2	3	3	3	0	3
Steifigkeit	2	3	1	3	2	3	0	1
Genauigkeit	2	2	2	1	1	2	2	3
Reibungsverhalten	2	2	2	1	1	3	3	3
Geschwindigkeit	3	3	3	1	1	3	3	3
Dämpfungsverhalten	1	1	1	3	3	3	3	3
Betriebssicherheit	3	3	3	3	3	1	1	1
Standardisierung	3	3	3	1	1	0	0	0
Lebensdauer	2	2	2	2	2	3	3	3
Kosten	2	2	2	3	3	1	1	0
3 sehr gut 2 gut	1 befriedigend 0 ausreichend							

Bild 14-51 Eigenschaften von Linearführungen

Im Folgenden wird nur auf die Linearführungen mit Wälzkörpern, kurz lineare Wälzführungen, eingegangen.

14.6.1 Funktion und Eigenschaften

Lineare Wälzführungen können in Kugel-, Rollen- und Laufrollenführungen unterteilt werden (**Bild 14-51**). Bei Kugel- und Rollenführungen ist die Ausführung mit umlaufenden und nicht umlaufenden Wälzkörpern (**Bild 14-52**) möglich. Die Wälzkörper (2) bewegen sich in den Führungen mit der halben Geschwindigkeit des Führungswagens (1) und legen somit nur den halben Hubweg zurück. Wälzführungen ohne Wälzkörperumlauf haben damit einen begrenzten Hubweg, während bei der Wälzführung mit Wälzkörperumlauf die Wälzkörper (2) im Führungswagen (1) umlaufen und sich zusammen mit dem Führungswagen relativ zur Führungsschiene (3) bewegen. Der theoretisch unendlich lange Hub wird durch die Länge der Führungsschiene begrenzt.

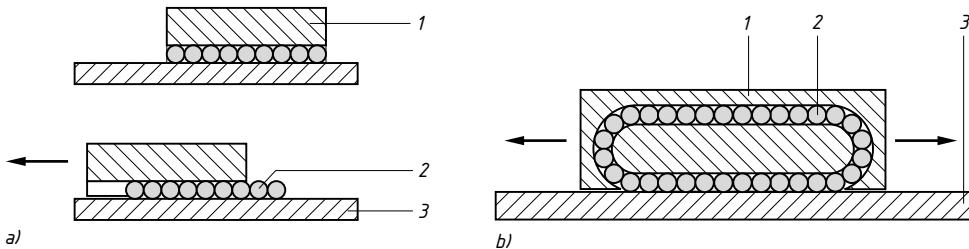


Bild 14-52 Wälzkörperführung, Prinzip. a) Wälzführung ohne Wälzkörperumlauf, b) mit Wälzkörperumlauf
1 Führungswagen, 2 Wälzkörper, 3 Führungsschiene

Die im allgemeinen Maschinenbau aufgrund ihres breiten Anwendungsspektrums wichtigste Ausführung von Wälzführungen mit Wälzkörperumlauf ist die *Profilschienenführung*. Ihren Aufbau zeigt **Bild 14-53** am Beispiel einer Kugelschienenführung.

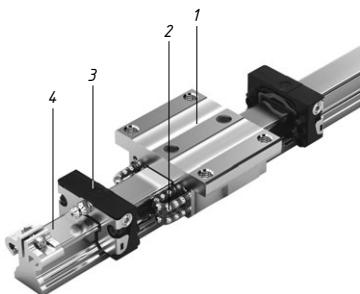


Bild 14-53

Profilschienenführung (Beispiel: Kugelschienenführung),
1 Führungswagen, 2 Kugel (Wälzkörper), 3 Endkappe
zur Kugelumlenkung, 4 Führungsschiene

Abmessungen und Berechnungen der Profilschienenführungen sind wie bei Wälzlagern international genormt.

Bild 14-54 zeigt typische Wälzkörperanordnungen von Profilschienenführungen. Die Kugeln in den Führungen haben einen Vierpunkt- (**Bild 14-54a**) oder Zweipunkt-Kontakt (**Bild 14-54b** bis **d**).

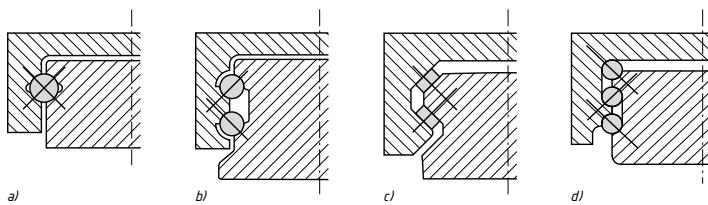


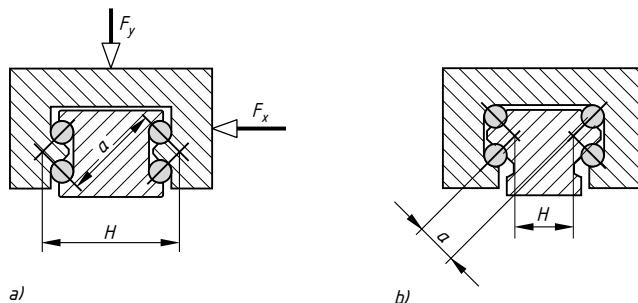
Bild 14-54

Typische Wälzkörperanordnungen bei Profilschienenführungen a) zweireihig, b), c) vierreihig, d) sechsreihig

Vierreihige Systeme sind in O- oder X-Anordnung ausführbar, **Bild 14-55**. Die Ausführung in O-Anordnung kann aufgrund des größeren Hebelarmes *a* ein höheres Torsionsmoment aufnehmen, d. h. die Momentensteifigkeit ist höher, die Ausführung in X-Anordnung kann bei Mehrachssystemen vorhandene Parallelitäts- und Höhendifferenzen besser ausgleichen.

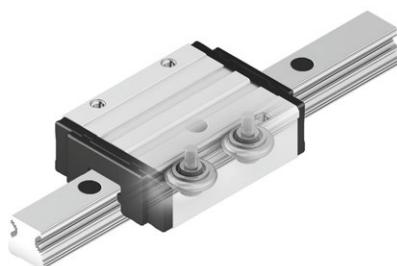
Anzahl, Anordnung, Geometrie und Art der Kontakte beeinflussen die Tragfähigkeit und das Steifigkeits- und Reibungsverhalten der Profilschienenführung.

Neben den typischen Profilschienenführungen mit den umlaufenden Wälzkörpern zwischen Führungswagen und Führungsschienen werden in Anwendungen mit niedriger Belastung und hoher Geschwindigkeit häufig *Laufrollenführungen* eingesetzt (**Bild 14-56**). Die wälzgelagerten Laufrollenführungen zeichnen sich durch sehr hohe zulässige Geschwindigkeit, eine kompakte, robuste Bauweise, sehr geringes Gewicht und einfache Montage aus. Der Aufbau der Laufrollen ist aus **Bild 14-47** ersichtlich.

**Bild 14-55**

Profilschienenführung

- a) O-Anordnung der Wälzkörper
b) X-Anordnung

**Bild 14-56**
Laufrollenführung

14.6.2 Tragfähigkeit und nominelle Lebensdauer

Die *nominelle Lebensdauer* eines Linearlagers mit Kugel- oder Rollenführung berechnet sich analog zu Wälzlagern nach DIN ISO 14728-1 zu

$$L_{10} = \left(\frac{C_{100}}{P} \right)^p \cdot 10^5$$

L_{10}	C, P	p
m	kN	-

(14.13a)

$$L_{10h} = \frac{L_{10}}{2 \cdot s_{\text{Hub}} \cdot n_{\text{Hub}} \cdot 60}$$

bzw.

$$L_{10h} = \frac{L_{10}}{60 \cdot v_m}$$

L_{10}	L_{10h}	s_{Hub}	n_{Hub}	v_m
m	h	m	min^{-1}	m/min

C_{100} dynamische Tragzahl bei einer nominellen Lebensdauer von 100 km

P äquivalente Lagerbelastung

p Lebensdauerexponent; Kugelschienenführung $p = 3$; Rollenschienenführung $p = 10/3$

s_{Hub} Hublänge

n_{Hub} Hubfrequenz (Doppelhub pro min)

v_m mittlere Verfahrgeschwindigkeit

Die dynamische Tragzahl C_{100} ist die Belastung, bei der eine ausreichend große Menge gleicher Linear-Wälzläger mit einer 90%-igen Wahrscheinlichkeit eine Laufstrecke von 100 km erreicht. Werte für Tragzahlen von Führungswagen sind den Herstellerkatalogen zu entnehmen.

Wird von den Herstellern die dynamische Tragzahl auf 50 km bezogen gilt folgende Umrechnung

$$C_{50} = \sqrt[3]{2} \cdot C_{100}$$

Die *dynamisch äquivalente Lagerbelastung* P ergibt sich bei einer Belastung der Führungswagen in x - und y -Richtung, **Bild 14-55**, zu

$$P = |F_x| + |F_y| \quad (14.14)$$

F_x, F_y Kräfte auf den Führungswagen in x - bzw. y -Richtung

Bei veränderlichen Belastungen P_i und Geschwindigkeit v_i des Führungswagens wird

$$P = \left(|P_1|^p \cdot \frac{|v_1|}{v_m} \cdot \frac{q_1}{100\%} + |P_2|^p \cdot \frac{|v_2|}{v_m} \cdot \frac{q_2}{100\%} + \dots + |P_n|^p \cdot \frac{|v_n|}{v_m} \cdot \frac{q_n}{100\%} \right)^{\frac{1}{p}} \quad (14.15)$$

mit der mittleren Geschwindigkeit v_m

$$v_m = |v_1| \cdot \frac{q_1}{100\%} + |v_2| \cdot \frac{q_2}{100\%} + \dots + |v_n| \cdot \frac{q_n}{100\%} \quad (14.16)$$

P, p, v siehe Gl. (14.13)
 q Zeitanteil in %

Die Ermittlung der auf die Führungswagen wirkenden Kräfte ist in der Regel aufwendig, da neben Gewichts-, Beschleunigungs- und Prozesskräften auch Momente in allen drei Achsrichtungen sowie bei mehreren Führungswagen auf einer Führungsschiene eine ungleichmäßige Lastverteilung berücksichtigt werden müssen. Sie erfolgt daher zweckmäßig mit Auslegungsoftware der Hersteller.

Zur Erhöhung der Steifigkeit werden die Führungswagen vorgespannt. Diese Vorspannung muss als zusätzliche Lagerbelastung mit berücksichtigt werden. Typische Vorspannkräfte liegen zwischen 2 % und 15 % von C_{100} , abhängig von Hersteller und Führungswagenausführung.

Bei hohen statischen Belastungen der Führungswagen ist auch die *statische Tragsicherheit* S_0 zu berechnen:

$$S_0 = \frac{C_0}{P_0} \quad \begin{array}{c|c|c} S_0 & C_0 & P_0 \\ \hline - & \text{kN} & \text{kN} \end{array} \quad (14.17)$$

C_0 statische Tragzahl

P_0 statische (maximale) äquivalente Lagerbelastung im Ruhezustand

Die statische Tragfähigkeit ist wie bei Wälzlagern definiert, s. 14.3.1.

Richtwerte für die statische Tragsicherheit (nach Rexroth):

- $S_0 = 1 \dots 2$ Normale Einsatzbedingungen
- $S_0 = 2 \dots 4$ Bei geringen Stoßbelastungen und Vibrationen
- $S_0 = 3 \dots 5$ Bei mäßigen Stoßbelastungen oder Vibrationen
- $S_0 = 4 \dots 6$ Bei starken Stoßbelastungen oder Vibrationen
- $S_0 = 6 \dots 15$ Bei unbekannten Belastungsparametern

14

14.6.3 Auswahl von Führungen, Linearsysteme

Die Auswahl der Führungen erfolgt anhand der Anforderungen an das Profilschienensystem wie Hublänge, Einbauraum, Geschwindigkeit, Beschleunigung, Belastung, Genauigkeit, Steifigkeit, Verfahrzyklen, geforderte Lebensdauer sowie Umgebungs- und Betriebsbedingungen. Für eine Vorauswahl kann mit Hilfe der dynamischen und statischen Belastungsverhältnisse C/P bzw. C_0/P_0 aus **TB 14-13** die benötigte Tragzahl zunächst abgeschätzt und aus Tragzahlübersichten in Herstellerkatalogen Profilschienentyp, Baugröße und Bauform ausgewählt werden. **Bild 14-57** enthält Anhaltswerte für Geschwindigkeiten und Beschleunigungen.

Führung	Kugel			Rolle	Laufrolle
	zweireihig	vierreihig	sechsreihig	vierreihig	
v_{\max} m/s	5	10	5	4	10
a_{\max} m/s ²	250	500	150	100	50

Bild 14-57 Merkmale von Profilschienenführungen

Ein weiteres wichtiges Kriterium für die Auswahl der Führung ist die Steifigkeit. Die Steifigkeit beschreibt die elastische Verformung der Profilschienenführung in der jeweiligen Belastungsrichtung. Steifigkeitswerte von Profilschienenführungen sind in den Herstellerkatalogen enthalten.

Linearsysteme kombinieren die Linearführungen mit Antriebssystemen und Grundkörper einschließlich Anschlussmöglichkeiten für Motoren und Sensoren. Übliche Antriebslösungen für Linearführungen sind der Kugelgewindetrieb, Zahnriemen, Zahnstange, Linearmotor und pneumatischer Antrieb. **Bild 14-58** zeigt einen Vergleich der Antriebslösungen.

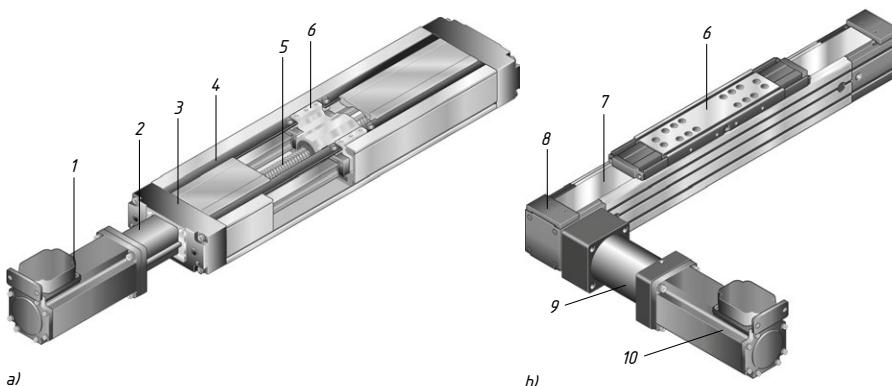
Auswahlkriterium	Antriebslösung					
	a	b	c	d	e	f
Genauigkeit	1	2	3	4	4	0
Geschwindigkeit	4	3	2	3	4	2
Wartungsfreiheit	4	1	2	3	4	1
Steifigkeit	1	3	3	3	3	0
Vorschubkraft	2	3	3	3	2	1
Anschaffungskosten ¹⁾	4	2	2	2	0	4
Anschaffungskosten ²⁾	3	1	2	1	0	4
a Zahnriemen	4	sehr gut geeignet				
b Zahnstange	3	gut geeignet				
c KGT rotierende Spindel	2	geeignet				
d KGT rotierende Mutter	1	eingeschränkt geeignet				
e Linearmotor	0	weniger geeignet				
f pneumatischer Antrieb	1)	pro Meter				
KGT Kugelgewindetrieb	2)	längenunabhängig				

Bild 14-58

Vergleich unterschiedlicher Antriebslösungen für Linearführungen

Bild 14-59 zeigt zwei Beispiele für Linearsysteme. Das Linearsystem mit Kugelgewindetrieb (**Bild 14-59a**) besteht aus den Komponenten Motor (1), Kupplung (2), Traverse mit Lagerung (3) und Kugelgewindetrieb (5) zum Bewegen des Führungswagens (6), der im Trägerprofil (4) auf Schienen geführt wird. Beim Linearsystem mit Zahnriemenantrieb (**Bild 14-59b**) ist der Führungswagen (6) am Zahnriemen (7) befestigt, der über Riemenscheiben in den Endköpfen (8), Vorsatzgetriebe (9) und Motor (10) (AC-Servomotor, Drehstrommotor oder Schrittmotor) angetrieben wird.

14

**Bild 14-59** Linearsysteme

a) mit Kugelgewindetrieb, b) mit Zahnriemenantrieb

14.7 Berechnungsbeispiele

■ **Beispiel 14.1:** Zu prüfen ist, ob das Rillenkugellager DIN 625-6209 bei $F_r = 5 \text{ kN}$ (Radialkraft), $F_a = 2 \text{ kN}$ (Axialkraft) und $n = 250 \text{ min}^{-1}$ eine Lebensdauer von mindestens 10000 h erreicht.

► **Lösung:** Zunächst wird die äquivalente Lagerbelastung nach Gl. (14.6) berechnet:

$$P = X \cdot F_r + Y \cdot F_a$$

Radialfaktor X und Axialfaktor Y ergeben sich aus **TB 14-3a** bzw. aus WLK. Für das Verhältnis

$$\frac{F_a}{C_0} = \frac{2 \text{ kN}}{20,4 \text{ kN}} \approx 0,1$$

mit $C_0 = 20,4 \text{ kN}$ aus **TB 14-2** bzw. WLK wird nach **TB 14-3a** $e \approx 0,29$. Mit

$$\frac{F_a}{F_r} = \frac{2 \text{ kN}}{5 \text{ kN}} = 0,4 > e = 0,29 \quad \text{wird} \quad X = 0,56 \quad \text{und} \quad Y = 1,5 \quad \text{und damit}$$

$$P = 0,56 \cdot 5 \text{ kN} + 1,5 \cdot 2 \text{ kN} \approx 5,8 \text{ kN}.$$

Die nominelle Lebensdauer in Betriebsstunden kann aus Gl. (14.5a)

$$L_{10h} = \frac{10^6}{60 \cdot n} \cdot \left(\frac{C}{P} \right)^p \quad \text{mit } p = 3 \quad \text{für Rillenkugellager errechnet werden.}$$

Nach **TB 14-2** ist die dynamische Tragzahl für das Rillenkugellager 6209: $C = 31 \text{ kN}$. Damit wird

$$L_{10h} = \frac{10^6}{60 \text{ min} \cdot \text{h}^{-1} \cdot 250 \text{ min}^{-1}} \cdot \left(\frac{31 \text{ kN}}{5,8 \text{ kN}} \right)^3 \approx 10200 \text{ h}.$$

Hinweis: L_{10h} -Werte sinnvoll runden!

Die Bestimmung der Lebensdauer kann auch nach Gl. (14.5b) mit der Kennzahl der dynamischen Beanspruchung erfolgen:

$$f_L = \frac{C}{P} \cdot f_n .$$

Für $n = 250 \text{ min}^{-1}$ wird nach **TB 14-4** für Kugellager der Drehzahlfaktor $f_n \approx 0,51$ abgelesen. Damit wird

$$f_L = \frac{31 \text{ kN}}{5,8 \text{ kN}} \cdot 0,51 \approx 2,72 .$$

Nach **TB 14-5** ergibt sich für Kugellager $L_{10} \approx 10000 \text{ h}$. Die Ergebnisse stimmen praktisch überein.

Ergebnis: Die verlangte Lebensdauer von mindestens 10000 h wird gerade erreicht.

■ **Beispiel 14.2:** Eine Lagerung mit Kegelrollenlagern (**Bild 14-60**) wird wie folgt maximal belastet:

Lager I: Radialkraft $F_{rI} = 6,8 \text{ kN}$

Axialkraft $F_a = 1,6 \text{ kN}$

Lager II: Radialkraft $F_{rII} = 5,2 \text{ kN}$

Als Lager I ist ein Kegelrollenlager DIN 720-30210 A und als Lager II ein Kegelrollenlager DIN 720-30207 A vorgesehen. Welche Lebensdauer in Betriebsstunden kann für die Lager I und II erwartet werden, wenn die Welle mit $n = 750 \text{ min}^{-1}$ umläuft?

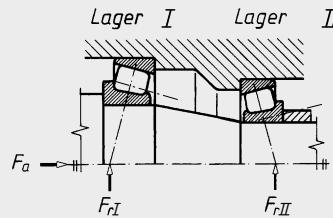


Bild 14-60
Lagerkräfte bei O-Anordnung der Kegelrollenlager

Hinweis: Das Lager, das unabhängig von den inneren Axialkräften die äußere Axialkraft F_a aufnimmt, wird als Lager „I“, das andere als Lager „II“ gekennzeichnet.

► **Lösung:** Aus **TB 14-2**

für Lager I mit $d = 50 \text{ mm}$: $C_1 = 79 \text{ kN}$; $e_1 = 0,42$; $Y_1 = 1,43$

für Lager II mit $d = 35 \text{ mm}$: $C_{\text{II}} = 53 \text{ kN}$; $e_{\text{II}} = 0,37$; $Y_{\text{II}} = 1,6$

Nach **Bild 14-36c** gilt

$$\frac{F_{\text{rl}}}{Y_1} = \frac{6,8 \text{ kN}}{1,43} \approx 4,76 \text{ kN} > \frac{F_{\text{rII}}}{Y_{\text{II}}} = \frac{5,2 \text{ kN}}{1,6} \approx 3,25 \text{ kN},$$

$$F_a \approx 1,6 \text{ kN} > 0,5 \left(\frac{F_{\text{rl}}}{Y_1} - \frac{F_{\text{rII}}}{Y_{\text{II}}} \right) = 0,5 (4,76 - 3,25) \text{ kN} \approx 0,755 \text{ kN}.$$

Somit wird

$$F_{\text{al}} = F_a + 0,5 \cdot \frac{F_{\text{rII}}}{Y_{\text{II}}} = 1,6 \text{ kN} + 0,5 \cdot 3,25 \text{ kN} \approx 3,23 \text{ kN}.$$

Da

$$\frac{F_{\text{al}}}{F_{\text{rl}}} = \frac{3,23 \text{ kN}}{6,8 \text{ kN}} \approx 0,48 > e_1 = 0,42,$$

ergibt sich mit $X_1 = 0,4$ aus **TB 14-3a** bzw. WLK die dynamisch äquivalente Lagerbelastung für das Lager I nach Gl. (14.6)

$$P_1 = X_1 \cdot F_{\text{rl}} + Y_1 \cdot F_{\text{al}},$$

$$P_1 = 0,4 \cdot 6,8 \text{ kN} + 1,43 \cdot 3,23 \text{ kN} \approx 7,34 \text{ kN}.$$

Nach Gl. (14.5a) ergibt sich die nominelle Lebensdauer in Betriebsstunden zu

$$L_{10hI} = \frac{10^6}{60 \cdot n} \cdot \left(\frac{C_1}{P_1} \right)^p = \frac{10^6}{60 \cdot 750} \left(\frac{79 \text{ kN}}{7,34 \text{ kN}} \right)^{10/3} \approx 61000 \text{ h},$$

mit $p = 10/3$ für Rollenlager.

Für Lager II gilt: $P_{\text{II}} = F_{\text{rII}} = 5,2 \text{ kN}$, weil nach **TB 14-36c** mit $F_{\text{alII}} = 0,5 \cdot F_{\text{rII}}/Y_{\text{II}} \approx 1,625 \text{ kN}$ und $F_{\text{alII}}/F_{\text{rl}} \approx 0,31 < e_{\text{II}}$, $X_{\text{II}} = 1$ und $Y_{\text{II}} = 0$ ist. Damit wird

$$L_{10hII} = \frac{10^6}{60 \cdot n} \left(\frac{C_{\text{II}}}{P_{\text{II}}} \right)^p = \frac{10^6}{60 \cdot 750} \left(\frac{53}{5,2} \right)^{10/3} \approx 51000 \text{ h}.$$

Ergebnis: Das Kegelrollenlager 30210 A lässt eine Lebensdauer $L_{10h} \approx 61000 \text{ h}$, das Kegelrollenlager 30207 A eine Lebensdauer $L_{10h} \approx 51000 \text{ h}$ erwarten.

Annahme: Auf das Kegelrollenlager 30210 A mit $C = 79 \text{ kN}$, $e = 0,42$ und $Y = 1,43$ sowie auf das Kegelrollenlager 30207 A mit $C = 53 \text{ kN}$, $e = 0,37$ und $Y = 1,6$ nach **Bild 14-60** wirken nur die Radialkräfte $F_{\text{rl}} = 6,8 \text{ kN}$ und $F_{\text{rII}} = 1,5 \text{ kN}$. Welche Lebensdauer in Betriebsstunden ergibt sich in diesem Falle für die Lager I und II bei der Drehzahl $n = 750 \text{ min}^{-1}$?

► **Lösung:** Nach **Bild 14-3c** ist

$$\frac{F_{\text{rl}}}{Y_1} = \frac{6,8 \text{ kN}}{1,43} \approx 4,76 \text{ kN} > \frac{F_{\text{rII}}}{Y_{\text{II}}} = \frac{1,5 \text{ kN}}{1,6} \approx 0,94 \text{ kN}.$$

Da $F_a = 0$, gilt für Zeile 3, **Bild 14-3c**

$$F_{\text{al}} = 0,5 \cdot \frac{F_{\text{rl}}}{Y_1} \approx 0,5 \cdot \frac{6,8 \text{ kN}}{1,43} \approx 2,38 \text{ kN} = F_{\text{alII}}.$$

Für das Lager I wird

$$\frac{F_{\text{al}}}{F_{\text{rl}}} = \frac{2,38 \text{ kN}}{6,8 \text{ kN}} \approx 0,35 < e_1 = 0,42,$$

somit ist nach **TB 14-3** $X_1 = 1$ und $Y_1 = 0$ zu setzen, also $P_1 = F_{\text{rII}} = 6,8 \text{ kN}$. Nach Gl. (14.5a) ergibt sich mit dem Lebensdauerexponenten $p = 10/3$ die nominelle Lebensdauer zu

$$L_{10hI} = \frac{10^6}{60 \cdot n} \cdot \left(\frac{C_1}{P_1} \right)^p = \frac{10^6}{60 \cdot 750} \cdot \left(\frac{79 \text{ kN}}{6,8 \text{ kN}} \right)^{10/3} \approx 79000 \text{ h}.$$

Für das Lager II gilt

$$\frac{F_{\text{aII}}}{F_{\text{rII}}} = \frac{2,38 \text{ kN}}{1,5} \approx 1,59 > e_{\text{II}} = 0,37,$$

somit sind nach **TB 14-3** $X_{\text{II}} = 0,4$ und **TB 14-2** $Y_{\text{II}} = 1,6$ und die dynamisch äquivalente Belastung wird

$$P_{\text{II}} = X_{\text{II}} \cdot F_{\text{rII}} + Y_{\text{II}} \cdot F_{\text{aII}} = 0,4 \cdot 1,5 \text{ kN} + 1,6 \cdot 2,38 \text{ kN} \approx 4,41 \text{ kN}.$$

Die nominelle Lebensdauer wird

$$L_{10h\text{II}} = \frac{10^6}{60 \cdot n} \left(\frac{C_{\text{II}}}{P_{\text{II}}} \right)^p = \frac{10^6}{60 \cdot 750} \left(\frac{53 \text{ kN}}{4,41 \text{ kN}} \right)^{10/3} \approx 88000 \text{ h}.$$

Ergebnis: Wenn nur Radialkräfte wirken, lässt das Kegelrollenlager DIN 720-302 10 A eine Lebensdauer $L_{10h} \approx 79000 \text{ h}$, das Kegelrollenlager DIN 720-30207 A eine Lebensdauer $L_{10h} \approx 88000 \text{ h}$ erwarten.

■ **Beispiel 14.3:** Das Laufrad einer Materialseilbahn mit $D_L = 250 \text{ mm}$ (s. **Bild 14-61**) nimmt bei der Drehzahl $n = 270 \text{ min}^{-1}$ eine Radialkraft $F_r = 8 \text{ kN}$ auf. In axialer Richtung treten am Radumfang Führungskräfte auf, die im ungünstigen Fall zu 20 % von F_r geschätzt und vom Lager A aufgenommen werden sollen.

Das Laufrad soll mit zwei Kegelrollenlagern DIN 720-30306 A geführt werden, die wegen der größeren Stützbasis in O-Anordnung einzubauen sind (vgl. 14.2.1-2, **Bild 14-21**). Zwischen den Lageraußenringen ist eine Buchse mit einer Länge von 65 mm angeordnet (desgl. entsprechend zwischen den Innenringen).

Zu prüfen ist, ob das ungünstiger beanspruchte Lager A die für Förderseilscheiben anzustrebende nominelle Lebensdauer L_{10h} erreicht.

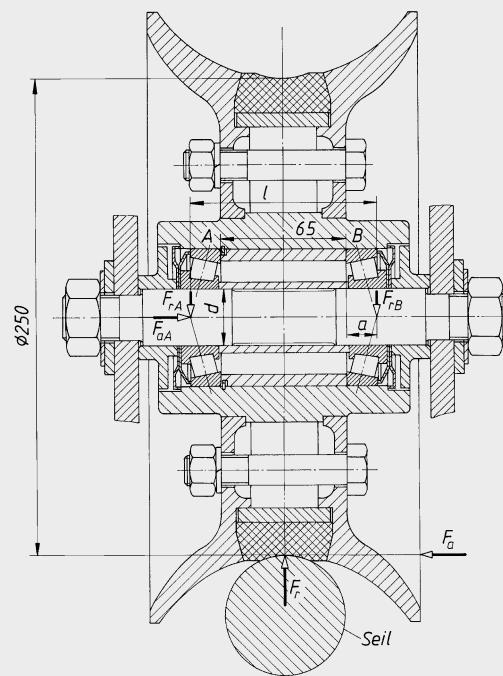


Bild 14-61
Laufrad einer Materialseilbahn (Werkbild)

► **Lösung:** Aus **TB 14-1b** sind die Abmessungen für $d = 30 \text{ mm}$ entsprechend der Kennzahl der Lagerbohrung:

$$D = 72 \text{ mm}, \quad B = 19 \text{ mm}, \quad C = 16 \text{ mm}, \quad T = 20,75 \text{ mm}, \quad a = 15 \text{ mm}, \quad r_{1s} = r_{2s} = 1,5 \text{ mm}.$$

Damit ergeben sich mit $l = 65 + 2 \cdot 15 = 95$ mm die Radialkräfte mit $F_a = 0,2 \cdot F_r = 0,2 \cdot 8 = 1,6$ kN für das Lager A:

$$F_{rA} = \frac{F_r}{2} + F_a \cdot \frac{D_L}{2l} = 4 + 1,6 \cdot \frac{250}{2 \cdot 95} \approx 6,1 \text{ kN};$$

für das Lager B:

$$F_{rB} = \frac{F_r}{2} - F_a \cdot \frac{D_L}{2l} = 4 - 1,6 \cdot \frac{250}{2 \cdot 95} \approx 1,9 \text{ kN}.$$

Nach **TB 14-2** ergeben sich zunächst für die beiden gleichen Kegelrollenlager DIN 720-303 06 A die Daten: Tragzahl $C = 60$ kN, Grenzwert $e = 0,31$, $Y = 1,9$.

Da bei radialer Beanspruchung axiale Reaktionskräfte auftreten, muss nach **Bild 14-36** mit $Y \geq Y_I = Y_{II}$ für das Lager A bei $F_{rA} \leq F_{rI}$ und für das Lager B bei $F_{rB} \leq F_{rII}$ geprüft werden

$$\frac{F_{rI}}{Y_I} \leq \frac{F_{rA}}{Y} = \frac{6,1}{1,9} \approx 3,2 > \frac{F_{rII}}{Y_{II}} \leq \frac{F_{rB}}{Y} = \frac{1,9}{1,9} = 1,$$

außerdem

$$F_a = 1,6 \text{ kN} > 0,5 \left(\frac{F_{rI}}{Y_I} - \frac{F_{rII}}{Y_{II}} \right) = 0,5 (3,2 - 1) = 1,1 \text{ kN} \text{ für Zeile 2.}$$

Daher muss die Axialkraft

$$F_{aA} \leq F_{aI} = F_a + 0,5 \frac{F_{rII}}{Y_{II}} = 1,6 + 0,5 \cdot 1 = 2,1 \text{ kN}$$

bei der Berechnung berücksichtigt werden.

Die dynamisch äquivalente Lagerbeanspruchung ergibt sich nach Gl. (14.6) für Lager A mit

$$\frac{F_{aA}}{F_{rA}} = \frac{2,1}{6,1} \approx 0,34 > e = 0,31 \quad \text{und} \quad X = 0,4 \text{ nach } \mathbf{TB 14-3}$$

zu: $P_A = 0,4 \cdot F_{rA} + 1,9 \cdot F_{aA} = 0,4 \cdot 6,1 + 1,9 \cdot 2,1 = 6,43$ kN.

Mit Gl. (14.5a) und $p = 10/3$ für Rollenlager wird die nominelle Lebensdauer

$$L_{10h} = \frac{10^6}{60 \cdot n} \cdot \left(\frac{C}{P_A} \right)^p = \frac{10^6}{60 \cdot 270} \cdot \left(\frac{60 \text{ kN}}{6,43 \text{ kN}} \right)^{10/3} \approx 105\,000 \text{ h.}$$

Nach **TB 14-7** ist für Lagerungen von Förderseilscheiben eine nominelle Lebensdauer von 50 000...75 000 h anzustreben. In diesem Zeitraum werden die Laufräder von Seilbahnen i. Allg. gewechselt.

Ergebnis: L_{10h} anzstr. $\approx (50\,000 \dots 75\,000) \text{ h} < L_{10herr} \approx 105\,000 \text{ h}$. Das Lager ist damit ausreichend dimensioniert. Ein kleineres Lager sollte nicht gewählt werden, da die Lager von Förderseilmaschinen Verschmutzungen ausgesetzt sind und die tatsächlich erreichbare Lebensdauer (s. 14.3.4) somit niedriger sein wird als 105 000 Betriebsstunden.

■ **Beispiel 14.4:** Für die Abtriebswelle eines Universal-Geradstirnradgetriebes (**Bild 14-62**) sind geeignete Wälzläger zu bestimmen. Aus Festigkeitsberechnung und Entwurf ergaben sich: Wellendurchmesser $d = 60$ mm, Zapfendurchmesser $d_1 = 50$ mm; Lagerabstände $l = 310$ mm, $l_1 = 120$ mm, $l_2 = 190$ mm; maximale Radkraft $F = 10,6$ kN Teilkreisdurchmesser $d = 364$ mm; Wellendrehzahl $n = 315 \text{ min}^{-1}$. Die Betriebsverhältnisse sind relativ günstig.

► **Lösung:** Zunächst ist zu entscheiden, welche Lagerbauformen für die vorliegenden Betriebsverhältnisse in Frage kommen. Grundsätzlich sollen zuerst immer Rillenkugellager in Erwägung gezogen werden (s. auch zu 14.2.2); im vorliegenden Fall sprechen auch keine Gründe dagegen. Falls die Radialbelastung zu groß ist – Axialkräfte treten hier nicht auf, kommen auch Zylinderrollenlager in Frage.

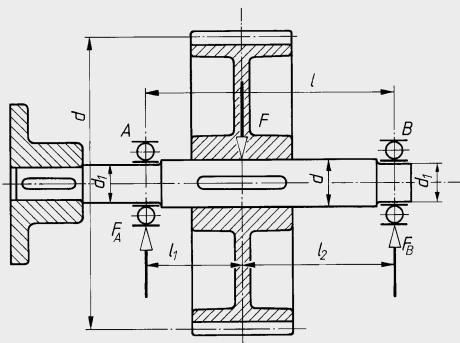


Bild 14-62
Wälzgelagerte Antriebswelle

Die Berechnung wird zunächst für Rillenkugellager durchgeführt. Aus der Bedingung $\Sigma M_{(B)} = 0$ folgt

$$F_A = \frac{F \cdot l_2}{l}, \quad F_A = \frac{10,6 \text{ kN} \cdot 19 \text{ cm}}{31 \text{ cm}} = 6,5 \text{ kN}.$$

Aus $\Sigma F = 0$ ergibt sich $F_B = F - F_A$, $F_B = 10,6 \text{ kN} - 6,5 \text{ kN} = 4,1 \text{ kN}$.

Für das am stärksten und zwar nur radial beanspruchte Lager A wird die äquivalente Lagerbeanspruchung nach Gl. (14.6): $P = F_r$.

Mit $F_r \cong F_A = 6,5 \text{ kN}$ wird $P = 6,5 \text{ kN}$.

Aus Gl. (14.1) ergibt sich die erforderliche dynamische Tragzahl:

$$C_{\text{erf}} \geq P \sqrt[3]{\frac{60 \cdot n \cdot L_{10h}}{10^6}} = 6,5 \text{ kN} \cdot \sqrt[3]{\frac{60 \cdot 315 \text{ min}^{-1} \cdot (4000 \dots 14000) \text{ h}}{10^6}}$$

$$C_{\text{erf}} = (27,5 \dots 41,7) \text{ kN},$$

mit einer anzustrebenden nominellen Lebensdauer $L_{10h} = (4000 \dots 14000) \text{ h}$ nach **TB 14-7** Zeile 5 für Universalgetriebe.

Für die Lagerbohrung $d \cong d_1 = 50 \text{ mm}$, also für Bohrungskennziffer 10, ist nach **TB 14-2** geeignet: Rillenkugellager DIN 625-6210 mit $C = 36,5 \text{ kN}$.

Aus Gründen einer einfachen und billigen Fertigung (gleiche Gehäusebohrungen, Abmessungen nach **TB 14-1**) würde auch für die Lagerstelle B zweckmäßig das gleiche Lager gewählt werden. Bei der Ausführung ist zu beachten, dass ein Lager als Fest-, das andere als Loslager auszubilden ist (s. unter 14.2.1-1).

Bei Ausführung mit Zylinderrollenlagern ändert sich im Prinzip an der Berechnung nichts. Jedoch wird dann nach **TB 14-7** für Rollenlager $L_{10h} = (5000 \dots 20000) \text{ h}$. Hiermit wird die erforderliche Tragzahl $C_{\text{erf}} = (25,4 \dots 38,6) \text{ kN}$.

Nach **TB 14-2** (Abmessungen nach **TB 14-1**) kann für $d \cong d_1 = 50 \text{ mm}$ gewählt werden:

Zylinderrollenlager DIN 5412-NU1010 mit $C = 42,5 \text{ kN}$ als Loslager bzw.

Zylinderrollenlager DIN 5412-NUP210E mit $C = 75 \text{ kN}$ als Festlager (Führungslager, s. **Bild 14-9d**).

Beide Zylinderrollenlager sind überdimensioniert, daher ist der Einsatz der Rillenkugellager vorzuziehen.

Ergebnis: Für die Lagerung kommen in Frage: Rillenkugellager DIN 625-6310 mit $D = 110 \text{ mm}$ und $B = 27 \text{ mm}$.

■ **Beispiel 14.5:** Für Hals- und Spurlager eines Wanddrehkranes (**Bild 14-63a**) sind geeignete Wälzläger zu bestimmen.

Traglast $m_L = 2000 \text{ kg}$, Gewicht Kran und Hebezeug $m_G = 605 \text{ kg}$, Ausladung $l_1 = 5 \text{ m}$, Schwerpunkt-abstand $l_2 = 2,81 \text{ m}$, Lagerabstand $l_3 = 1,6 \text{ m}$.

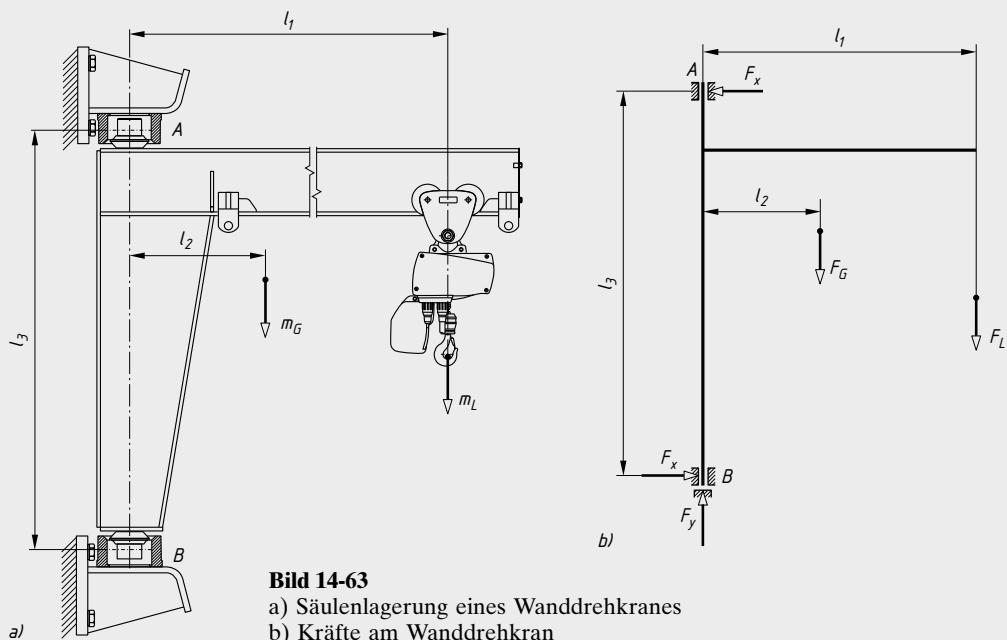


Bild 14-63

- a) Säulenlagerung eines Wanddrehkranes
b) Kräfte am Wanddrehkran

Zu berechnen bzw. durchzuführen sind:

- Lagerkräfte
- Wälzlager für den Halszapfen A
- Wälzlager für den Spurzapfen B
- Entwurf des Hals- und Spurlagers

► **Lösung a):** Das Halslager nimmt nur Radialkräfte, hier Horizontalkräfte, das Spurlager Radial- und Axialkräfte auf. Die am Kran wirkenden Kräfte sind die Eigengewichtskraft $F_G = m_G \cdot g = 605 \text{ kg} \cdot 9,81 \text{ m/s}^2 \approx 5,94 \text{ kN}$ und die Kraft am Kranhaken $F_L = m_L \cdot g = 2000 \text{ kg} \cdot 9,81 \text{ m/s}^2 = 19,62 \text{ kN}$. Lager A:

Nach dem Kräftebild 14-63b ergibt sich aus der Bedingung $\Sigma M_{(B)} = 0$ die Radialkraft F_x zu

$$F_x = \frac{F_L \cdot l_1 + F_G \cdot l_2}{l_3} = \frac{19,62 \text{ kN} \cdot 5000 \text{ mm} + 5,94 \text{ kN} \cdot 2810 \text{ mm}}{1600 \text{ mm}} = 71,7 \text{ kN}.$$

Lager B:

Die Kräfte F_x bilden ein Kräftepaar, damit ist auch für Lager B die Radialkraft $F_x = 71,7 \text{ kN}$. Die Axialkraft ergibt aus der Summe der vertikalen Kräfte zu

$$F_y = F_G + F_L = 5,94 \text{ kN} + 19,62 \text{ kN} \approx 25,6 \text{ kN}$$

Ergebnis: radiale Lagerkraft $F_x = 71,7 \text{ kN}$, axiale Lagerkraft $F_y \approx 25,6 \text{ kN}$

► **Lösung b):** Hals- und Spurlager führen nur kleine Pendelbewegungen aus und sind deshalb als statisch belastete Wälzlager zu betrachten. Es kommen nur Pendellager in Frage, da die Lagerstellen nicht genau fluchtend eingestellt werden können.

Für das nur radial belastete Lager A ergibt sich die äquivalente statische Lagerbeanspruchung nach Gl. (14.4) zu:

$$P_0 = F_{r0} .$$

Mit der Radialkraft $F_{r0} = F_x = 71,7 \text{ kN}$ ist damit

$$P_0 = 71,7 \text{ kN}.$$

Die erforderliche statische Tragzahl wird nach Gl. (14.2):

$$C_{0\text{erf}} \geq P_0 \cdot S_0.$$

Zur Berücksichtigung etwaiger Stöße wird eine statische Tragsicherheit $S_0 = 2$ gewählt (s. unter Gl. (14.2) nicht umlaufende Rollenlager, stoßbelastet). Damit wird

$$C_{0\text{erf}} \geq 71,7 \text{ kN} \cdot 2 \approx 143 \text{ kN}.$$

Vor der Wahl eines Lagers wird der erforderliche Zapfendurchmesser d mit Gl. (11.16) berechnet, wobei die Lagerbreite B zunächst geschätzt und entsprechend dem gewählten Lager korrigiert werden muss (iterative Rechnung). Mit einer Lagerbreite $B \hat{=} b = 28 \text{ mm}$ und $\sigma_{bD} = \sigma_{b\text{SchN}} = 280 \text{ N/mm}^2$ für eine schwelende Zapfenbelastung sowie einem Zapfenwerkstoff S235 ergibt sich

$$\begin{aligned} d' &\approx 3,4 \sqrt[3]{\frac{M_b}{\sigma_{bD}}} = 3,4 \sqrt[3]{\frac{F_x \cdot B/2}{\sigma_{bD}}} \\ &= 3,4 \sqrt[3]{\frac{71700 \text{ N} \cdot 28/2 \text{ mm}}{280 \text{ N/mm}^2}} \approx 52 \text{ mm}. \end{aligned}$$

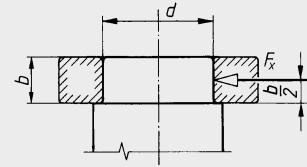


Bild 14-64 Nachprüfung des Halszapfens

Gewählt wird nach **TB 14-2**:

Pendelrollenlager DIN 635-22212 mit $C_0 = 166 \text{ kN}$ und $d = 60 \text{ mm}$, $D = 110 \text{ mm}$, $B = 28 \text{ mm}$.

Das ebenfalls mögliche Lager DIN 635-21311 wird wegen dem größeren Außendurchmesser und dem damit erforderlichen größeren Bauraum nicht gewählt.

Auf eine *Nachprüfung des Zapfens* (**Bild 14-64**) wird hier verzichtet, da der Innendurchmesser des gewählten Lagers deutlich größer als der Entwurfsdurchmesser ist.

Ergebnis: Als Halslager wird gewählt: Pendelrollenlager DIN 635-22212.

14

Lösung c): Der Spurzapfen wird auf Grund der gleichen Radialkraft wie der Halszapfen ausgeführt. Die einfache Lagerung mit nur einem Axial-Pendelrollenlager ist wegen des Verhältnisses

$$\frac{F_{r0}}{F_{a0}} \hat{=} \frac{F_x}{F_y} = \frac{71,7 \text{ kN}}{25,6 \text{ kN}} \approx 2,8 > 0,55$$

nicht möglich (s. Hinweis unter **TB 14-3b**). Es muss deshalb ein kombiniertes Lager aus einem Radial- und einem Axiallager gestaltet werden (s. **Bild 14-65**).

Als Radiallager wird wie beim Spurzapfen gewählt: Pendelrollenlager DIN 635-22212 mit $C_0 = 166 \text{ kN}$ und $d = 60 \text{ mm}$, $D = 110 \text{ mm}$, $B = 28 \text{ mm}$.

Bei der Wahl des Axiallagers ist zu berücksichtigen, dass durch eine Kippung und Durchbiegung der Zapfen unter Last auf das Axiallager auch Kippmomente wirken. Deshalb wird ein Axial-Rillenkugellager mit kugeliger Unterlagscheibe gewählt. Auf Grund der Reibung im Kontakt der Unterlagscheibe (Haftreibung 20 % der Normalkraft) bleiben aber Kippmomente. Bei der Berechnung der erforderliche statische Tragzahl wird daher die Tragsicherheit um 50 % auf $S_0 \geq 1,5$ erhöht ($S_0 = 1$ für nicht umlaufende Kugellager, stoßbelastet, s. Legende zu Gl. (14.2)). Mit Gl. (14.2) ergibt sich:

$$C_{0\text{erf}} \geq P_0 \cdot S_0 = 25,6 \text{ kN} \cdot 1,5 = 38,4 \text{ kN}.$$

Aus **TB 14-2** wird gewählt: Axial-Rillenkugellager DIN 711-53206 mit U206, $C_0 = 46,5 \text{ kN}$ und $d = 30 \text{ mm}$, $D = 52 \text{ mm}$ und $H_u = 20 \text{ mm}$.

Nachprüfung der Lager: Statische Tragsicherheit nach Gl. (14.3) für das Pendelrollenlager:

$$S_0 = \frac{C_0}{P_0} = \frac{C_0}{F_{r0}} = \frac{46,5 \text{ kN}}{71,7 \text{ kN}} = 2,32 > S_{0\text{erf}} = 2,$$

für das Axial-Rillenkugellager:

$$S_0 = \frac{C_0}{P_0} = \frac{C_0}{F_{a0}} = \frac{46,5 \text{ kN}}{25,6 \text{ kN}} = 1,82 > S_{0\text{eff}} = 1,5.$$

Zur Berücksichtigung der Kippmomente sind ggf. genauere Berechnungen mit Programmen der Lagerhersteller durchzuführen.

Die Festigkeitsnachprüfung des Spurzapfens erübrigts sich ebenso wie die des Halszapfens.

Ergebnis: Als Radiallager wird gewählt: Pendelrollenlager DIN 635-22212, als Axiallager: Axial-Rillenkugellager DIN 711-53206 mit U206.

- **Lösung d): Bild 14-65** zeigt den Entwurf des Hals- und Spurlagers. Das Pendelrollenlager des Halszapfens ist zum Ausgleich unvermeidlicher Höhenunterschiede in Längsrichtung mit dem Außenring frei verschiebbar.

Das Axiallager ist oben durch den Zapfen geführt und unten bei der Montage frei verschiebbar, um Fluchtungsfehler auszugleichen. Im Betrieb verhindert das Eigengewicht ein Verschieben. Der Abstand zwischen Axial-Rillenkugellager und Pendelkugellager ist so zu wählen, dass der Drehpunkt der kugeligen Gehäusescheibe auf der Symmetriechse des Pendelkugellagers liegt, so dass sich beide Lager um den gemeinsamen Drehpunkt M einstellen können.

Die Abdichtung des Halslagers erfolgt durch eine angepasste Gummidichtung, die des Spurlagers durch eine Abdeckhaube, die am Kran angeschraubt ist und als Labyrinth wirkt. Alle Lager sind dauerbeschmiert.

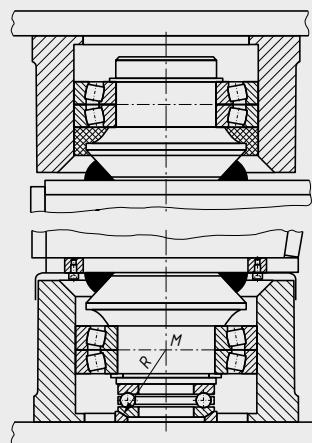


Bild 14-65 Entwurf des Hals- und Spurlagers

- **Beispiel 14.6:** Ein Zylinderrollenlager DIN 5412-NU318 soll bei einer Drehzahl $n = 500 \text{ min}^{-1}$ eine konstante Radialkraft $F_r = 50 \text{ kN}$ aufnehmen. Das Lager soll mit Mineralöl ohne Additive geschmiert werden, das bei Betriebstemperatur eine Viskosität $\nu = 38 \text{ mm}^2/\text{s}$ aufweist, wobei durch Kontrolle der empfohlenen Ölwechselfristen und durch gute Abdichtung eine normale Sauberkeit des Schmiermittels gewährleistet ist. Wie groß ist die erweiterte modifizierte Lebensdauer in Betriebsstunden, wenn eine Erlebenswahrscheinlichkeit von 98 % gefordert wird?

- **Lösung:** Für das nur radial beanspruchte Lager NU318 ergibt sich nach 14.3.2-3. eine dynamisch äquivalente Lagerbelastung $P = F_r = 50 \text{ kN}$. Nach **TB 14-2** ist $C = 370 \text{ kN}$, $C_0 = 350 \text{ kN}$, $C_u = 44 \text{ kN}$, außerdem nach **TB 14-1** für Maßreihe 03, $d = 90 \text{ mm}$, $D = 190 \text{ mm}$ und $B = 43 \text{ mm}$.

Die erweiterte modifizierte Lebensdauer wird nach Gl. (14.11) berechnet:

$$L_{\text{nmh}} = a_1 \cdot a_{\text{ISO}23} \cdot L_{10h} = a_1 \cdot a_{\text{ISO}23} \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n} \cdot \left(\frac{C}{P} \right)^p \quad \text{mit } p = 10/3 \quad \text{für Rollenlager.}$$

Entsprechend der Erlebenswahrscheinlichkeit von $98 \% = 2 \% \text{ Ausfallwahrscheinlichkeit}$ wird der Beiwert $a_1 = 0,33$ (s. unter Gl. (14.11)). Mit $d_m = (D + d)/2 = (190 + 90)/2 = 140 \text{ mm}$ ergibt sich für $n = 500 \text{ min}^{-1}$ aus **TB 14-1b** die Bezugsviskosität $\nu_1 \approx 21 \text{ mm}^2/\text{s}$ und mit $\nu = 38 \text{ mm}^2/\text{s}$ ein Viskositätsverhältnis $\kappa = \nu/\nu_1 = 38/21 \approx 1,8$. Bei normaler Sauberkeit und $d_m \geq 100 \text{ mm}$ wird aus **TB 14-1** ein Verunreinigungsbeiwert $e_c = 0,7$ entnommen. Mit dem Verhältnis $e_c \cdot C_u/P = 0,7 \cdot 44/50 = 0,62$ und $\kappa = 1,8$ ergibt sich $a_{\text{ISO}} \approx 4,0$ aus **TB 14-1b** und damit eine erweiterte modifizierte Lebensdauer von

$$L_{\text{nmh}} = 0,33 \cdot 4 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 500} \cdot \left(\frac{370}{50} \right)^{10/3} \approx 35000 \text{ h.}$$

Ergebnis: Die modifizierte Lebensdauer des Zylinderrollenlagers DIN 5412-NU318 beträgt bei einer Erlebenswahrscheinlichkeit von 98 % rund 35000 Betriebsstunden.

14.8 Literatur und Bildquellennachweis

- Brändlein, J., Eschmann, P., Hasbargen, L., Weigand, K.: Die Wälzlagertechnik. 3. Aufl. Mainz: Vereinigte Fachverlage, 1995
- Dahlke, H.: Handbuch der Wälzlagertechnik. Wiesbaden: Vieweg, 1994
- DIN Deutsches Institut für Normung (Hrgs.): DIN-Taschenbücher. Berlin: Beuth
Wälzlagernormen, 9. Aufl. 2012 (DIN-Taschenbuch 24)
Wälzlagernormen, 3. Aufl. 2011 (DIN-Taschenbuch 264)
- Eschmann, P.: Das Leistungsvermögen der Wälzlager. Berlin: Springer 1964
- Hampp, W.: Wälzlagungen. Berlin: Springer, 1971 (Konstruktionsbücher Band 23)
- INA: Wälzlagerkatalog. Schaeffler KG, 2006
- Niemann, G., Winter, H., Höhn, B.-R.: Maschinenelemente, Bd. 1: Konstruktion und Berechnung von Verbindungen, Lagern, Wellen. 4. Aufl. Berlin: Springer, 2005
- Palmgren, A.: Grundlagen der Wälzlagertechnik. Stuttgart: Franckesche Verlagsbuchhandlung, 1964
- Rieg, F.: Taschenbuch der Maschinenelemente. Leipzig: Fachbuchverlag, 2006
- Ruß, A.: Linearlager und Linearführungssysteme. Renningen: Expert, 2000
- Rexroth (Hrsg.): Handbuch Lineartechnik. Schweinfurt, 2006
- Prospekte und Kataloge der Firmen Bosch Rexroth AG, Schweinfurth; CEROBEAR GmbH, Herzogenrath (www.cerobear.de); Franke GmbH, Aalen (www.franke-gmbh.de); NSK Deutschland GmbH Ratingen; Schaeffler KG, Herzogenaurach; Schneeberger GmbH, Gräfenau; SKF GmbH, Schweinfurt; WMH Herion Antriebstechnik GmbH, Pfaffenholz/Ilm (www.wmh-herion.de)
- ABUS Kransysteme GmbH Gummersbach (www.abus-kransysteme.de): **Bild 14-63, 14-65**
- Bosch Rexroth AG, Schweinfurth (www.boschrexroth.com): **Bild 14-4, 14-50, 14-51, 14-53, 14-56, 14-59**
- NSK Deutschland GmbH Ratingen (www.nskeurope.de): **Bild 14-5a**
- Schaeffler KG, Herzogenaurach (www.ina.com): **Bilder 14-10**
- Schaeffler KG, Homburg/Saar (www.ina.com): **Bilder 14-47**
- Schaeffler KG, Schweinfurth (www.fag.de): **Bilder 14-31a, 14-42, 14-43, 14-61**
- SKF GmbH, Schweinfurth (www.skf.de): **Bilder 14-12, 14-31b**

15 Gleitlager

15.1 Funktion und Wirkung

15.1.1 Wirkprinzip

Gleitlager sind Lager, bei denen die Relativbewegung zwischen Welle und Lagerschale bzw. einem Zwischenmedium eine Gleitbewegung ist, vgl. 14.1.1 (**Bild 14-1c** und **d**).

Nach der Art der Tragkrafterzeugung unterscheidet man hydrodynamisch und hydrostatisch wirkende Gleitlager. Hydrostatische Gleitlager arbeiten nach dem Prinzip der externen Druck-erzeugung, d. h. der notwendige Schmierstoffdruck wird außerhalb des Lagers durch eine Pumpe erzeugt.

Bei der dynamischen (internen) Druckerzeugung baut sich ein tragender Schmierfilm allein durch die Relativbewegung zwischen Welle und Lagerschale auf. In hybriden Lagern werden externe und interne Tragkrafterzeugung kombiniert, so z. B. in Gleitlagern mit hydrostatischer Anfahrhilfe.

Ein weiteres Merkmal ist das tragende Zwischenmedium. Hier lassen sich Gase, Öle, Fette, Wasser, Festenschmierstoffe, ferromagnetische Suspensionen und Magnetfelder unterscheiden. Ohne Zwischenmedium arbeiten Trockenlager.

Ohne Berührung, Schmierstoff und Verschleiß arbeiten die Magnetlager. Bei der aktiven elektromagnetischen Lagerung misst ein Sensor die Abweichung des Rotors von seiner Referenzlage. Aus der Messung wird ein Regelsignal abgeleitet, das über einen Steuerstrom in einem Stellmagneten Kräfte erzeugt, die den Rotor gerade in der Schwebe halten. Die eingebaute Software ermöglicht den „intelligenten“ Einsatz dieser berührungslosen Lager.

Im Kapitel Gleitlager werden – mit Ausnahme der hydrostatischen Axiallager – nur die im Maschinenbau vorherrschenden hydrodynamischen Gleitlager behandelt.

15

15.1.2 Anordnung der Gleitflächen

Beim Radiallager gleitet die drehende Welle auf Gleitflächen in einer feststehenden Lagerschale bzw. beim Axiallager ein mit der Welle drehender Laufring auf einem feststehenden Lagerring, vgl. **Bild 15-1**.

Es werden auch zu Baueinheiten zusammengefasste Kombinationen von Axial- und Radiallagern, sogenannte Axial-Radial-Gleitlager ausgeführt, um die Lage der Welle durch ein Festlager zu bestimmen und eine raumsparende Konstruktion zu erreichen (vgl. **Bilder 15-30** und **15-35**).

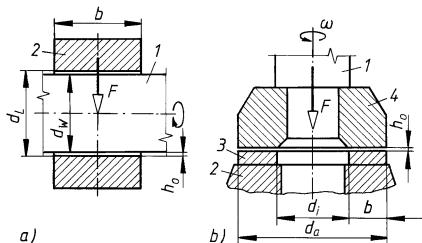


Bild 15-1

Gleitlagerarten.

a) Radiallager, b) Axiallager

Welle 1 mit Wellendurchmesser d_w , Lagerinnendurchmesser d_L (Lagerschale 2), Axiallagerring 3 mit Außen-durchmesser d_a und Innendurchmesser d_i , Laufring 4, tragende Lagerbreite b , kleinste Spalthöhe h_0 (Schmier-film), Lagerkraft F

Durch einen Spielraum zwischen Welle und Lager, dessen Größe durch das Lagerspiel $s = d_L - d_w$ gekennzeichnet ist, wird die Beweglichkeit der Gleitteile bei Radiallagern ermöglicht. Bei Axiallagern ergibt sich ein Lagerspiel erst, wenn die Lagerung zwei über eine gemeinsame Welle zugeordnete Axialgleitflächen aufweist (**Bild 15-2**). Die Summe der gegenüberliegenden Gleitflächenabstände ist das Lagerspiel $s = h_1 + h_2$.

Der durch das Lagerspiel vorhandene Raum zwischen den Gleitflächen wird als Gleitraum bezeichnet, der meist schmierstoffgefüllt ist. Innerhalb des durch den Gleitraum vorhandenen Bewegungsspielraums der Welle darf im Betrieb die kleinste Schmierspalthöhe h_0 einen zulässigen Grenzwert $h_{0\text{zul}}$ nicht unterschreiten, um störungsfreies Gleiten zu erreichen (s. Gl. (15.8)). Die Größe der Lagerkraft F in N bestimmt in erster Linie die Hauptabmessungen der Lager (s. Angaben zu **Bild 15-1**). Im Maschinenbau übliche Lager werden meist für stationären Betrieb ausgelegt, bei dem F nach Größe und Richtung konstant ist (statisch beanspruchte Lager). Der instationäre Betrieb ist durch zeitliche Änderung von F hinsichtlich der Größe oder hinsichtlich Größe und Richtung gekennzeichnet (dynamisch beanspruchte Lager z. B. bei Kurbeltrieben).

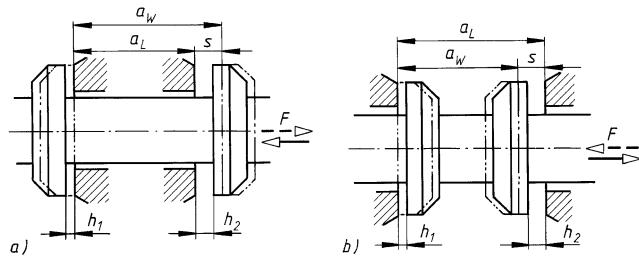


Bild 15-2

Lagerspiel beim Axiallager, schematisch.

- mit zwei umschließenden festen Gleitflächen
- mit zwei eingeschlossenen festen Gleitflächen, bei Abstand a_L der festen und a_W der drehenden Gleitflächen

15.1.3 Reibungszustände

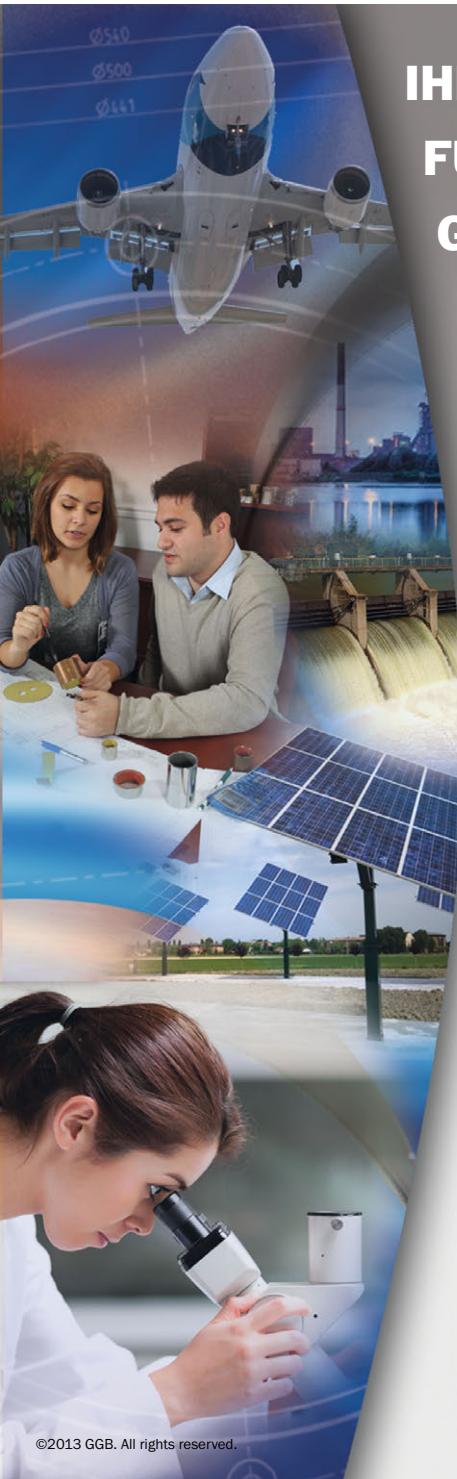
Alle Lager zeigen im Betrieb Reibungskräfte, die der Gleitbewegung Widerstand entgegensetzen und dabei Wärme erzeugen, die als Reibungswärme abzuführen ist.

Bei der Gleitreibung ist zwischen den bewegten Teilen kein, wenig oder genügend viel Schmierstoff vorhanden, der durch seine Menge den Reibungszustand, aber auch den Verschleiß bestimmt.

Das Reibungsverhalten wird durch die Reibungszahl $\mu = F_R/F$ beschrieben. Sie drückt aus, wie groß die der Bewegung entgegengerichtete Reibungskraft F_R im Verhältnis zur Lagerkraft F (Andrückkraft) ist und hängt nicht von der Größe der Berührungsfläche, sondern von den stofflichen Eigenschaften der Gleitflächen und deren Oberflächenbeschaffenheit (Rautiefen der bearbeiteten Gleitflächen, vgl. 2.3) ab. Bei unmittelbarer Berührung der Gleitflächen ist *Festkörperreibung* vorhanden. Absolut trockene Gleitflächen ergeben je nach Werkstoffarten Reibungszahlen $\mu \geq 0,3$. Der dabei auftretende Verschleiß (Abrieb) nimmt mit der Rauheit der Flächen zu (vgl. **Bild 15-3a**). Der Verschleiß leitet den Fressvorgang ein, durch den unter starker Wärmeentwicklung die Gleitflächen fortschreitend bis zum Stillstand der Bewegung zerstört werden. Schon geringes Benetzen trockener Gleitflächen genügt, um die Reibung beträchtlich zu mindern (Grenzreibung $\mu < 0,3$).

Bester Schutz vor Gleitflächenschäden und hoher Reibung ist die Verhinderung der unmittelbaren Berührung der bearbeiteten Gleitflächen. Dies wird erreicht, wenn in den Gleitraum Schmierstoff (fest, flüssig, gasförmig) eingebracht wird, der auf Grund des Lagerspiels die Gleitflächen soweit auseinanderdrängt, dass die Festkörperreibung verschwindet. Werden flüssige Schmierstoffe verwendet, herrscht *Flüssigkeitsreibung*, wenn $h_0 \geq h_{0\text{zul}} \geq \Sigma(Rz + Wt)$ für die Summe der gemittelten Rautiefen Rz und der Wellentiefen (Welligkeit) Wt von Welle und Lagerschale beträgt (vgl. **Bild 15-3b**). Durch den trennenden Schmierfilm können sich je nach Schmierstoffart bis zu 100-fach niedrigere Reibungszahlen, allgemein $\mu = 0,005 \dots 0,001$, ergeben. Bei Flüssigkeitsreibung spielen die Werkstoffe der Gleitflächen scheinbar keine Rolle (vgl. zu Gl. (15.4)).

Die Trennung der Gleitflächen und damit ein verschleißfreier Lauf wird umso leichter erreicht, je kleiner die Oberflächenrauigkeiten, also je besser die Gleitflächen bearbeitet sind. Nach Entschärfung der Rauigkeitsspitzen kann die kleinste Spalthöhe h_0 bei Vollschmierung (Flüssig-



IHR SPEZIALIST FÜR INNOVATIVE GLEITLAGER- LÖSUNGEN



The Global Leader in High Performance Bearing Solutions

Wir hören auf unsere Kunden.

Darauf basierend entwickeln wir kundenspezifische Gleitlager, die Ihren Anforderungen entsprechen.

Mehr dazu finden Sie unter

www.ggbearings.de oder Sie scannen den nachstehenden QR-Code.



Den QR-Code-Leser erhalten
Sie unter <http://getscanlife.com>



GGB
BEARING TECHNOLOGY

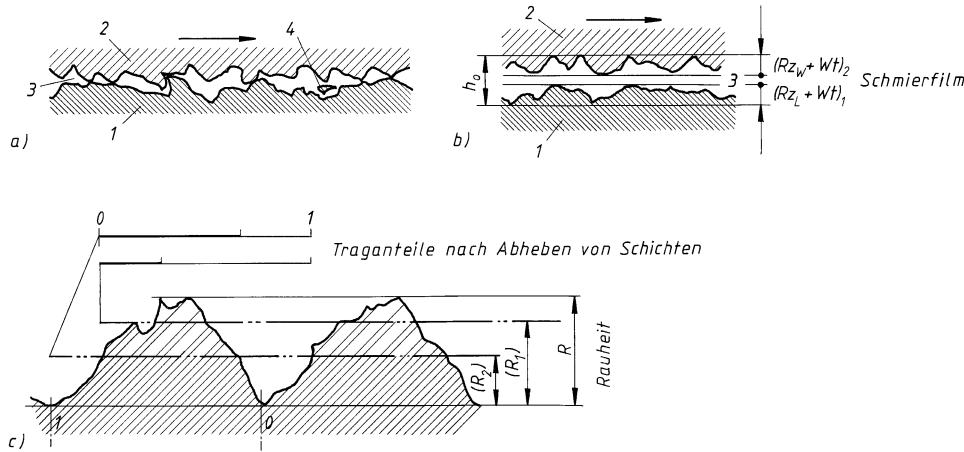


Bild 15-3 Rauheit der Gleitflächen.

- bei Festkörperreibung **1** Lagerschale, **2** Welle, **3** Gleitraum, **4** Abrieb
- bei Flüssigkeitsreibung mit trennendem Schmierfilm, Rauheit $(Rz_L + Wt)_1$ der Lagerschale und $(Rz_W + Wt)_2$ der Welle, vorhandene kleinste Schmierspalthöhe h_0
- Rauheit und Traganteil, ursprüngliche Einzelrauhheiten R , Rauheiten (R_1) (R_2) nach Entschärfung der Rauigkeitsspitzen bei $Wt = 0$ mit Traganteilen im Profilschnitt

keitsreibung) sehr klein sein, wenn bei hohem Traganteil $Rz_W \leq 2 \mu\text{m}$ für Wellen und $Rz_L \leq 1 \mu\text{m}$ für eingelaufene Lagergleitflächen angenommen werden (vgl. TB 2-11).

Die Kräfte, die die Gleitflächen auseinanderdrängen, müssen im Schmierstoff wirken, von dem der Gleitraum erfüllt ist. Damit der zwischen den Gleitflächen bei Vollschmierung vorhandene Schmierfilm die auftretenden Lagerkräfte übertragen kann, muss sich durch entsprechende Gestaltung und Bewegung der Gleitflächen und/oder der Kraft im Schmierstoff ein Druck aufbauen, der den äußeren Kräften das Gleichgewicht hält. Der notwendige Druck im Schmierstoff wird entweder unabhängig vom Bewegungszustand der Welle durch eine Pumpe außerhalb des Lagers als *hydrostatischer Druck* erzeugt, die den Schmierstoff in den Gleitraum presst, so dass sich darin ein Druckfeld ausbilden kann, das bei entsprechender Anordnung und genügend hohem Eintrittsdruck die Gleitflächen bis auf die kleinste Spalthöhe h_0 auseinanderdrängt, oder der Druck kann im Gleitraum selbst durch Schmierstoffstauungen als *hydrodynamischer Druck* erreicht werden, wenn der an den Gleitflächen haftende Schmierstoff von der mit genügend großer Geschwindigkeit drehenden Welle mitgenommen und in enger werdende Gleiträume gedrängt wird, wodurch Drucksteigerung im Schmierstoff entsteht und die Gleitflächen bis auf h_0 angehoben werden. Man unterscheidet daher Gleitlager mit hydrostatischer und hydrodynamischer Schmierung.

Werden infolge von nicht ausreichendem Flüssigkeitsdruck im Schmierstoff die Gleitflächen unvollständig getrennt, herrscht *Mischreibung*, also eine Mischung aus Festkörper- und Flüssigkeitsreibung mit $\mu \leq 0,1$. Entsprechend dem Anteil der Festkörperreibung tritt mehr oder weniger Verschleiß auf, so dass beim Durchlaufen dieses Reibungszustandes an die Gleitwerkstoffe noch einige Anforderungen hinsichtlich des Gleit- und Verschleißverhaltens gestellt werden müssen (vgl. 15.3.1).

Ergänzende Ausführungen zum Reibungs- und Verschleiß-Verhalten von Maschinenelementen enthält Kap. 4, Tribologie.

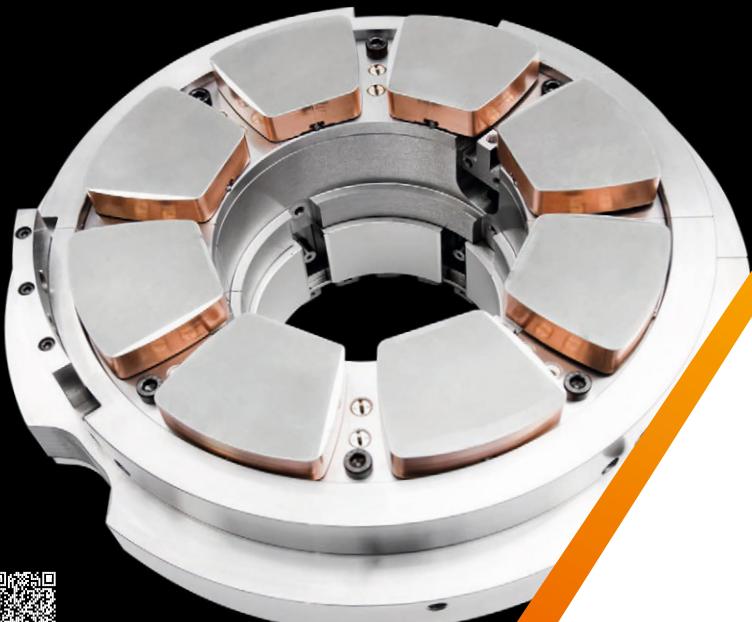
Damit Gleitlager auf die Dauer betriebssicher arbeiten, muss im Betrieb Flüssigkeitsreibung vorhanden sein, wenn als Schmierstoff Schmieröl verwendet wird. Der Schmierstoff ist dann, ähnlich wie die Wälzkörper im Wälzylinder, das eigentlich tragende Element.

15.1.4 Schmierstoffeinflüsse

Flüssiger Schmierstoff kann seine Aufgabe nur dann vollkommen erfüllen, wenn er einen zusammenhängenden Schmierfilm bildet und an den Gleitflächen haftet, damit auch bei hohen

Präzision unter Vollast.

Gleitlager von ZOLLERN.
Anpassungsfähig und langlebig.



ZOLLERN steht für hochwertige Gleitlager. Das sind Lager für große Dieselmotoren in Schiffen, Lokomotiven oder stationären Anlagen, Gleitlager für große Kompressoren, Turbinen, Getriebe, elektrische Anlagen und für Spezialanwendungen. ZOLLERN ist in allen Industrieregionen der Welt vertreten.

www.zollern.com

**ZOLLERN BHW Gleitlager
GmbH & Co. KG**

T +49 5522 312790
E info@zollern-bhw.com

ZOLLERN

Solid metals. Fine solutions.

Drücken ein Wegquetschen oder Abstreifen des Schmierfilms nicht ohne weiteres möglich ist. Die Haftfähigkeit ist eine Eigenschaft, die von der Zusammensetzung des Schmierstoffes und der Gleitwerkstoffe abhängt.

Schmieröle setzen einer gegenseitigen Verschiebung ihrer Teilchen bzw. Schichten einen Widerstand entgegen. Das Maß für den Widerstand, die innere Reibung, ist die *Viskosität* (Zähigkeit).

Werden zwei parallel geführte Gleitflächen $A = l \cdot b$ in m^2 durch Schmieröl mit der Viskosität η im Abstand h in m getrennt, so wirkt einer Gleitgeschwindigkeit u in m/s der bewegten Fläche im Schmierfilm eine Scherkraft F_t (Verschiebekraft) in N entgegen. Im Gleitraum herrscht also eine reine Scherströmung.

Als Folge des Haftens ist die Geschwindigkeit im Schmierfilm $u = 0$ an der stillstehenden Gleitfläche (z. B. Lagerschale 1); sie nimmt gegen die bewegte Fläche hin (z. B. Welle 2) linear bis u zu (vgl. Bild 15-4.)

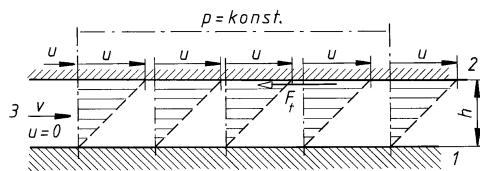


Bild 15-4

Geschwindigkeitsverteilung bei parallelen Gleitflächen (z. B. 1 Lagerschale, 2 Welle) im Gleitraum 3 mit dem Abstand h (Schmierspalthöhe); u Gleitgeschwindigkeit, v mittlere Geschwindigkeit; bei reiner Scherströmung $p = \text{konst.}$

Nach Newton ergibt sich für Schmierstoffschichten eine angenähert konstante Schubspannung $\tau = F_t/A = \eta \cdot u/h = \eta \cdot D$ in N/m^2 , wenn $D = u/h$ in $\text{m} \cdot \text{s}^{-1}/\text{m} = \text{s}^{-1}$ das Geschwindigkeitsgefälle ausdrückt. Da der Druck p konstant bleibt, können kaum Kräfte F von der Flüssigkeit getragen werden. Die von D unabhängige Proportionalitätskonstante η heißt *dynamische Viskosität*.

Aus dem Newtonschen Schubspannungsansatz wird $\eta = \tau/D$, deren Einheit $1 \text{ N} \cdot \text{m}^{-2}/\text{s}^{-1} = 1 \text{ Ns/m}^2 = 1 \text{ Pa s}$ (Pascalsekunde) ist.

Als kleinere Einheit ist die Milli-Pascalsekunde gebräuchlich:

$$1 \text{ mPa s} = 10^{-3} \text{ Pa s} = 10^{-3} \text{ Ns/m}^2 = 10^{-9} \text{ Ns/mm}^2.$$

Danach hat eine Flüssigkeit die dynamische Viskosität $\eta = 1 \text{ Pa s}$, wenn zwischen zwei parallelen Gleitflächen im Abstand $h = 1 \text{ m}$ bei einem Unterschied der Strömungsgeschwindigkeit $u = 1 \text{ m/s}$ die Schubspannung $\tau = 1 \text{ N/m}^2 = 1 \text{ Pa}$ (Pascal) herrscht.

Die dynamische Viskosität η kann direkt mit dem Kugelfallviskosimeter (DIN 53015) ermittelt werden, bei dem eine kalibrierte Kugel durch ein kalibriertes, mit Prüfföli gefülltes Glasrohr sinkt. Gemessen wird die Zeit, die zum Durchfallen einer markierten Prüfstrecke gebraucht wird.

Verbreitet ist jedoch zur verhältnismäßig einfachen Messung das Kapillarviskosimeter (DIN 51562), bei dem aus einem besonders gestalteten Gefäß mit festgelegtem Auslaufrohrchen (Kapillare) eine bestimmte Menge Öl fließt. Gemessen wird die Ausflusszeit. Da das Ausfließen unter dem Eigengewicht erfolgt, ist die Ausflusszeit auch von der Dichte ϱ in kg/m^3 (g/cm^3) abhängig.

Ermittelt wird danach die *kinematische Viskosität* $v = \eta/\varrho$, deren Einheit

$$\frac{\text{Ns/m}^2}{\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}} = \frac{\text{kg m}}{\text{s}^2} \cdot \frac{\text{s}}{\text{m}^2} \cdot \frac{\text{m}^3}{\text{kg}} = \frac{\text{m}^2}{\text{s}} \quad \text{ist, wenn } 1 \text{ N} = 1 \text{ kg m/s}^2.$$

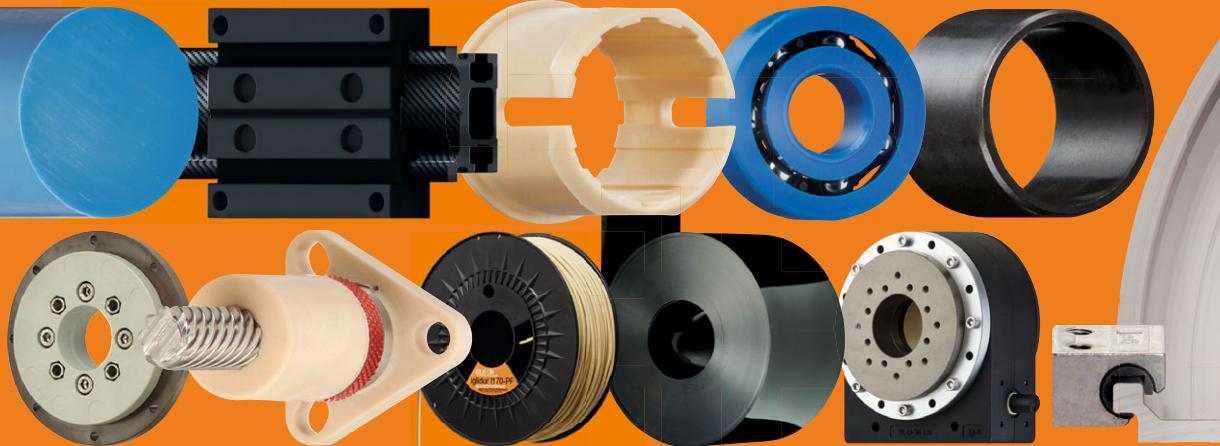
Als kleinere Einheit ist gebräuchlich: $1 \text{ mm}^2/\text{s} = 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$.

Die Viskosität der Schmieröle wird mit zunehmender Temperatur ϑ in °C (bzw. K) kleiner und mit steigendem Druck p in bar größer. Die Abhängigkeit von der Temperatur ist stärker als vom Druck. Der Druckeinfluss kann vernachlässigt werden, weil die Lagerberechnung mit dem Mittelwert der Viskosität im Schmierfilm nur eine Näherungslösung darstellt, so dass dies als zusätzliche Sicherheit zu betrachten ist.

Das Viskosität-Temperatur-Verhalten für Markenöle, in der Regel Mineralöle (Raffinate aus Rohöl-Destillaten), wird in *V-T*-Diagrammen vom Hersteller angegeben. Wegen der Abweichungen zwischen gleichwertigen Ölen verschiedener Firmen, aber auch verschiedener Lieferungen eines Herstellers ist es zweckmäßig, Vergleichsdiagramme (vgl. TB 15-9) zu verwenden.

dry-tech®:

■ dry-tech® [draɪ]-[tek'] – schmierfrei lagern leicht gemacht. Drehen, schwenken, oszillieren, linear verschieben und bewegen mit trocken laufenden Polymer-Gleitlagerlösungen von igus®. Schmierfrei, langlebig und kostengünstig für eine Vielzahl unterschiedlichster Anwendungsgebiete.



igus.de/dry-techLager

Tel. 02203-9649-897 Fax -334

Mo.-Fr. 7 bis 20h Sa. 8 bis 12h

plastics for longer life®

meine-kette®:

meine-kette [maɪnə]-[kɛtə] – Energieführen leicht gemacht für Bewegung in jede Richtung. Einfach konstruieren mit e-ketten®, Leitungen und Komponenten von igus®. Online auswählen, berechnen und bestellen – geliefert ab 24 Stunden.



igus.de/meine-kette

Tel. 02203-9649-849 Fax -222 Mo.-Fr. 7 bis 20h Sa. 8 bis 12h

plastics for longer life®

Die $V\text{-}T$ -Diagramme nach Ubbelohde-Walther (Niemann) zeigen bei einer logarithmischen Achsen teilung für h und einer linearen Teilung für ϑ nach einer speziellen Funktion gerade Linien. Die Steilheit der $V\text{-}T$ -Geraden, zu deren Darstellung mindestens η -Werte bei zwei verschiedenen Temperaturen bekannt sein müssen, ist ein Maß für die Temperaturabhängigkeit der Öle. Zur Bewertung ist in DIN ISO 2909 die Berechnung des Viskositätsindex VI festgelegt, der eine willkürliche Einordnung von Ölen zwischen Sorten mit geringer und starker Temperaturabhängigkeit wiedergibt. Danach weisen VI -Werte um 100 und darüber auf einen sehr flachen $V\text{-}T$ -Geradenverlauf, d. h. auf eine relativ geringe Änderung von η mit steigender ϑ hin. Je mehr sich VI dem Wert null nähert, umso steiler verlaufen die Geraden, d. h. umso schlechter ist das $V\text{-}T$ -Verhalten.

Die ISO-Viskositätsklassifikation für flüssige Industrie-Schmierstoffe nach DIN ISO 3448 definiert 20 Viskositätsklassen ISO VG2 bis ISO VG 3200, deren gerundeter Zahlenwert die Mittelpunktsviskosität in mm^2/s bei 40°C für die zulässigen Grenzen $\pm 10\%$ des Wertes ausdrückt. Die Klassifikation enthält jedoch keine Angaben über eine Qualitätsbewertung. Für $VI = 100$ ist in **TB 15-9** das $V\text{-}T$ -Verhalten dargestellt, so dass η_{eff} bei ϑ_{eff} für die Klassen entnommen werden kann, wenn keine besonderen Angaben des Schmierstoff-Herstellers zur Verfügung stehen.

Zur Auswahl von Schmierstoffen für Gleitlager gibt es entsprechend DIN 51502 (Bezeichnung der Schmierstoffe) verschiedene Schmieröle, z. B. Schmieröle L-AN und SAE (Normen zurückgezogen) sowie C, CL bzw. CLP nach DIN 51517.

Schmieröle C mit 11 Typen C32 bis C1500 nach DIN 51517 werden vorwiegend für Umlauf- und Tauchschrägierung empfohlen. Bei höheren Anforderungen an die Alterungsbeständigkeit und/oder den Korrosionsschutz sind Schmieröle CL, bei höheren Anforderungen an den Verschleißschutz im Mischreibungsbereich (infolge höherer Belastung) Schmieröle CLP besser geeignet. Flammpunkt und Pourpoint dieser Öle sind in **TB 15-8a** enthalten.

Auch die Dichte ϱ der Schmieröle ist von der Temperatur und vom Druck abhängig. Unter Vernachlässigung des Druckeinflusses gilt mit den üblichen Dichten $\varrho_{15} = 800 \dots 980 \text{ kg/m}^3$ bei 15°C für ϱ bei $\vartheta^\circ\text{C}$ rechnerisch angenähert

$$\boxed{\varrho = \varrho_{15} [1 - 65 \cdot 10^{-5}(\vartheta - 15)]} \quad \begin{array}{c|c} \varrho, \varrho_{15} & \vartheta \\ \hline \text{kg/m}^3 & ^\circ\text{C} \end{array} \quad (15.1)$$

Das Viskositäts-Temperatur-Verhalten der Schmierstoffe lässt sich messtechnisch ermitteln und durch Gleichungen der Form $\eta = K_1 \cdot \exp [K_2 / (\vartheta + K_3)]$ beschreiben. In dieser Zahlenwertgleichung sind η die dynamische Viskosität in Pa s , die Konstanten K_1 , K_2 und K_3 sind durch Versuche ermittelte schmierstoffspezifische Größen und ϑ die Temperatur in $^\circ\text{C}$.

Für Mineralöle kann die dynamische Viskosität η_ϑ bei der Temperatur ϑ näherungsweise aus den ISO-Viskositätsklassen (s. **TB 15-8a**) ermittelt werden

$$\ln \frac{\eta_\vartheta}{K} = \left(\frac{159,56}{\vartheta + 95^\circ\text{C}} - 0,1819 \right) \cdot \ln \frac{\varrho \cdot VG}{10^6 \cdot K} \quad \begin{array}{c|c|c|c} \eta_\vartheta, K & \varrho & VG & \vartheta \\ \hline \text{Pa s} & \text{kg/m}^3 & \text{mm}^2/\text{s} & ^\circ\text{C} \end{array} \quad (15.2)$$

η_ϑ dynamische Viskosität bei der Temperatur ϑ

K $0,18 \cdot 10^{-3} \text{ Pa s}$ (Konstante)

ϱ Dichte des Schmieröles (Mittelwert: $\varrho = 900 \text{ kg/m}^3$)

VG Viskositätsklasse nach DIN 51519, z. B. ISO VG 100 (definiert sind 18 Viskositätsklassen im Bereich von 2 bis $1500 \text{ mm}^2/\text{s}$ bei 40°C , s. **TB 15-8a**)

ϑ Betriebstemperatur des Schmieröls

Der Viskositätsverlauf der ISO-Normöle ist für eine mittlere Dichte $\varrho = 900 \text{ kg/m}^3$ in **TB 15-9** dargestellt. Mehrbereichöle haben gegenüber reinen Mineralölen einen flacheren Viskositäts-Temperatur-Verlauf. Syntheseöle erreichen solche flachen Verläufe auch ohne strukturviskose Zusätze.

Für die Ermittlung der Lagertemperatur aus der Wärmebilanz (vgl. 15.4.1-2 insbesondere Gln. (15.15), (15.24) und (15.34)) ist die Kenntnis der spezifischen Wärmekapazität c in $\text{J}/(\text{kg} \cdot ^\circ\text{C})$ erforderlich. Aus **TB 15-8c** ist ein linearer Zusammenhang für ϱ zwischen c und ϑ erkennbar.

15.1.5 Hydrodynamische Schmierung

1. Schmierkeil

Sie wird überwiegend bei Gleitlagern angewendet, weil im Gegensatz zur hydrostatischen Schmierung keine zusätzliche Einrichtung erforderlich ist und ein geometrisch günstiger Gleitraum leicht erzeugt werden kann (vgl. 15.1.5-2). Die Möglichkeit, einen Schmierfilmdruck selbsttätig unmittelbar im Gleitraum zu erzeugen und damit eine Tragfähigkeit zu erzielen, beruht darauf, dass sich der schmierstoffgefüllte Gleitraum in Bewegungsrichtung verengt. Es entsteht wie bei parallel geführten Gleitflächen (**Bild 15-4**) auch im keilförmigen Gleitraum eine Scherströmung. Wird vorausgesetzt, dass jeder Gleitraumquerschnitt stets von der gleichen Schmierstoffmenge durchströmt wird, dann muss die mittlere Schmierstoffgeschwindigkeit v bei Querschnittsverengung zunehmen und bei Erweiterung abnehmen. Das Geschwindigkeitsgefälle D kann daher über der Spalthöhe nicht geradlinig verlaufen, im Bereich der Verengung zeigt sich ein konvexer, bei Erweiterung ein konkaver Geschwindigkeitsverlauf wie im **Bild 15-5** durch v -Strichlinien dargestellt ist ($v = u = 0$ bei 1, $v = u$ bei 2).

Das Geschwindigkeitsgefälle D ändert sich somit von Schicht zu Schicht und davon abhängig auch die Schubspannungen $\tau = \eta \cdot D$, die den Druckspannungen infolge Stauungen durch die Gleitraumverengung (Stauraum) das Gleichgewicht halten. Der Schmierfilmdruck p nimmt bis nahe vor der kleinsten Spalthöhe h_0 des Staufeldes bis p_{\max} zu, dahinter wieder ab. Im **Bild 15-5** werden die Schmierstoffdrücke im Bereich des Staufeldes durch die Dichte der senkrechten Schraffur im Gleitraum versinnbildlicht und der Druckverlauf p im mittleren Längsschnitt da-

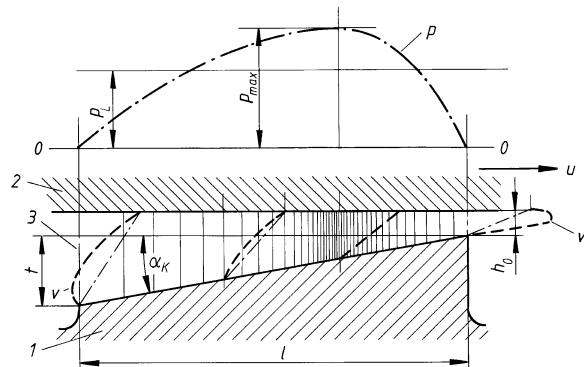


Bild 15-5

Hydrodynamische Druck- und Geschwindigkeitsverteilung im Keilspalt mit der wirksamen Länge l (Staufeldlänge) und Tiefe t bei Gleitgeschwindigkeit u (mittlerer Längsschnitt durch die Gleitflächen). Keilneigungswinkel α_K , Strömungsgeschwindigkeit des Schmierstoffs v , mittlerer Schmierfilmdruck p_L , feststehender Teil 1, bewegter Teil 2, Gleitraum 3, Gleitgeschwindigkeit u

15

über strichpunktet dargestellt. Aus dem p -Verlauf ergibt sich ein konstanter mittlerer Druck p_L über die Staufeldlänge l . Bei genügend hohem Druck p_L werden die Gleitflächen abgehoben, so dass hydrodynamisches Tragen bei Flüssigkeitsreibung eintritt. Dieser Zustand hängt jedoch vom Maß h_0 der kleinsten Spalthöhe und von der Rauheit der Gleitflächen ab (vgl. 15.1.3 Reibungszustände). Günstige Verhältnisse hinsichtlich Tragkraft und Reibungsverhalten ergeben sich bei $h_0/t \approx 0,6 \dots 1,0$ (vgl. 15.4.2-2 Axial-Gleitlager, **Bild 15-4a**).

2. Druckverteilung und Tragfähigkeit

Beim volumenschließenden Radialgleitlager unter Wirkung einer Lagerkraft F liegt die Welle (2) im Stillstand ($n = 0$) längs einer Mantellinie gleich Lagerbreite b in der Lagerschale (1) auf (**Bild 15-6**). Die wegen des Lagerspiels $s = d_L - d_W$ vorhandene exzentrische Lage der Wellenmitte 0 gegenüber der Mitte der Lagerbohrung M beträgt $s/2$ (**Bild 15-6** bei $n = 0$). Der mit Schmieröl gefüllte Gleitraum hat einen sickelartigen Querschnitt.

Beginnt sich die Welle zu drehen, versucht sie zunächst unter dem Einfluss der Festkörperreibung entgegen dem Drehsinn an der Lagerschale hochzuwandern. Durch die Drehung wird

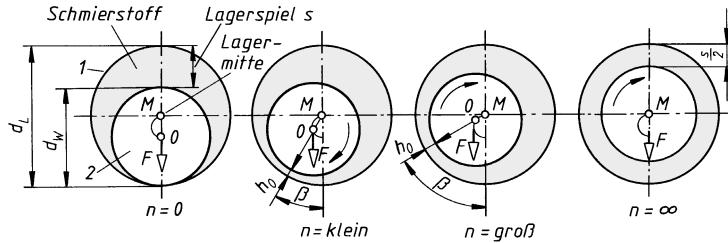


Bild 15-6 Lage der Wellenmitte 0 im Stillstand (tiefste Wellenlage) und bei steigender Drehzahl n (schematisch), β Verlagerungswinkel der kleinsten Spalthöhe h_0

jedoch infolge Haftung sogleich Schmieröl in den sickelartigen Spalt zwischen Welle und Lagerschale hineingezogen. Je größer die Wellendrehzahl n und damit die Gleitgeschwindigkeit u wird, umso mehr Öl wird dem im Drehsinn enger werdenden Schmierspalt zugeführt, womit infolge Stauungen auch der hydrodynamische Druck p ansteigt, der die Welle anhebt und der Lagerkraft entgegenwirkt.

Die Reibung nimmt ab; es wird das Gebiet der Mischreibung durchfahren. Hebt sich die Welle um das Maß $h_0 \geq h_{0\text{zul}}$, ist Flüssigkeitsreibung vorhanden. Dabei wird die Wellenmitte 0 im Umlaufsinn aus der Lagerbohrungsmitte M verlagert, so dass sich gegenüber der Stillstandsfrage die Exzentrizität $e = s/2 - h_0$ verringert. Mit weiter steigender Drehzahl n nähert sich die Wellenmitte 0 (abgesehen von zusätzlichen Bewegungen durch Schwingbeanspruchungen) auf einer halbkreisähnlichen Bahn immer mehr der Lagerbohrungsmitte M . h_0 wird größer, weil die Exzentrizität e sich verkleinert, wodurch die Tragfähigkeit verringert und eine instabile Wellenlage verursacht wird. Bei $n = \infty$ würde die Wellenmitte 0 mit der Bohrungsmitte M zusammenfallen. Wie bei parallel geführten Gleitflächen (vgl. **Bild 15-4**) im Abstand $s/2 \cong h_0$ kann bei zentrischem Lauf keine oder nur eine sehr geringe Lagerkraft F aufgenommen werden. Für das vollumschließende Radialgleitlager (360° -Lager) zeigt **Bild 15-7** schematisch die Verlagerung der Wellenmitte 0 um die Exzentrizität e unter Einwirkung der konstanten Lagerkraft F bei der Drehzahl n und den Verlauf der Schmierfilmdrücke P (strichpunktiert).

Die Druckentwicklung beginnt dort, wo hinter der ölführenden Schmiernut (E) die Spaltverengung fortschreitet. Der Druck p steigt an, sein Anstieg wird vor der tiefsten Lagerstelle durch den Schmiernutwinkel α_N gekennzeichnet. Das Druckmaximum p_{\max} liegt um den Winkel γ nach der tiefsten Lagerstelle, also vor der kleinsten Spalthöhe h_0 ; dahinter nimmt p ab. Durch den h_0 zugeordneten Verlagerungswinkel β in Bezug auf die tiefste Stelle bzw. auf die

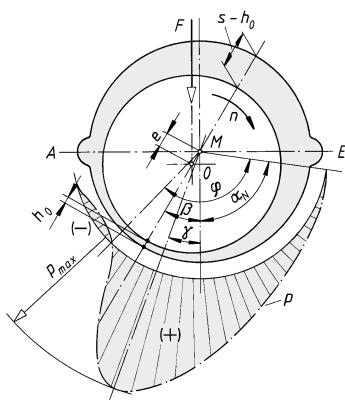


Bild 15-7

Druckverteilung entlang des Radiallagerumfanges bei konstanter Kraftrichtung F , schematisch

Wirkungslinie von F und die Exzentrizität e ist die jeweilige, dem Betriebszustand zugeordnete Lage der Wellenmitte 0 beschrieben. Die gesamte Druckzone (+) ist durch den Erstreckungswinkel φ gekennzeichnet; sie soll möglichst groß sein, damit hohe Tragkräfte erzielt werden.

Manchmal ist nach der Druckzone eine leichte Unterdruckbildung (-) zu beobachten. Insbesondere bei Lagern, die unter erhöhtem Umgebungsdruck arbeiten, ist Unterdruck möglich, solange die spezifische Lagerbelastung in Höhe des Umgebungsdruckes liegt (vgl. zu Gl. (15.4)). Eine Schmiernut N in der Druckzone (**Bild 15-8**) unterbricht den Druckverlauf, wodurch die Tragkräfte beträchtlich vermindert werden, so dass bei gleicher Lagerkraft F das Gleitlager statt bei Flüssigkeitsreibung im Bereich der Mischreibung laufen kann.

Schmiernuten sollen daher stets vor der Druckzone liegen.

Dies gilt jedoch nicht unbedingt bei Lagern für sehr kleine Drehzahlen oder für solche Fälle, bei denen Flüssigkeitsreibung ohnehin nicht zu erreichen ist. Beachte auch Erläuterungen zu **Bild 15-3**.

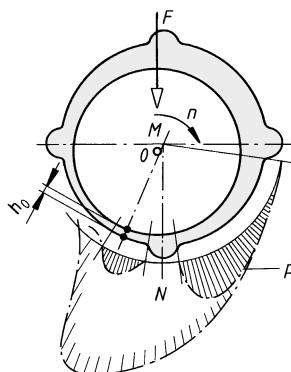


Bild 15-8
Durch Nut gestörter Druckverlauf

Grundsätzlich ist der Zustand der Flüssigkeitsreibung umso leichter zu erreichen, je kleiner die Lagerkraft F und das Lagerspiel s bzw. je größer die Drehzahl n und die Zähigkeit η des Schmierstoffes sind.

Im Lager fließt der Schmierstoff nicht nur in Gleitrichtung, sondern bei endlicher Breite b auch seitlich ab (Seitenfluss), wodurch ein Druckverlust und damit ein Verlust an Tragkraft verbunden ist. Dieser Vorgang ist auch nützlich, weil ein Großteil des durch Reibung erwärmen Schmierstoffes aus dem Gleitraum fließt und bei Vollschmierung neuer, kühlerer Schmierstoff höherer Viskosität zugeführt werden muss. Gegenüber dem unendlich breiten Lager mit dem

15

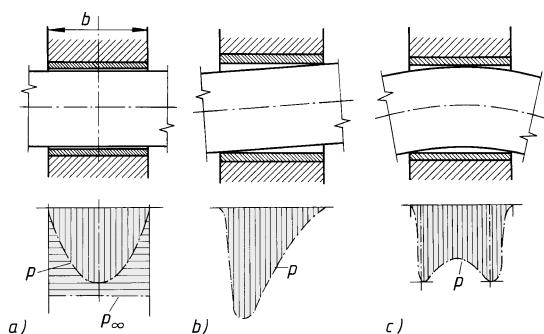


Bild 15-9
Schmierfilmdruckverlauf.
a) p_∞ im seitlich unbegrenzten bzw. p im begrenzten Gleitraum mit tragender Lagerbreite b ,
b) bei schief stehender (verkanteter) Welle,
c) bei gekrümmter Welle (Durchbiegung)

Druckverlauf $p_\infty = \text{konstant}$ fällt der bei endlicher Breite auf p verringerte Druck bei gleichbleibender Exzentrizität e (bzw. $h_0 = \text{konstant}$) von der Mitte b nach beiden Seiten annähernd parabelförmig auf den Umgebungsdruck ab (**Bild 15-9a**). Bedingt durch die Fertigung bzw. Montage und den Betrieb können Druckverlaufänderungen p über b bei Verkantung der Welle (**Bild 15-9b**) und bei Wellenkrümmung (**Bild 15-9c**) auftreten.

Um eine günstige Öldruckverteilung quer zur Bewegungsrichtung und damit entsprechend große Tragkraft zu erreichen (vgl. **Bild 15-9a**), muss ein paralleler Schmierspalt über b angestrebt werden. Diese Forderung nach gleichmäßiger Spalthöhe wird durch starre Gleitflächen und einen zur Kraftrichtung symmetrischen Bau der Lager erreicht (**Bild 15-10a**). Unsymmetrische Anordnung der Gleitflächen bedingt Schiefstellung und damit ungleiche Schmierfilmhöhen und die Gefahr des Kantentragens (**Bild 15-10b**), d. h. h_0 -Veränderung und hoher p über b (Gefahr des Heißlaufens und Verschleißes).

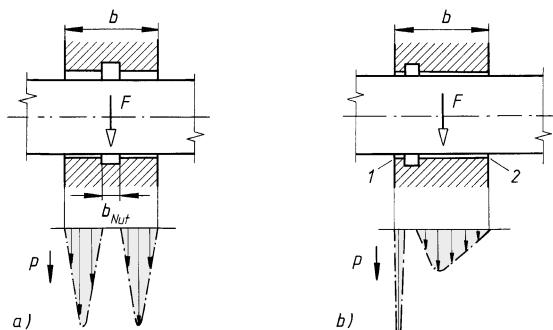


Bild 15-10

Druckverlauf über der Breite b .

- Bei Lager mit umlaufender Nut b_{Nut} in der Mitte,
- unsymmetrische Ausführung, einseitig umlaufende Nut: Welle oder Lager so verformt, dass bei 1 Spalt enger als bei 2, wodurch bei großer F die Zerstörung dort beginnen kann

15.2 Anwendung

Hydrodynamische Gleitlagerungen eignen sich

- für verschleißfreien Dauerbetrieb
- bei hohen Drehzahlen und Belastungen
- zur Aufnahme stoßartiger Belastung
- als geteilte Lager
- für Lager mit großem Durchmesser

Gasgeschmierte Lager (hydrodynamisch und hydrostatisch) ohne störende Schmierstoffe finden Anwendung in der Pharma-, Nahrungs- und Genussmittel-Industrie, aber auch in der Raumfahrttechnik und bei Turbomaschinen. Wassergeschmierte Lager findet man bei Unterwasserpumpen und -turbinen.

Trockenlauflager (ohne oder mit Festenschmierstoff) sind thermisch belastbar und haben als wartungsarme Lagerungen eine weite Verbreitung gefunden bei Kfz, Nfz, Baumaschinen, Strahltriebwerken, Drosselklappen, Armaturen und Geräten.

Hydrostatische Gleitlagerungen werden eingesetzt

- für verschleißfreie und reibungsarme Lager bei niedriger Drehzahl (z. B. große Antennen, Werkzeugmaschinen)
- für verschleißfreie Präzisionslagerungen

Magnetlager finden derzeit Anwendung bei Werkzeug- und Turbomaschinen und in der Vakuumtechnik. Sie eignen sich vorzugsweise

- für berührungslosen Betrieb
- für einstellbare Steifigkeit und Dämpfung
- für hohe Drehzahlen bei mittlerer Traglast
- für hohe Laufgenauigkeit

15.3 Gestalten und Entwerfen

15.3.1 Gleitlagerwerkstoffe

1. Tribologisches Verhalten

Da bei Gleitlagern die Reibungszustände eine besondere Rolle spielen, wird für den Dauerbetrieb die Trennung der Gleitflächen (Flüssigkeitsreibung) angestrebt (vgl. 15.1.3). Das Zusammenwirken der Gleitflächenwerkstoffe ist zunächst von untergeordneter Bedeutung, sofern die Lagerwerkstoffe den Druck aushalten, der durch Schmierstoff auf die Gleitflächen übertragen wird. Es wird jedoch im Betrieb immer Zustände geben, bei denen, insbesondere beim An- und Auslauf von Maschinen, durch Aussetzen der Schmierung, durch falschen Schmierstoff oder durch andere Einflüsse, Misch- oder gar Festkörperreibung auftritt (vgl. 15.3.2 Gestaltungs- und Betriebseinflüsse).

Mit der Forschung über Reibung, Schmierung und Verschleiß sowie über deren Beherrschung beschäftigt sich die Tribologie, s. Kap. 4.

Zur Charakterisierung des tribologischen Verhaltens der Gleitlager-Werkstoffe werden zahlreiche Begriffe verwendet, die (mit Ausnahme der mechanischen Belastungsgrenze und des Verschleißwiderstandes) durch keine zahlenmäßigen Angaben ausgedrückt werden können. Nach DIN 50282 werden folgende Begriffe für allgemeine Gleiteigenschaften gebraucht:

Belastbarkeit als Belastung (mittlere Flächenpressung p_L), die ein Gleitwerkstoff dauernd unter einer bestimmten Beanspruchungsart ertragen kann, ohne die *mechanische Belastungsgrenze* (maximal mögliche Belastung, oberhalb der ein Versagen durch Auftreten einer unzulässigen bleibenden Verformung oder Bruch eintritt) und einen bestimmten Verschleißbetrag zu überschreiten. Die zu erwartende Gebrauchsduer wird durch einen zulässigen Verschleißbetrag begrenzt. *Schmiegsamkeit* eines Lagerwerkstoffes ist die Fähigkeit sich den Beanspruchungen durch elastische und/oder plastische Verformungen ohne bleibende Schädigung anzupassen (Anpassung an unvermeidliche Unvollkommenheiten des Gleitraums, auch Unempfindlichkeit gegen Verkantungen). Die *Anpassungsfähigkeit* beschreibt den Ausgleich durch Schmiegeung und Verschleiß.

Das *Einlaufverhalten* ist die Fähigkeit, die erhöhte Anfangsreibung und den Anfangsverschleiß durch Anpassung nach kurzer Zeit herabzusetzen. Die *Einbettfähigkeit* beschreibt die Fähigkeit Schmutzteilchen, insbesonders harte Teilchen in die Laufschicht aufzunehmen.

Der *Verschleißwiderstand* kennzeichnet die Eigenschaft, wie der Lagerwerkstoff infolge tribologischer Beanspruchung auf die Abtrennung kleiner Teilchen reagiert und der *Verschweißwiderstand*, ob er Widerstand gegen Bildung von adhäsiven Bindungen mit dem Gegenwerkstoff zeigt (Fressunempfindlichkeit).

Das *Notlaufverhalten* ist die Fähigkeit, beim Auftreten unvorhergesehener ungünstiger Schmierbedingungen noch ein Gleiten zeitlich begrenzt aufrecht zu erhalten.

Der *Riebenbildungswiderstand* erfasst den Widerstand gegen Bildung von Riefen und Kratzern an der Oberfläche des Gegenwerkstoffes (vgl. Verschleißwiderstand).

Bild 15-11 kann als grobe Hilfe für die Auswahl von Gleitlagerwerkstoffen dienen. Erkennbar ist, dass ein einzelner Lagerwerkstoff nicht alle Anforderungen vollkommen erfüllen kann. Die Oberflächengüte von Wellen- und Lagerwerkstoff sowie die Härte beeinflussen die Gleiteigenschaften ebenso wie der Schmierstoff, dessen Viskosität mit der Betriebstemperatur veränderlich ist. Hohe Beanspruchung und Gleitgeschwindigkeit erfordern besondere Werkstoffkombinationen, z. B. Dreistofflager, wobei die Laufschichtdicke bestimmt ist.

Eine Übersicht über alle Anwendungsgebiete ist kaum möglich. Es werden daher nur typische Anwendungsfälle genannt, wobei auch trotz sorgfältiger Auswahl der Werkstoffe unter Berücksichtigung der Betriebsanforderungen Lagerschäden nicht vollständig ausgeschlossen werden können, da fertigungsbedingte Formabweichungen, Montagefehler bis hin zu außergewöhnlichen Betriebszuständen nicht immer überschaubar sind. Da eine ausführliche Behandlung der Gleitlagerwerkstoffe den vorliegenden Rahmen sprengen würde (s. Literaturhinweise), sollen nur einige wesentliche Gesichtspunkte für die Anwendungsfälle betrachtet werden (vgl. auch **TB 15-6**).

Forderung nach	Gleitlagerwerkstoffe und ihre Eignung									
	Guss-eisen	Sinter-metall	CuSn-Guss- bzw. Knetlegie-rungen	G-CuPb-Legie-rungen	PbSn-Legie-rungen	Kunst-stoffe	Holz	Gummi	Kohle Graphit	SSiC
Gleiteigenschaften	2	2	3	4	4	4	4	4	4	3
Notlaufverhalten	2	4	2	3	3	4	1	0	4	2
Verschleißwiderstand	4	2	4	2	1	2	1	0	1	4
stat. Tragfähigkeit	4	2	3	1	1	1	0	0	1	3
dyn. Belastbarkeit	3	1	3	1	1	1	0	0	0	1
hoher Gleitgeschwindigkeit	1	0	3	4	4	0	0	0	3	4
Unempfindlichkeit gegen Kantenpressung	0	0	3	3	4	4	3	4	2	0
Einbettfähigkeit	0	0	3	3	4	3	3	4	3	0
Wärmeleitfähigkeit	2	2	3	2	1	0	0	0	3	4
kleiner Wärmedehnung	4	4	3	2	2	0	1	0	4	4
Beständigkeit gegen hohe Temperaturen	2	2	2	0	0	0	0	0	4	4
Öl-(Fett-) Schmierung	4	4	4	4	4	4	4	2	4	4
Wasserschmierung	0	0	0	0	0	4	4	4	4	4
Trockenlauf	0	0	0	0	0	4	0	0	4	1
Korrosionsbeständigkeit	1	2	2	2	1	4	0	4	4	4

4 sehr gut geeignet
 3 gut geeignet
 2 geeignet/möglich
 1 Eignung eingeschränkt
 0 nicht geeignet

Bild 15-11 Richtlinien zur Wahl von Gleitlagerwerkstoffen (SSiC – Siliciumcarbid, gesintert)

15

Als Wellenwerkstoff kommt praktisch nur Stahl in Frage (vgl. TB 1-1). In den meisten Fällen genügen unlegierte Stähle nach DIN EN 10025 bzw. unlegierte und niedrig legierte Einsatzstähle nach DIN EN 10084 wegen des Verschleißes und der Oberflächenhärte bzw. bei größeren Querschnitten Vergütungsstähle nach DIN EN 10083. Bei größerer Härte des Lagerwerkstoffes ist ein Wellenwerkstoff höherer Festigkeit vorzusehen. Das Härteverhältnis zwischen Lagerwerkstoff und Welle soll etwa 1:3 bis 1:5 betragen. Der Lagerwerkstoff muss also stets weicher und nachgiebiger sein, um den Verschleiß aufzunehmen und Kantenpressung abbauen zu können (vgl. zu Bild 15-9).

Gleitlagerschäden (z. B. Riefenbildung, Ermüdung) sind auf ein Zusammenwirken mehrerer Schadensmechanismen zurückzuführen. Zu ihrer Beurteilung kann DIN 31661, Gleitlager herangezogen werden.

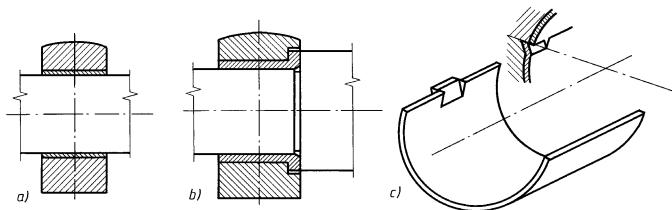
2. Lagerwerkstoffe

In Frage kommen meist Nichteisenmetall-Legierungen mit unterschiedlichen physikalischen und mechanischen Eigenschaften, in manchen Fällen Gusseisen mit Lamellengraphit (GJL) und Nichtmetalle, von denen die Formgebung der Lagerschalen bzw. Stützkörper abhängig ist. Ausreichende Formbeständigkeit des Werkstoffes unter Beanspruchung garantieren die 0,2 %-Grenze $R_{p0,2}$ und der E-Modul bzw. die Brinell-Härte HB.

Allgemein werden unterschieden:

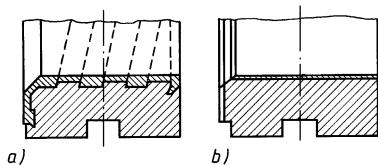
Massivlager, die als einfachste Ausführungen aus einem einzigen Lagerwerkstoff hoher Festigkeit bestehen. Vorwiegend werden hierfür Gusseisen (GJL) bzw. CuSn- und CuSnZn-Gusslegierungen als Form- oder Strangguss (DIN ISO 4382) verwendet bzw. als Massivbuchsen (Schenkel) aus gezogenem Rohr- oder Bandmaterial gefertigt und in den Lagerkörper eingepresst (Bild 15-12; s. auch 15.3.4).

Verbundlager, bei denen eine Lagerwerkstoffschicht auf einen Stützkörper aus Stahl, Stahlguss oder Gusseisen aufgegossen wird. Die Bindung erfolgt form- oder stoffschlüssig (Bild 15-13).

**Bild 15-12**

Lagerbuchsen und -schalen.

- Massivbuchse (DIN 1850, DIN ISO 4379-1),
- Massivbuchse mit einseitiger Axialgleitfläche,
- Lagerhalbschale mit Haltenase

**Bild 15-13**

Durch Aufgießen hergestellte Lagermetallschichten (s. DIN 38).

- formschlüssig mit Verklammerungsnutten,
- stoffschlüssig-metallurgische Bindung mit dem Stützkörper

Höchste Anforderungen (z. B. bei Verbrennungsmotoren) können an Lager gestellt werden, die aus 3 oder mehr Schichten (Drei- oder Mehrstofflager) bestehen (vgl. auch **Bilder 15-14** und **15-24**). Dabei wird auf eine St-Stützscheibe ein hochfester Lagerwerkstoff aufgebracht, der mit einer dünnen, weichen Gleitschicht (Pb, Sn, galvanisch) zur Beschleunigung des Einlaufvorganges überzogen ist. Beim Versagen dieser dünnen, einige μm starken Schicht, ist der Lagerwerkstoff die Notlaufschicht.

a) Gusseisen mit Lamellengraphit (DIN EN 1561) hat bei ausreichenden Gleiteigenschaften einen großen Verschleißwiderstand, ist aber wegen seiner hohen Härte kaum einbettungsfähig und empfindlich gegen Stöße und Kantenpressung. Geeignet sind EN-GJL-150 und -200 nur für geringe, EN-GJL-250 und -300 für höhere Anforderungen (Perlitguss). Erforderlich sind gehärtete und feinstbearbeitete Wellen. Verwendung für niedrig beanspruchte einfache Lager bei $u = 0,1 \dots 3 \text{ m/s}$ (z. B. Transmissions- und Triebwerkslager, Landmaschinenlager).

b) *Sintermetalle* werden aus Fe, Cu, Sn, Zn und Pb-Pulver mit und ohne Graphitzusatz, vorgepresst und danach bei $\approx 750 \dots 1000^\circ\text{C}$ gesintert bzw. warmgepresst. Ihr mehr oder weniger feinporiges Gefüge nimmt bis zu 35 % seines Volumens Öl auf und führt es im Betrieb infolge Erwärmung und Saugwirkung den Gleitflächen zu. Im Stillstand (Abkühlung) nehmen die Poren durch Kapillarwirkung das Öl wieder auf.

Sie haben bei sehr gutem Notlaufverhalten (Selbstschmierung) geringere Festigkeit als metallische Lagerwerkstoffe, sind empfindlich gegen Stöße und Kantenpressung und eignen sich für geringe Gleitgeschwindigkeit ($u < 1 \text{ m/s}$) bzw. für Schwingbewegung bei niedriger Beanspruchung (z. B. Lager in Hebemaschinen, Landmaschinen, Schaltgestängen bzw. -räder, s. **Bild 15-28**).

c) *Kupferlegierungen* enthalten mehr als 50 % Cu. Durch Zulegieren weicher Metalle (Pb, Sn, Zn, Al) werden die Gleiteigenschaften verbessert. Sie werden als Guss- und Knetlegierung verwendet (vgl. **TB 15-6**).

Kupfer-Zinn- und Kupfer-Zinn-Zink-Gusslegierungen (DIN ISO 4382-1, DIN EN 1982) haben gute Gleiteigenschaften und gutes Notlaufverhalten mit großem Verschleißwiderstand. Sie sind für hohe und stoßhafte Beanspruchungen geeignet. Wegen der relativ großen Härte darf keine Kantenpressung auftreten, die Welle muss gehärtet, die Lagerbohrung feinstbearbeitet sein. Als Knetlegierung (DIN ISO 4382-2) werden sie für Buchsen verwendet.

Kupfer-Blei-Zinn-Gusslegierungen (DIN ISO 4382-1, DIN EN 1982) sind als Lagerwerkstoff mit sehr guten Gleiteigenschaften und guten Notlaufverhalten bei hohen Beanspruchungen, auch bei größerer Kantenpressung, insbesondere für Verbundlager verwendbar.

Kupfer-Aluminium-Gusslegierungen (DIN ISO 4382-1, DIN EN 1982) werden für Lager bei sehr hohen Stoßbeanspruchungen mit gutem Verschleißwiderstand verwendet (gute Schmierung erforderlich).

d) *Blei- und Zinn-Legierungen* (s. **TB 15-6**) enthalten als Pb-Gusslegierung zur Erhöhung der Härte Zusätze von Sb, As, als Sn-Gusslegierung solche von Sb und Cu. Sie haben hervorragende Gleiteigenschaften, auch bei nicht gehärteten Wellen, und gutes Notlaufverhalten, sind für hohe

Gleitgeschwindigkeit, aber nur einige für stoßhafte Beanspruchung, und durch ihre Weichheit unempfindlich gegen Kantenpressung. Sie eignen sich als Lager-Werkstoffe für Verbundlager (DIN ISO 4381) bzw. als Schichtverbundwerkstoff (DIN ISO 4383) bis zu Betriebstemperaturen von ca. 110 °C bei $u > 15 \text{ m/s}$ (z. B. Pleuellager).

e) *Kunststoffe bzw. Kunstharzpressstoffe* ohne bzw. mit Füllstoffen kommen für Gleitlager vor allem im Bereich des Trockenlaufs oder der Mangelschmierung voll zur Geltung; bei hydrodynamischer oder hydrostatischer Schmierung insbesondere, wenn andere Werkstoffe gegenüber andern Schmiermitteln nicht beständig sind. Nachteilig sind im Allgemeinen die niedrige Wärmeleitfähigkeit, die Temperaturabhängigkeit der Eigenschaften (Druckfestigkeitsabnahme, Änderung des Gleitverhaltens), große Wärmedehnung und Feuchtigkeitsaufnahme (Spielminderung) sowie das Kriechen unter Langzeitbeanspruchung (Verformung des Lagers).

Verwendet werden thermoplastische und duroplastische Kunststoffe, meist Polyamide (Kurzzeichen PA, Nylon), aber auch Polyoxymethylen (POM), Polytetrafluorethylen (PTFE, Teflon), Hartgewebe (DIN 7735) als Lagerbuchsen bzw. -schalen, deren Wanddicke wegen der Wärmeabfuhr möglichst klein ausgeführt werden soll (s. DIN 1850, Teil 5 und 6). Eine Auswahl der als Gleitlagerwerkstoff hauptsächlich geeigneten thermoplastischen Kunststoffe enthält DIN ISO 6691, s. **TB 15-6**. Bei Verbundlagern wird auf einen Stahlstützkörper eine poröse Schicht (ca. 0,3 mm dick) aus CuSn-Pulver auf Cu-Schicht gesintert. Die Poren werden in einem Walzverfahren vollständig mit einer Mischung aus PTFE und Pb-Pulver ausgefüllt und damit gleichzeitig eine Deckschicht (ca. 20 µm) aufgebracht. Anschließend wird diese Mischung ausgesintert (**Bild 15-14**).

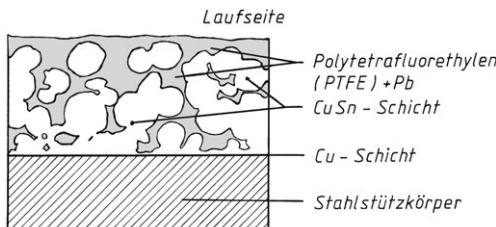


Bild 15-14
Schnitt durch ein Kunststoff-Verbundlager
(vergrößert)

Ähnlich werden auch Verbundlager auf der Basis PTFE/MoS₂ hergestellt. Die Lagerlauffläche soll möglichst nicht nachgearbeitet, allenfalls das Spiel geringfügig durch Kalibrieren korrigiert werden. Die Lager sind empfindlich gegen Kantenpressung und werden bei höheren Drücken und niedrigen Gleitgeschwindigkeiten in der Feinmechanik, aber auch im allgemeinen Maschinenbau verwendet. Weitere Verbundlager mit Kunststoff-Laufschicht enthält die Richtlinie VDI 2543.

f) *Holz*, meist Pressholz, ist ein billiger Werkstoff für gering belastete Lager. Klötze aus Birke, Linde oder Espe werden mit Naßdampf bei $\approx 100^\circ\text{C}$ gedämpft, in Formen gepresst, auf $\approx 10\%$ Wassergehalt getrocknet und bearbeitet. Man setzt sie ein z. B. bei Lagern in Textilmaschinen und Zwischenlagern bei Transportschnecken.

g) *Gummi* hat sich bei wassergeschmierten Lagern in Pumpen bewährt.

h) *Kunstkohle*, gasgeglüht und elektrographitiert, als poröser keramischer Werkstoff wird verwendet, wo mit Rücksicht auf die Umgebung mineralische Schmierstoffe unzulässig sind und andere Lagerwerkstoffe wegen Korrosionsgefahr nicht in Frage kommen. Als einbau fertige Lager (Buchsen DIN 1850, Teil 4) eignen sie sich insbesondere im chemischen Apparatebau bei hohen Temperaturen.

15.3.2 Gestaltungs- und Betriebseinflüsse

Der größte im Lager auftretende Schmierfilmdruck p_{\max} hängt von der Lagergestaltung ab. Die Lagerbreite b muss so groß sein, dass p_{\max} ohne schädliche Verformung der Gleitflächen aufgenommen werden kann; aber nicht größer, weil die Gefahr des Kantentragens bei schmalen Lagern geringer ist.

Einen wesentlichen Einfluss auf die Tragfähigkeit und Erwärmung eines Radiallagers mit dem Innendurchmesser d_L übt das praktisch übliche *Breitenverhältnis* (relative Lagerbreite) aus

$$\frac{b}{d_L} = 0,2 \dots 1 \dots (1,5) \quad (15.3)$$

Für Lager mit hoher Drehzahl n_W bzw. Gleitgeschwindigkeit u_W und niedriger Lagerkraft F werden größere Werte, bei normaler Ausführung $b/d_L = 0,5 \dots 1$, empfohlen; für solche mit niedriger n_W bzw. u_W und hoher F sind die kleineren Werte $b/d_L < 0,5$ anzuwenden. Bei schmaler Ausführung fließt seitlich mehr Schmierstoff ab, der Schmierstoffdurchsatz steigt und die Wärmeabfuhr wird dadurch besser.

Bei Lagern mit $b/d_L > 1$ bis ca. 1,5 wird der seitliche Ölabfluss erschwert. Wegen längeren Verweilens des Öles steigt die Erwärmung, wodurch die Viskosität η und damit auch die Tragfähigkeit sinkt; außerdem wächst die Verkantungsempfindlichkeit.

Da der Druckverlauf p im Gleitraum ungleichmäßig verteilt ist, gilt als Kriterium zur Beurteilung der mechanischen Beanspruchung der Lagerwerkstoffe die Lagerkraft bezogen auf die Projektion der Lagerfläche, die *spezifische Lagerbelastung* (mittlerer Lagerdruck bzw. mittlere Flächenpressung)

$$p_L = \frac{F}{b \cdot d_L} \leq p_{L\text{zul}} \quad (15.4)$$

F Lagerkraft

b, d_L Lagerbreite, Lagerinnendurchmesser

$p_{L\text{zul}}$ zulässige spezifische Lagerbelastung nach **TB 15-7 (TB 15-6)**

$p_{L\text{zul}}$ ist als maximaler Richtwert ein Erfahrungswert für die Lagerwerkstoff-Gruppe, der neben der Legierungszusammensetzung noch von der Herstellungsart der Lagermetall-Schichtdicke, vom Gefüge u. a. beeinflusst wird, s. **TB 15-7 (TB 15-6)**. Für den speziellen Fall sind jedoch Herstellerangaben maßgebend.

Die stärksten Verformungen im Gleitlager treten aufgrund von p_{\max} auf, wobei je nach Exzentrizität und Breitenverhältnis $p_{\max} = (2 \dots 10) \cdot p_L$ betragen kann.

Die Quetschgrenze etwa entsprechend $R_{p0,2} \geq p_{\max} \approx 6 \cdot p_L$ des Lagerwerkstoffes kann für Lager, bei denen keine Verkantungen auftreten, nur bedingt als brauchbare Bezugsgrenze angesehen werden, weil geringe Verformungen der Gleitflächen sich nicht nachteilig auf das Betriebsverhalten der Lagerung auswirken; außerdem liegt $R_{p0,2}$ umso höher, je geringer die Schichtdicke des Lagerwerkstoffes ist (vgl. 15.3.1 Gleitlagerwerkstoffe). Vorteilhaft wird $p_{L\text{zul}}$ nach bewährten Konstruktionen festgesetzt. Den Einfluss der Lagerbreite b auf die Druckverteilung p bei gleichem Lagerspiel bzw. gleicher h_0 zeigt **Bild 15-15**.

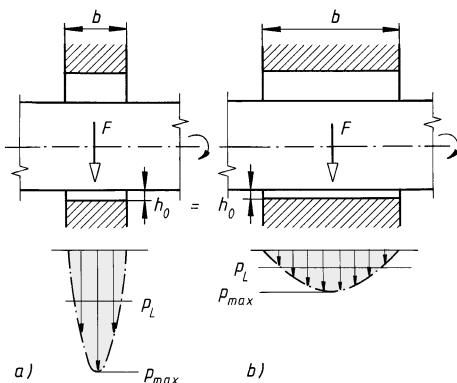


Bild 15-15

Einfluss der Lagerbreite b auf die Belastbarkeit.

a) b klein: p_{\max} bzw. p_L groß $\rightarrow \eta$ groß
große Wärmeabfuhr – niedrige Lager-
temperatur, Verkantungsempfindlichkeit
klein,

b) b groß: p_{\max} bzw. p_L klein $\rightarrow \eta$ klein
kleine Wärmeabfuhr – hohe Lager-
temperatur, Verkantungsempfindlichkeit
groß

Je größer F ist, umso geringer wird h_0 unter sonst gleichen Voraussetzungen, und umso kleiner muss auch b sein, um den Einfluss der Verkantungen bzw. Durchbiegungen am Lager im Verhältnis zu h_0 unwesentlich zu machen (vgl. Bild 15-9).

Bild 15-16 zeigt bei gleicher Lagerbreite b den Einfluss des Lagerspiels s bzw. der kleinsten Schmierspalthöhe h_0 auf den Druckverlauf bzw. auf das Druckmaximum p_{max} .

Es ist erkennbar, dass ein kleines Lagerspiel s und damit eine kleine Schmierspalthöhe h_0 ein gleichmäßigeres Tragen über b und daher geringeres p_{max} bei gleicher spezifischer Lagerbelastung p_L und damit eine höhere Tragfähigkeit bewirkt (vgl. Bild 15-16a).

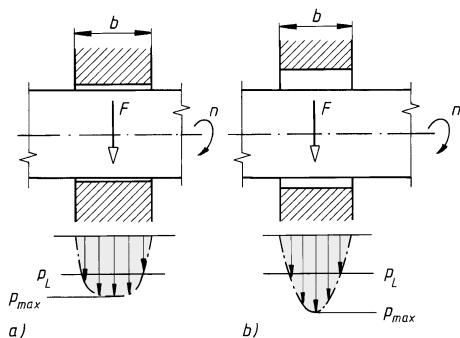


Bild 15-16

Einfluss des Lagerspiels auf den Druckverlauf bzw. p_{max} .

- a) kleines Spiel s bzw. kleine h_0 ,
- b) großes Spiel s bzw. große h_0 ; $p_L = \text{const.}$

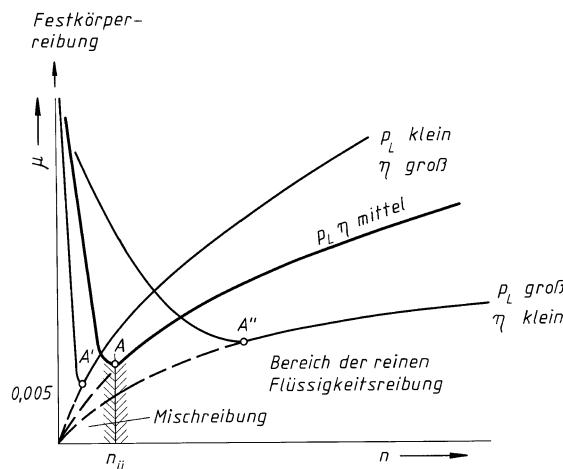
Allgemein ist für eine große Lagerkraft F und kleine Gleitgeschwindigkeit u bzw. Drehzahl n ein kleines Lagerspiel s , für eine kleine F und große u bzw. n ein großes s erforderlich.

Sind u bzw. n , F und s gegeben, wird h_0 durch die Auswahl des Schmierstoffes beeinflusst. Je niedriger die dynamische Viskosität η , d. h. je dünnflüssiger der Schmierstoff ist, umso kleiner ist h_0 . Für einen bestimmten Schmierstoff hängt h_0 auch von der Lagertemperatur ab (vgl. 15.1.4 Schmierstoffeinfüsse).

Allgemein erfordern hohe u bzw. n kleines s und niedrige p_L dünnflüssige Schmierstoffe, geringe u bzw. n , großes s und hohe p_L dickflüssige Schmierstoffe. Weil die Tragfähigkeit mit kleiner werdender h_0 steigt, stellt sich bei jeder Lagerkraftänderung ein Gleichgewicht zwischen der Kraft aus der Summe aller vertikalen Schmierstoffdruckkomponenten $-F$ und der Lagerkraft $+F$ ein. Kleines s bzw. kleine h_0 kann jedoch nur ausgenutzt werden, wenn die Gleitflächen geometrisch genau sind und sich gut einander anpassen (vgl. 15.3.1-1 Gleitlagerwerkstoffe), da sonst hohe Reibungsverluste und damit hohe Lagererwärmung auftreten. Damit ein Lager auf die Dauer betriebssicher arbeitet, muss der Wert von h_0 so groß sein, dass im Betriebszustand keine metallische Berührung zwischen den Gleitflächen vorhanden ist, um möglichst geringe Störanfälligkeit durch möglichst geringen Verschleiß und thermische Überbeanspruchung durch entstehende Reibungswärme zu vermeiden.

Grundlegende Versuche von Stribeck zur Reibung in einem bestimmten Gleitlager ergaben die im **Bild 15-17** dargestellten Kurven mit dem Zusammenhang von Drehzahl n und Reibungszahl μ bei jeweils konstanten Werten für p_L und η . Diese Reibungskurven (Stribeck-Kurven) zeigen ausgehend vom Stillstand mit steigender n das schnelle Absinken von μ , bedingt durch die sich immer besser ausbildende Schmierstoffschicht. Zunächst wird das Gebiet der Mischreibung durchlaufen. μ sinkt bis auf ein Minimum in den Ausklinkpunkten $A(A', A'')$ je nach p_L und η ab, die jenen Betriebszuständen entsprechen, bei denen für die kleinste Spalthöhe h_0 keine metallische Berührung der Gleitflächen bei einer fiktiven Übergangsrehzahl $n_{\ddot{u}}$ (z. B. für p_L und η mittel) mehr stattfindet.

Die Auslegung eines Lagers im Ausklinkpunkt ist unsicher, da der Bereich der kleinsten μ sehr klein ist. Schon bei einer geringen Drehzahländerung kann das Lager im Mischreibungsgebiet laufen. Soll ein Lauf im Bereich der Flüssigkeitsreibung gewährleistet sein, muss das Lager bei einer Betriebsdrehzahl $n > n_{\ddot{u}}$ arbeiten, die für gleiche p_L und η hinreichend rechts vom Ausklinkpunkt liegt. Nach dem Minimum im Ausklinkpunkt steigt μ mit steigender n aufgrund der Flüssigkeitsreibung wieder an, so dass für hohe n , besonders bei kleiner p_L und großer η , sich

**Bild 15-17**

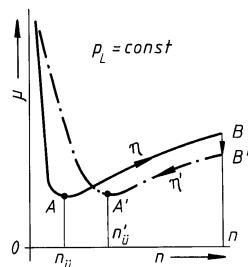
Stribeck-Kurven (schematisch). Reibungszahl μ abhängig von der Drehzahl n bei jeweils gleichbleibender p_L und η ; Ausklinkpunkte A, A', A''

μ -Werte ergeben, die nahezu jenen bei Misch- oder gar Festkörperreibung entsprechen. Die obere Betriebsgrenze ist durch die maximal zulässige Lagertemperatur festgelegt, da die durch den Reibungsvorgang erzeugte Wärme das Lager aufheizt, so dass sich bei thermischer Überbeanspruchung Schäden am Gleitwerkstoff einstellen können (vgl. 15.4.1). Eine Vorausbestimmung von $n_{ü}$ bereitet erhebliche Schwierigkeiten (s. unter „Hinweis“).

Treten keine Störeinflüsse (Unwuchten, Schwingungen, Formabweichungen, Montagefehler usw.) auf und sind die Betriebsbedingungen genau erfasst, dann kann bei unverkanteten und nicht durchgebogenen Wellen bei neuen Lagern $h_0 \geq h_{0zul} = \Sigma(Rz + Wt)$ für Welle und Lagerschale günstiger nachgewiesen werden (vgl. 15.1.3 Reibungszustände).

Nach einem geeigneten Einlauf über längere Zeit mit allmählicher Kraftsteigerung oder Drehzahlabsenkung kann infolge Glättung der Oberflächen mit $h_{0zul} \geq \Sigma Ra$ gerechnet werden. Die Kombination harte Wellenoberfläche gegen weiche Lageroberfläche begünstigt den Einlaufvorgang; bei ähnlicher Härte der Gleitflächen erhöht sich die Fressgefahr. Da außerdem die Abmessungen und die Gleitgeschwindigkeit von Einfluss sind, können Erfahrungswerte für h_{0zul} aus **TB 15-16** entnommen werden, wobei für Wellen $Rz_w \leq 4 \mu\text{m}$ und für eingelaufene Lagergleitflächen $Rz_L \leq 1 \mu\text{m}$ angenommen werden.

Beim freien Auslauf einer Maschine ergibt sich die Umkehrung des Anlaufvorganges. Ist beim Abstellen der Maschine der Schmierstoff nicht sehr warm geworden und sinkt die Lagerkraft F mit dem Auslauf, dann ist das Durchlaufen des Mischreibungsbereiches kurz und ungünstig. Ist aber der Schmierstoff nach längerer, höherer Krafteinwirkung sehr warm geworden und verschwindet die Kraft erst kurz vor dem Stillstand, d. h. erstreckt sich bei $\eta' < \eta$ der Auslauf über längere Zeit, dann besteht Gefahr für das Lager, wenn der Übergang in die Mischreibung bei relativ hoher Übergangsrehzahl $n_{ü}$ erfolgt (s. **Bild 15-18**). In diesem Fall ist es ratsam, den Maschinenauslauf durch einen Bremsvorgang abzukürzen bzw. das Lager während des Auslaufs hydrostatisch zu betreiben (vgl. 15.1.3).

**Bild 15-18**

Stribeck-Kurven (schematisch) für An- und Auslauf bei stationärem Betriebszustand $B - B'$

Hinweis: Es war stets das Bestreben die Drehzahl zu kennen, bei der der Übergang von Misch- in Flüssigkeitsreibung, also die vollkommene Trennung der Gleitflächen beim Anlauf ($n_{\text{ü}}'$) oder umgekehrt der Übergang von Flüssigkeits- in Mischreibung beim Auslauf ($n_{\text{ü}}''$) erfolgt (**Bild 15-18**), weil dadurch die Tragfähigkeit eines Lagers bei $p_L = \text{konstant}$ bestimmt ist. Allgemein interessiert die höhere und damit ungünstigere Übergangsrehzahl $n_{\text{ü}}'$, da diese unbedingt noch unter der Betriebsdrehzahl n liegen muss, wenn ein sicherer Lauf im Bereich der Flüssigkeitsreibung gewährleistet sein soll.

Vogelpohl empfiehlt unter bestimmten Voraussetzungen als Zahlenwertgleichung angenähert für die Übergangsrehzahl

$$n_{\text{ü}}' \approx \frac{0,1 \cdot F}{C_{\text{ü}} \cdot \eta_{\text{eff}} \cdot V_L} \quad \begin{array}{c|c|c|c|c} n_{\text{ü}}' & F & V_L & C_{\text{ü}} & \eta_{\text{eff}} \\ \text{min}^{-1} & \text{N} & \text{dm}^3 & 1 & \text{mPa s} \end{array}$$

Darin sind die dynamische Viskosität η_{eff} bei der Temperatur ϑ_{eff} und das Lagervolumen $V_L = (\pi d_L^2 / 4) \cdot b$ einzusetzen.

Die Übergangskonstante $C_{\text{ü}}$ lässt sich experimentell bestimmen und ist hauptsächlich von p_L und ψ_B abhängig (vgl. zu Gl. (15.5)). Wegen des nur engen Bereichs von ψ_B ist der Einfluss von p_L wesentlich größer. Nach Untersuchungen schwankt bei $1 \text{ N/mm}^2 < p_L < 10 \text{ N/mm}^2$ der $C_{\text{ü}}$ -Wert im Bereich von 1 bis 8, bei $p_L > 10 \text{ N/mm}^2$ wird $C_{\text{ü}} \gg 6$, wodurch die Ermittlung von $n_{\text{ü}}'$ sehr unsicher ist.

Überschlägig kann mit $C_{\text{ü}} = 1$ für gute Werkstattarbeit und geeignetem Werkstoff gerechnet werden, was eine zusätzliche Sicherheit bedeutet, da die tatsächliche $n_{\text{ü}}'$ dann normalerweise niedriger liegen dürfte. Empfohlen wird danach ein Drehzahlverhältnis $n/n_{\text{ü}}' \geq 3$ für $u \leq 3 \text{ m/s}$ und $n/n_{\text{ü}}' \geq u$ (als Zahlenwert) für $u > 3 \text{ m/s}$.

Da die mit der exakten Lösung ermittelte kleinste Schmierspalthöhe h_0 (s. Gl. (15.8)) in sehr enger Beziehung zur Oberflächenrauigkeit steht, ist es zweckmäßiger $n_{\text{ü}}'$ durch h_0 zu ersetzen und mit $h_0 > h_{0,zul}$ Flüssigkeitsreibung (Vollschrührung) nachzuweisen (vgl. 15.4.1-4). Die kleinste zulässige Schmierspalthöhe $h_{0,zul} \hat{=} h_{\min,zul}$ kann tatsächlich mit der ersten Berührung zwischen den Rauigkeitsspitzen von Welle und Lagerschale beschrieben werden, wobei es ohne Bedeutung ist, ob der Mischreibungsbeginn durch Drehzahlsenkung, Krafterhöhung oder Temperatursteigerung erreicht wird. Die Oberflächen sollen so gut hergestellt werden, dass nur eine kurze Einlaufzeit zum Erreichen der Vollschührung erforderlich ist (vgl. **Bild 15-3**).

15.3.3 Schmierstoffversorgung der Gleitlager

1. Schmierungsarten

Ölschrührung ist für Gleitlager aller Arten bei kleinen bis höchsten Drehzahlen und Belastungen vorherrschend. Vorwiegend werden Mineralöle verwendet. Angaben über Eigenschaften von ge normten Schmierölen (s. 15.1.4) enthält die Auswahl im **TB 15-8a**. Zusätze, z. B. von Molybdän disulfid, verbessern die Schmiereigenschaften durch Erhöhung der Haftfähigkeit und Glättung der Gleitflächen. Sie haben sich besonders bei Sparschrührung und hohen Temperaturen bewährt.

Fettschrührung wird nur bei Lagern mit sehr kleinen Drehzahlen und Pendelbewegungen sowie stoßartigen Belastungen angewendet, bei denen Flüssigkeitsreibung nicht zu erreichen ist; z. B. bei Pressen, Hebezeugen, Landmaschinen. Fett hat hierbei den Vorteil, sich besser und länger im Lager zu halten und gleichzeitig gegen Verschmutzung zu schützen. Verwendet werden Schmierfette nach DIN 51825 (s. **TB 15-8b**).

Wasserschrührung hat sich bei Lagern aus Holz, Kunststoffen und Gummi bewährt, z. B. bei Walzen- und Pumpenlagern. Vorteilhaft kann die etwa zwei- bis dreimal so hohe Kühlwirkung des Wassers gegenüber der des Öles bei hochbelasteten Walzenlagern sein.

Trockenschrührung mit Festschrüerstoffen wie Molybdän disulfid oder Graphit wird häufig bei hohen Temperaturen, zur Notlaufschrührung und zur einmaligen Schrührung bei langsam laufenden Lagern, bei Gelenken, Führungen und sonstigen Gleitstellen angewendet (vgl. unter 9.2.1). Die Festschrüerstoffe werden meist als Pasten, seltener in Pulverform, verwendet und direkt auf die Gleitflächen aufgetragen.

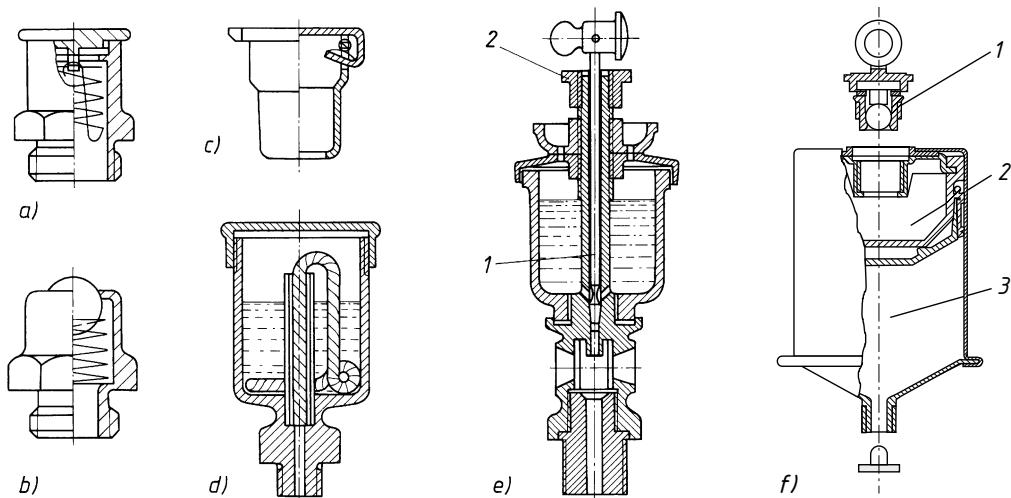
Lager ohne Fremdschrührung haben Gleitwerkstoffe wie Kunsthölzer (s. 15.3.1-2h), Kunststoffe als Verbundlager (s. 15.3.1-2e) oder Kombinationen von NE-Metallen verschiedener Härte, die selbst Schmiereigenschaften besitzen. In allen Fällen ist Verschleiß unvermeidbar und die Reibverlustleistung wird wegen $\mu \geq 0,3$ groß. Ihre Einsatzgrenzen werden durch die Wärmeleitfähigkeit und Wärmedehnung gesetzt.

Luft- bzw. Gasschmierung beschränkt sich wegen der nur geringen Belastbarkeit und der notwendigen relativ hohen Drehzahlen auf Lager für den Instrumenten- und Apparatebau wegen der geringen Reibungsverluste, sowie für Lager der pharmazeutischen, nahrungs- und genussmittelverarbeitenden Industrie, wenn keine Verunreinigungen durch Schmierstoffe auftreten dürfen. Gase (Luft, CO₂, N₂) sind jedoch kompressibel, d. h. ihre Dichte ist druckabhängig; außerdem steigt ihre Viskosität mit dem Druck und gering mit der Temperatur.

2. Schmierverfahren und Schmiervorrichtungen

Bei der *Durchlaufschmierung* kommt das Schmiermittel (Öl oder Fett) nur einmal zur Wirkung, da es die Gleitstelle nur einmal durchläuft und dann meist nicht wieder verwendet wird. Wegen der Unwirtschaftlichkeit wird diese Schmierung nur für gering beanspruchte, einfache Lager (Haushalts-, Büromaschinen und dgl.) verwendet und dort, wo andere Schmierverfahren nicht möglich sind (schwingende Lagerstellen, Gelenke) oder wo wegen Verunreinigung das Schmiermittel nicht wieder zu verwenden ist.

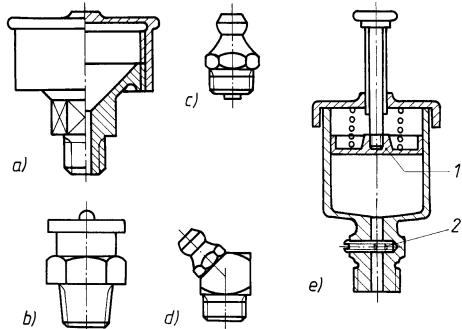
Öl-Schmiervorrichtung für Durchlaufschmierung: Handschmierung am einfachsten durch *offene Öllöcher* (Verschmutzungsgefahr!) oder durch *Öler* verschiedener Ausführungen nach DIN 3410 (**Bild 15-19a** bis **c**) für kurzzeitig laufende Lager. Selbsttätige Schmierung durch *Tropföler* (**Bild 15-19e**) mit sichtbarer regulierbarer Ölabbgabe: Durch Schwenken des Knopfes um 90° wird Nadel (1) gehoben und Zulauföffnung freigegeben; durch Drehen der Mutter (2) wird Hubhöhe der Nadel und damit Zulaufmenge des Öles eingestellt; ferner durch *Dochtöler* (**Bild 15-19d**), die die Saugfähigkeit eines Dochtes benutzen, um gleichzeitig kleine Ölmengen aus einem Gefäß zur Schmierstelle zu fördern und durch automatische Schmierstoffgeber: Der Spendedruck wird entweder durch eine elektrochemische Reaktion (**Bild 15-19f**: 1 Aktivierungsschraube mit Gaserzeuger, 2 Elektrolytflüssigkeit, 3 Öl bzw. Fett) oder durch einen elektromechanischen Antrieb erzeugt. Für kritische Schmierstellen können batteriebetriebene oder maschinengesteuerte Einzel- oder Mehrpunktsysteme mit elektronischer Zustandsüberwachung eingesetzt werden.



15

Bild 15-19 Öl-Schmiervorrichtungen. a) Einschraub-Deckelöler, b) Einschraub-Kugelöler, c) Einschlag-Klapptdeckelöler, d) Dochtöler, e) Tropföler, f) automatische Schmierstoffgeber (Werkbild)

Fett-Schmiervorrichtungen: *Staufferbüchse* nach DIN 3411 (**Bild 15-20a**) und *Schmiernippel* für Hand-, Fuß- und automatische Schmierpressen: *Kegelschmiernippel* (**Bild 15-20c** und **d**), mit formschlüssiger Verbindung zum Pressenmundstück, sollen gegenüber Flach- und Trichterschmiernippeln bevorzugt werden; *Fettbüchse* (**Bild 15-20e**) für selbsttätige Schmierung: Durch federbelastete Scheibe (1) wird das Fett ständig nachgedrückt, durch Regulierschraube (2) die Fettmenge eingestellt.

**Bild 15-20**

Fett-Schmiervorrichtungen.

- a) Staufferbüchse
- b) Flach-Schmiernippel
- c) und d) Kegel-Schmiernippel
- e) Fettbüchse

Bei der *Umlaufschmierung* wird das Schmiermittel durch ein Förderorgan fortlaufend der Schmierstelle zugeführt. Der Umlauf kann dabei so bemessen sein, dass das Schmiermittel nötigenfalls gleichzeitig zur Kühlung dient. Die Umlaufschmierung ist das gebräuchlichste Schmierverfahren bei Gleitlagern aller Art.

Schmiervorrichtungen für drucklose Umlaufschmierung: Bei Steh-, Flansch- und Einbaulagern mit mittleren Gleitgeschwindigkeiten (bis $u \approx 7 \dots 10 \text{ m/s}$) und waagerechten Wellen wird die *Ringschmierung* am häufigsten angewendet. Feste Schmierringe (bis $u \approx 10 \text{ m/s}$), die sich mit der Welle drehen, (**Bild 15-27b**) oder lose Schmierringe (bis $u \approx 7 \text{ m/s}$), die sich auf der Welle abwälzen (**Bild 15-27c**), fördern das Öl aus einem Vorratsraum an die Gleitflächen. Die diesen von den Ringen zugeführten Ölmengen lassen sich wegen der vielartigen Einflussgrößen (Ringabmessungen, Ölviskosität, Gleitgeschwindigkeit u. a.) nur schwer ermitteln. Grobe Anhaltswerte

Gleitgeschwindigkeit u in m/s	1	2	3	4	5	6
Ölvolumenstrom \dot{V} in dm^3/min	für losen Ring	0,13	0,16	0,17	0,18	0,18
	für festen Ring mit Abstreifer	0,45	0,38	0,33	0,3	0,28
						—

Bild 15-21 Anhaltswerte für den durch Schmierringe den Gleitflächen zufließenden Ölvolumenstrom

te aus Versuchen an bestimmten Lagern gibt **Bild 15-21**. Lose Schmierringe können nach DIN 322 bemessen werden. **TB 15-4** enthält die wichtigsten Abmessungen und Einbaumaße.

Die *Ölbadschmierung*, bei der die gleitenden Flächen in Öl laufen, wird oft bei Spurlagern und einbaufertigen Zweiringlagern ähnlich **Bild 15-28** verwendet. Bei der *Tauchschrührung* tauchen die zu schmierenden Teile in Öl ein und fördern oder schleudern es an die Schmierstelle; Anwendung bei Kurbellagern in Kurbelgehäusen und bei Zahnradgetrieben.

Die *Druckumlaufschmierung* mittels Kolben- oder Zahnradpumpen ist die sicherste und leistungsfähigste bei hochbelasteten Lagern von Turbinen, Generatoren und Werkzeugmaschinen. Sie kann für einzelne Lager oder als Zentralschmierung für ganze Maschinen ausgebildet sein, bei der mit einer Pumpe über einstellbare Verteiler oder durch einstellbare Einzelpumpen den Schmierstellen eine dosierte Schmierstoffmenge zugeführt wird. Der ablaufende Schmierstoff wird gesammelt und abgeleitet.

Weitere praktische Hinweise für die Schmierung von Gleitlagern enthält DIN 31692.

3. Schmierstoffzuführung

Zur Durchführung der Schmierung sind im Lagerkörper Bohrungen und Kanäle einzuarbeiten, die den Schmierstoff bis zum Gleitraum leiten. Im Gleitflächenbereich sind Schmierlöcher, Schmiernuten oder andere Freiräume vorzusehen, die den Schmierstoff im Gleitraum verteilen. Bei hydrodynamisch geschmierten Lagern soll der Schmierstoff stets außerhalb der belasteten Gleitflächenzone, in der Regel in einer Ebene senkrecht zur Lagerkraftrichtung zugeführt werden (s. 15.1.5-2 zu **Bild 15-8**).

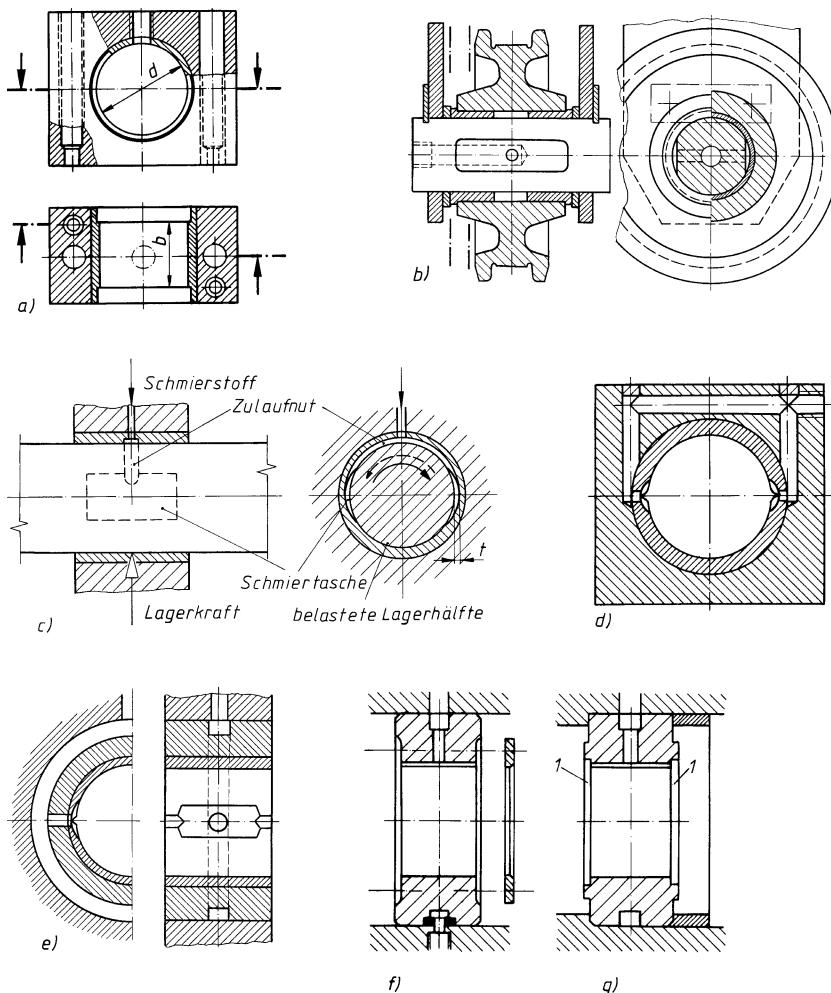


Bild 15-22 Schmierstoffzuführung. a) Blocklager mit Schmierloch, b) Laufrollenlagerung mit Schmiernut (Abflachung) im stillstehenden Bolzen, c) Lager mit Zulaufnut und zwei Schmiertaschen, d) Blocklager mit zwei Nuten durch Bohrungen an Zuführungsstelle angeschlossen, e) Lager mit Ringnut und zwei Schmiertaschen mit reduziertem Nutquerschnitt, f) Einbau-Loslager mit durchgehender Nut und Drosselring, g) Einbau-Festlager mit durchgehender Nut und Ringspalte 1 an den Lagerenden

15

Schmierlöcher können in Verbindung mit Schmiernuten bzw. mit Schmiertaschen für größere Schmierräume angebracht werden. Sie sind nach DIN ISO 12128 festgelegt (s. **TB 15-5**).

Oft genügt ein Schmierloch bzw. eine Schmiernut, stets an jenem Teil der Lagerung, der relativ zur Richtung der Lagerkraft stillsteht (vgl. **Bild 15-22a**, s. auch **Bild 9-17**). Wellen für Links- und Rechtslauf erhalten zwei Schmiertaschen mit Zulaufnut (vgl. **Bild 15-22c**), dsgl. sind bei geteilten Lagern zwei Schmiernuten an den Teilstücken zweckmäßig. Anzustreben ist dann, dass nur ein Anschluss für die Schmierstoffzufuhr vorhanden ist (vgl. **Bild 15-22d, e**). Reichlich gehaltene Nutquerschnitte (Schmiertaschen) sollen nahe dem Lagerrand auf etwa 1/4 reduziert werden, um ein druckloses Abfließen von Öl zu verhindern (vgl. **Bild 15-22e**). Durchgehende Nuten können auch mit anzuschraubendem Drosselring abgeschlossen werden (vgl. **Bild 15-22f**). Festlager erhalten zur ausreichenden Versorgung der Axialgleitflächen stets durchgehende Nuten, wobei Ringspalte am Außenrand oder dahinter Öl erfassen und dem austretenden Öl ein Hindernis bilden (vgl. **Bild 15-22g**).

15.3.4 Gestaltung der Radial-Gleitlager

Für die Gestaltung der Radial-Gleitlager sind die Art der Anordnung und die betrieblichen Verhältnisse maßgebend:

Ausführung als Augen-, Flansch- oder Stehlager je nach Anordnung (**Bild 15-25**); in geteilter oder ungeteilter Ausführung je nach Ein- und Ausbaumöglichkeiten, als Starr- oder Pendellager (**Bilder 15-27b** und **c**) je nach Fluchtgenauigkeit der Lagerstellen und der Größe der Wellendurchbiegung.

1. Lagerbuchsen, Lagerschalen

Der Lagerwerkstoff (vgl. 15.3.1) ist meist in Form ungeteilter Buchsen oder geteilter Schalen im Lagergehäuse untergebracht.

Buchsen werden in die Bohrungen ungeteilter Lagergehäuse eingepresst oder auch eingeklebt. Möglichst sind genormte Buchsen nach DIN 1850, Teil 3 bis 6 und DIN ISO 4379 (**Bild 15-23a**; Abmessungen s. **TB 15-2a**) bzw. für Flansch- und Augenlager nach DIN 8221 (**Bild 15-23c**) oder gerollte Buchsen nach DIN ISO 3547, Teil 1 bis 4 bzw. Einspannbuchsen nach DIN 1498 oder Aufspannbuchsen nach DIN 1499 für Lagerungen (vgl. 9.3.1-5 mit **Bild 9-9**) zu verwenden.

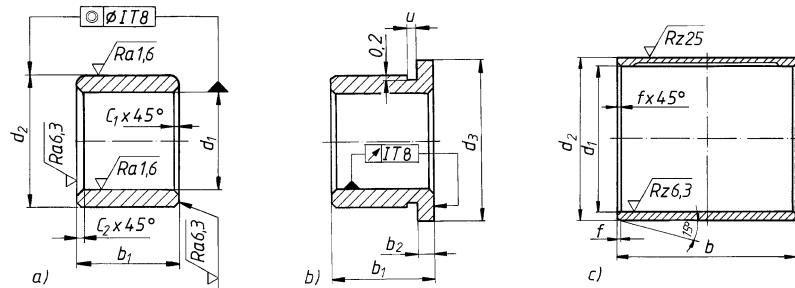


Bild 15-23 Lagerbuchsen. a) Gleitlagerbuchse DIN ISO 4379, Form C, b) Gleitlagerbuchse DIN ISO 4379, Form F, c) Buchse DIN 8221 für Gleitlager nach DIN 502, 503, 504 für $d_1 = 25 \dots 150$ mm

Nach DIN ISO 4379 gelten die Angaben für glatte, massive Buchsen (Form C) und Buchsen mit Bund (Form F) vor allem aus Cu-Guss- bzw. Knetlegierungen für die zum Einbau eine vereinbarte Einpressfase von 15° (Y) bzw. ohne Bezeichnung von 45° an den Enden angedreht wird. Für Buchsen aus Sintermetall, Kunstkohle und Kunststoff sind ähnliche Formen bei etwas anderen Abmessungen vorgesehen (DIN 1850-3 bis -6). Schmierlöcher, Schmiernuten und Schmiertaschen sind nach DIN 1591 (vgl. 15.3.3-3 mit **TB 15-5**) genormt. Ausführungsformen der Schmierstoffzuführung und -verteilung für Gleitlagerbuchsen s. DIN ISO 12128.

Buchsen meist aus G-CuSn7ZnPb für Flanschlager DIN 502 (2 Schrauben), DIN 503 (4 Schrauben) und Augenlager DIN 504 werden nach DIN 8221 (**Bild 15-23c**; s. Abmessungen **TB 15-2b**) gewählt (s. auch 15.3.4-2, **Bild 15-25**).

Lagerschalen können einbaufertig mit Lagerstützkörper aus Stahl (S235, C10, C15 u. a.) und Lagermetallausguss (z. B. PbSb15Sn10) gemäß DIN 38 (vgl. 15.3.1-2 Lagerwerkstoffe) ungeteilt nach DIN 7473 oder geteilt nach DIN 7474 bezogen werden. Sie werden ab Bohrung $d_1 = 50$ mm bis 710 mm, H7, als Loslager mit oder ohne Bund (Form A oder C, **Bild 15-24a**, **c**) oder als Festlager mit Bund (Form B, **Bild 15-24b**) mit Schmiertaschen nach DIN 7477 (Form K oder L) ausgeführt (Abmessungen siehe **TB 15-3**).

Für Stehlagergehäuse nach DIN 31 690 (vgl. **Bild 15-26c**) sind Lagerschalen ohne (Nr. 4) und mit Schmierringschlitz (Nr. 5) für Umlaufölschmierung bzw. mit Schmierringschlitz ohne Umlaufölschmierung (Nr. 6) ab $d_1 = 60 \dots 1120$ mm, H7, mit Lagermetallausguss genormt (**Bild 15-24d**). Bezeichnung für Nr. 5, $d_1 = 180$ mm: Lagerschale DIN 31 690-5×180 (Abmessungen s. Norm).

Oft werden Lagerschalen als Verbundlager (vgl. zu **Bild 15-13**) ausgebildet, z. B. mit Stützschale aus Stahl, Notlaufschicht aus G-CuPb-Legierung und Laufschicht (10 ... 30 µm) galvanisch aufgebracht (**Bild 15-24e**).

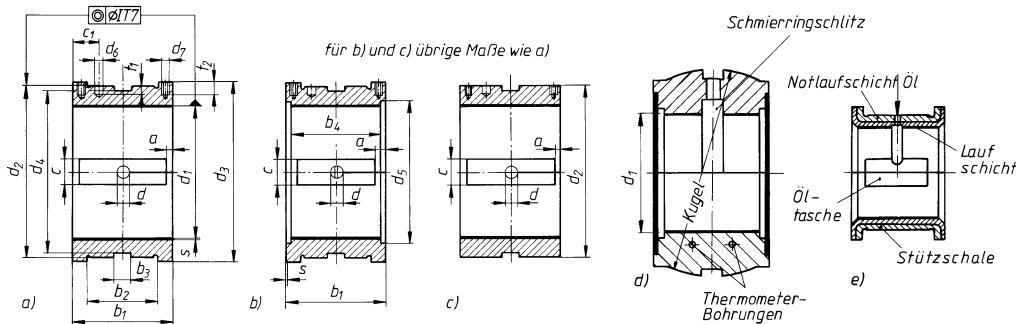


Bild 15-24 Lagerschalen (Maße und Bezeichnungen s. TB 15-3).

- a) Loslager mit Bund (links DIN 7473 ungeteilt, rechts DIN 7474 geteilt, Form A),
b) Festlager mit Bund (übrige Maße wie a), Form B,
c) Loslager ohne Bund (übrige Maße wie a), Form C,
d) Lagerschale für Gehäusegleitlager DIN 31690,
e) Mehrstoff-Lagerschale

2. Gestaltungsbeispiele

Die Konstruktion der Radiallager richtet sich nach den Anwendungen, aus denen sich bestimmte Bauformen entwickelt haben.

Zunächst seien die wichtigsten genormten Lager genannt:

Flanschläger, DIN 502, Befestigung mit 2 Schrauben (**Bild 15-25a**) Form A mit Buchse DIN 8221, Form B ohne Buchse, Bohrung $d_1 = 25 \dots 70$ (80) mm (Maße s. **TB 15-1a**) und DIN 503, Befestigung mit 4 Schrauben (**Bild 15-25b**) Form A mit Buchse DIN 8221, Form B ohne Buchse, Bohrung $d_1 = 35$ (45) $\dots 180$ mm (Maße s. **TB 15-1b**).

Augenlager, DIN 504 (**Bild 15-25c**) Form A mit Buchse DIN 8221 und Form B ohne Buchse, Bohrung $d_1 = 20 \text{ (25)} \dots 180 \text{ mm}$ (Maße s. **TB 15-1c**).

Deckellager L, DIN 505 (Bild 15-25d) Befestigung mit 2 Schrauben, Bohrung $d_1 = 25 \dots 150$ mm mit Lagerschale M aus G-CuSn-Legierung DIN EN 1982 (Maße s. TB 15-1d) und Deckellager A, DIN 506, Befestigung mit 4 Schrauben, Bohrung $d_1 = 80 \dots 300$ mm mit Lagerschale C aus G-CuSn-Legierung (Maße s. Norm). Alle Lagerkörper der genannten Lager sind, sofern nicht anders vereinbart, aus EN-GJL-200.

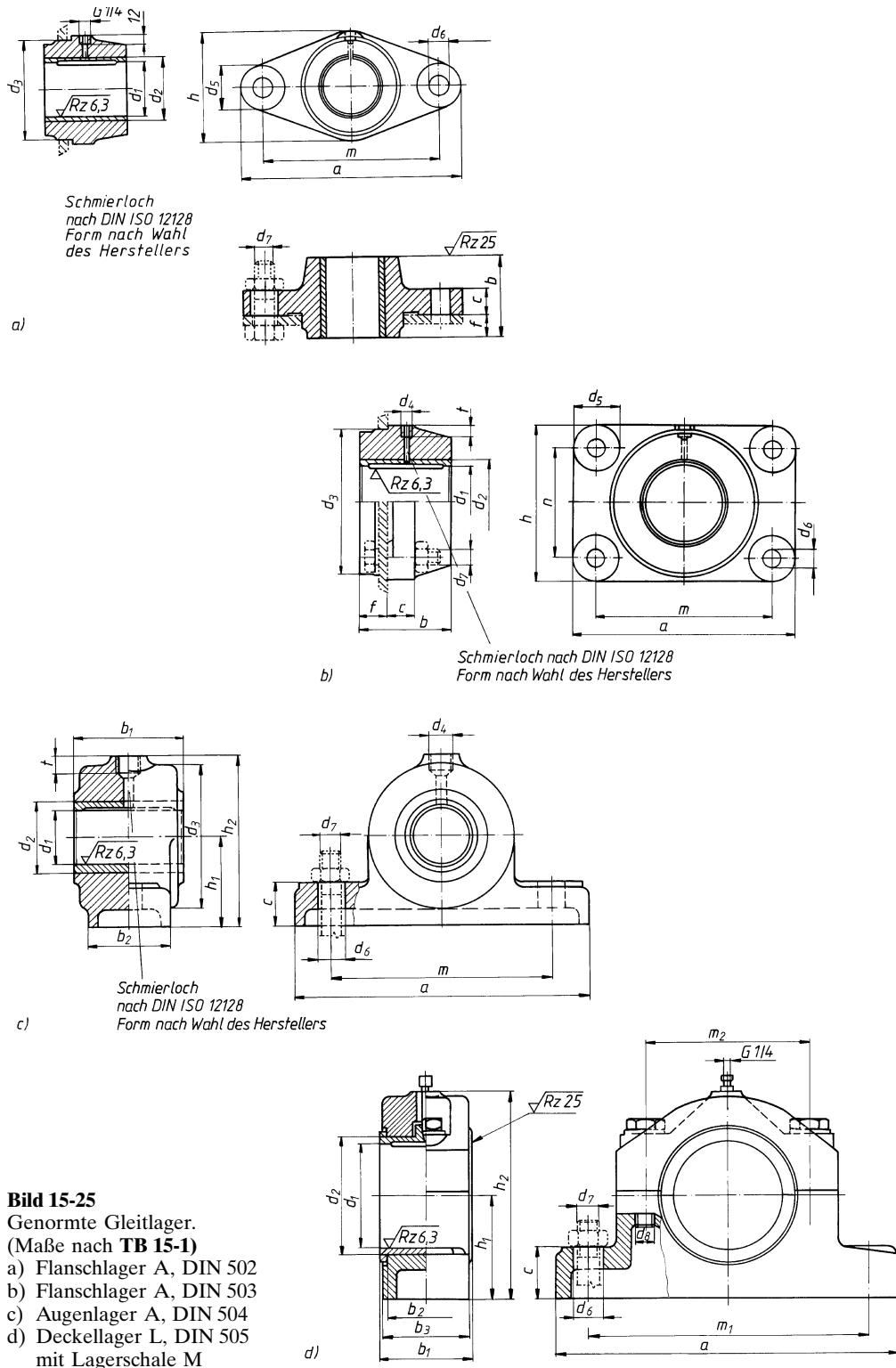
Ferner sind *Steh-Gleitlager* für den allgemeinen Maschinenbau DIN 118 (**Bild 15-26a**), Form G mittlere und Form K schwere Bauform für Wellendurchmesser $d_1 = 25 \dots (140) 180$ mm (Maße s. **TB 15-1e**) mit zugehöriger Sohlplatte DIN 189, $l_1 = 290 \dots 910$ mm (**Bild 15-26b**), sowie *Gehäusegleitlager* DIN 31 690 (**Bild 15-26c**) für Lagerschalen nach **Bild 15-24d** genormt (Maße für Wellendurchmesser $d_1 = 80 \dots 300$ mm s. Norm), die für Ring- und Umlaufölschmierung und mit oder ohne Kühlrippen ausgeführt werden.

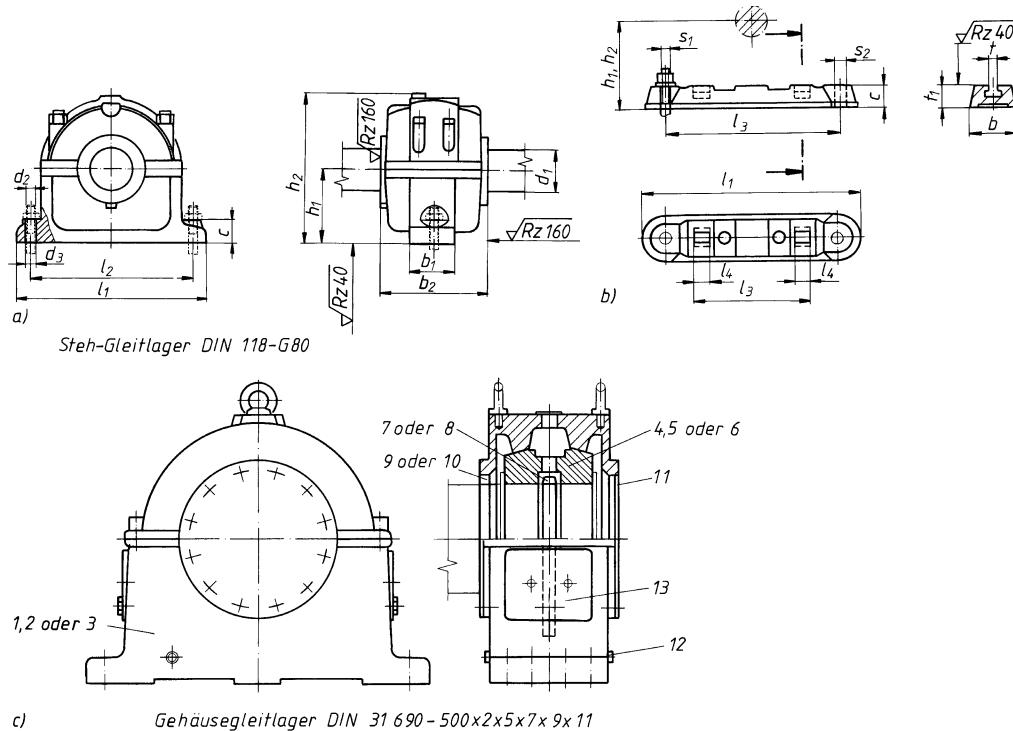
Als Konstruktionsbeispiel werden im **Bild 15-27** Lagerschalen DIN 7473 (vgl. **Bild 15-24a, b**) für die Wellenlagerung in einem Zahnradgetriebegehäuse gezeigt.

Ein *starres Stehlager* mit Schmierung durch festen Schmierring zeigt Bild 15-27b. Das Öl wird von dem mit der Welle umlaufenden Schmierring (1) durch Ölabstreifer (2) in Seitenräume (3) gefördert und tritt durch Löcher (4) zwischen die Gleitflächen. Ölfangrillen (5) fangen das seitlich ausströmende Öl ab und führen es wieder in den Vorratsraum zurück. Die Laufschicht besteht aus Blei-Zinn-Lagermetall (z. B. PbSb15Sn10 s. TB 15-6). Das Lager verlangt genau fluchtende Wellen.

Zum Ausgleich von Fluchtfehlern und zur Vermeidung von Kantenpressungen, wie sie sich bei der Lagerung langerer Wellen ergeben können, sind **Pendellager** (**Bild 15-27c**) angebracht. Das dargestellte Lager ist ein Ringschmielager mit losem Schmierring.

Ein **Einbau-Sintermetall-Lager** mit Vorratschmierung zeigt **Bild 15-28**. Die ballige Auflage der Sinterbuchse im Gehäuse gestattet den Ausgleich kleinerer Wellenverlagerungen. Der Wellenzapfen trägt eine gehärtete Stahlbuchse.



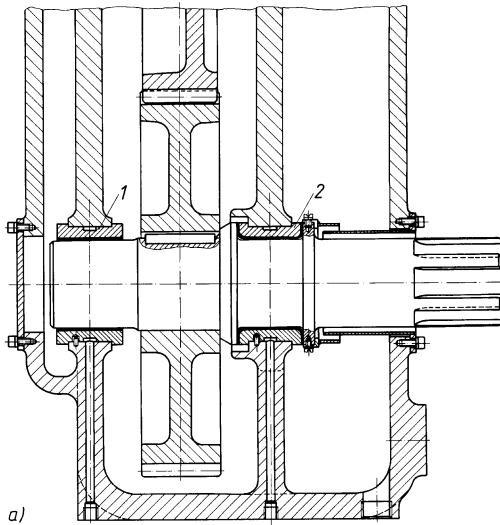


Lfd. Nr.	Benennung	Bemerkung
1	Stehlagergehäuse	ohne Kühlrippen, für Ringschmierung
2	Stehlagergehäuse	ohne Kühlrippen, für Umlaufölschmierung
3	Stehlagergehäuse	mit Kühlrippen, für Ringschmierung
4	Lagerschale	ohne Schmierringschlitz, für Umlaufölschmierung
5	Lagerschale	mit Schmierringschlitz, für Umlaufölschmierung
6	Lagerschale	mit Schmierringschlitz, ohne Umlaufölschmierung
7	Schmierring	ungeteilt
8	Schmierring	geteilt
9	Lagerdichtung	geteilt
10	Lagerdichtung	ungeteilt
11	Abschlussdeckel	ungeteilt
12	Verschluss schraube	DIN 908 nach Größe G1/2, G3/4
13	Ölstandanzeiger	nach Größe mit G1 1/4, G1 1/2, G2, G2 1/2, G3

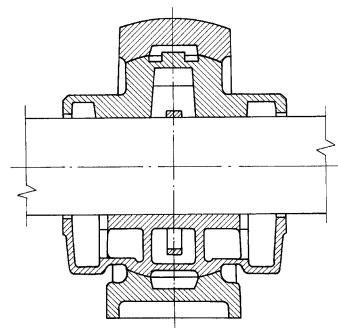
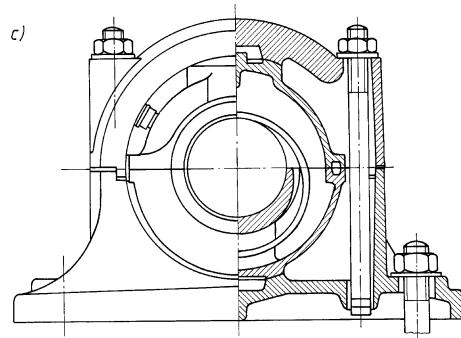
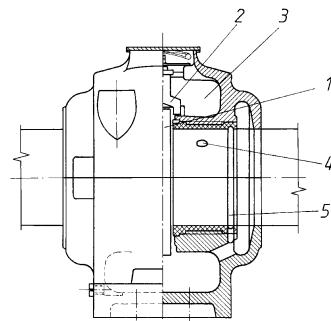
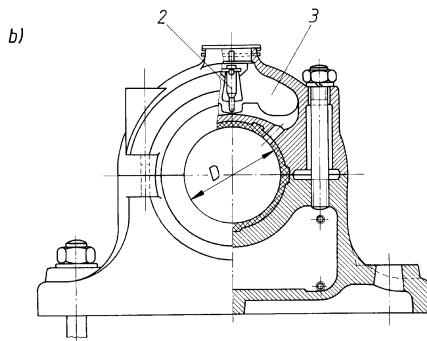
Bild 15-26 a) Steh-Gleitlager DIN 118 mit Bezeichnung, z. B. Form G, $d_1 = 80$ mm, b) Sohlplatte DIN 189 zu a gehörig, c) Gehäusegleitlager DIN 31 690 mit Stückliste und Bezeichnung, z. B. $d_1 = 500$ mm und lfd. Nrn. (s. auch Seiten- und Mittelflanschläger DIN 31 693 und DIN 31 694)

15

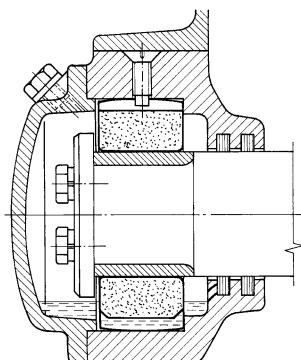
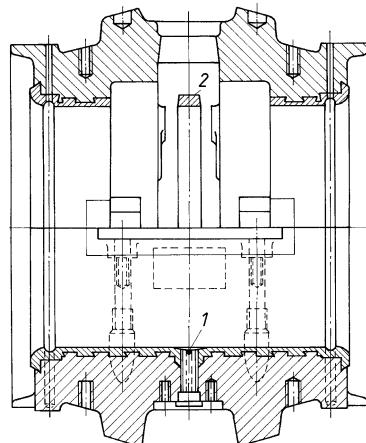
Zur Überwindung des kritischen Mischreibungsbereiches werden schwere Lager, z. B. von Turbinen und Generatoren, mit einer *Hochdruck-Anfahrvorrichtung* versehen (**Bild 15-29**). Vor dem Anlaufen wird Öl unter hohem Druck in die belastete Lagerhälfte (bei 1) gepresst, wodurch die Welle angehoben wird. Das Lager läuft mit *hydrostatischer Schmierung* an. Nach Erreichen der Übergangsrehzahl läuft es mit *hydrodynamischer Schmierung* (durch Schmierring 2) weiter, nachdem die Druckschmierung eingestellt ist.

**Bild 15-27**

- a) Getriebelager
1 Loslager, 2 Festlager,
beide mit Bund (DIN 7473)
- b) Starres Stehlager mit festem Schmierring,
- c) Pendellager mit losem Schmierring
DIN 322



Da bei hydrodynamisch geschmierten zylindrischen Gleitlagern die Wellenlage von der Größe der Lagerkraft und der Drehzahl abhängt (vgl. zu Bildern 15-6 und 15-16), und bei kleiner relativer Exzentrizität ($\epsilon \rightarrow 0$) selbst erregte Schwingungen entstehen können, muss bei hohen Drehzahlen n bzw. Umfangsgeschwindigkeiten u (bis über 100 m/s) das Lagerspiel relativ groß gewählt werden, da sonst die Erwärmung zu groß und e zu klein wird. Dadurch sinkt aber die Führungsgenauigkeit der Lager. Lagerungen mit erforderlicher Führungsgenauigkeit (z. B. bei

**Bild 15-28** Einbau-Sintermetall-Lager**Bild 15-29** Schweres Ringschmierlager mit Hochdruck-Anfahrvorrichtung

Werkzeugmaschinenspindeln, Turbinenwellen) und hoher Drehzahl werden daher als Mehrflächengleitlager (MF-Lager, vgl. auch zu **Bild 15-37**) ausgeführt. Angewendet werden meist zwei Bauformen: **MF-Lager mit eingearbeiteten Staufeldern** (**Bild 15-30a**), bei denen auf Grund der Druckentwicklung in den Staufeldern die Welle in ein Kraftfeld eingespannt ist, das nach außen nicht wirksam wird und auch im unbelasteten Zustand erhalten bleibt; im belasteten Zustand verändern sich diese stabilisierenden Drücke nur wenig. Vor den sichelförmigen Schmierspalten wird der Schmierstoff aus dem Gleitraum gedrängt, so dass der Schmierstoffdurchsatz höher als bei einfachen Lagern ist, wodurch bessere Kühlung erreicht wird. Somit können auch kleinere Lagerspiele gewählt werden. Von Firmen werden einbaufertige MF-Radiallager ohne und mit einseitigem oder beidseitigem Axiallager, ungeteilt oder geteilt bis $d_L = 30$ mm mit 3 Gleitflächen, über $d_L = 30$ mm mit 4 Gleitflächen für $b/d_L = 0,5; 0,75; 1$ geliefert, die der Maschinenkonstruktion angepasst werden können (**Bild 15-30b**). MF-Radialgleitlager mit optimal einstellbarem Lagerspiel haben sich bei der Forderung nach hoher Rundlaufgenauigkeit und Laufruhe bei Spindellagerungen bewährt, **Bild 15-30d**.

MF-Lager mit Kippsegmenten (**Bild 15-30c**) bestehen aus beweglichen Segmenten (Sg) aus C10 bzw. S235 mit Lagermetalldicke $s = 1 \dots 3,5$ mm und aus dem die Segmente führenden Käfig K aus G-AlSi8Cu3. Diese Teile bilden eine Einheit, so dass die Segmente nicht aus dem Käfig fallen. Im eingebauten Zustand stützen sich die Segmente mit ihrem Rücken in der Bohrung des Gehäuses ab. Der Kipp-Punkt ist in die Segmentmitte gelegt, so dass die Lager unabhängig von der Wellendrehrichtung verwendet werden können. Die Lagermaße entsprechen meist den Lagerschalen nach DIN 7474. Die Lager werden mit 4 (bzw. 5) Segmenten für normzahlgestufte Bohrungen $d = 50 \dots 400$ mm und $b/d_L = 0,75 \dots 1$ ausgelegt, wobei sich die Kraft im Wesentlichen auf einem oder auf zwei Segmenten abstützen kann. Umfangsgeschwindigkeiten bis über 100 m/s sind beherrschbar. Der Raum zwischen der Gehäusebohrung und der Welle wird zu einem Druckraum (Vordruck ca. 1 bar), durch den Frischöl unter Druck immer an einer Segmentlücke über eine Ringnut zugeführt wird (**Bild 15-30e**). In der Praxis liegt das Keinstspiel meist nicht über 1,5%.

15

15.3.5 Gestaltung der Axial-Gleitlager

Die einfachste Ausführung stellt das *Ring-Spurlager* mit ebener Kreisring-Lauffläche (s. **Bild 15-40**) dar. Diese Bauart ist nur für geringe Drehzahlen oder Pendelbewegungen geeignet (s. auch unter 15.4.2-1). Die Schmierung erfolgt meist mit Fett, bei mittleren Drehzahlen auch mit Öl (Ölbad oder Umlaufschmierung). Bei Umlaufschmierung wird das Öl durch die Mitte der Spurplatte zugeführt und tritt durch Radial- oder Spiralnuten zwischen die Gleitflächen (s. **Bild 15-31**). Flüssigkeitsreibung ist wegen fehlender Anstellflächen nicht zu erreichen.

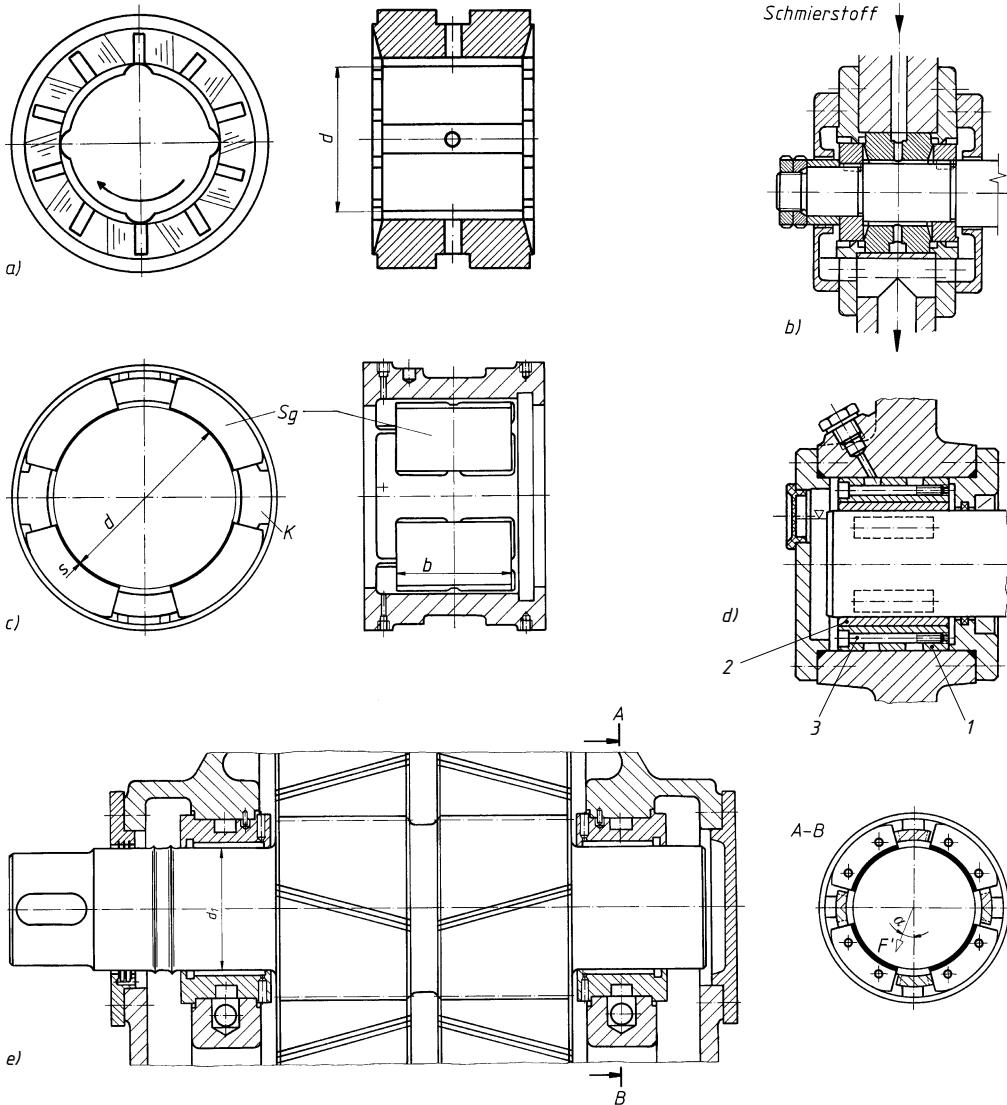


Bild 15-30 a) MF-Gleitlager mit beidseitigem Axiallager, b) Einbaubeispiel, c) Radial-Kippsegment-Gleitlager (Werkbild), d) spieleinstellbares Mehrflächen-Radialgleitlager (Bauart Spieth) mit Tauchschmierung, 1 profilierte Stahlhülse, 2 Lagerbuchse (Cu-Sn-Leg.), 3 Spannschrauben, e) Getriebe-Einbaubeispiel mit Kippsegment-Lagern (Werkbild)

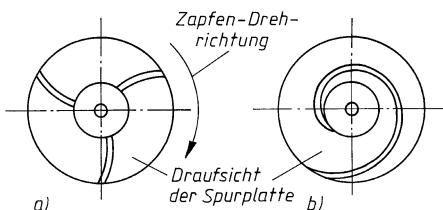
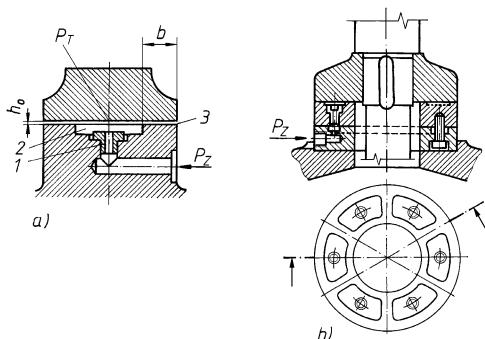


Bild 15-31
Anordnung der Schmiernuten bei Ring-Spurlagern.
a) Radialnuten
b) Spiralanuten

Um unabhängig vom Bewegungszustand Flüssigkeitsreibung auch bei veränderlichen Axialkräften zu erhalten, werden *hydrostatische Lager* ausgeführt (vgl. 15.4.2-1). Ohne den Pumpenzuführdruck bei Kraftänderung abzuändern, wird die in den Gleitraum mündende Bohrung als hydraulische Drossel (1) ausgebildet (**Bild 15-32a**), so dass $p_Z > p_T$ ist. Die Bauformen solcher Lager werden wesentlich durch die Ausbildung der Schmiertaschen bestimmt. Diese sind entlang einer ebenen Ringfläche am Wellenende angebracht (vgl. **Bild 15-41**). Für durchgehende Wellen können ringförmige Schmiertaschen angewendet werden, für die mit Rücksicht auf mögliche Schiefstellung der Welle mehrere Taschen mit je einer Drossel vorgesehen sind (**Bild 15-32b**).

**Bild 15-32**

Hydrostatische Lager.

- a) mit Eingangsdrossel 1; Schmiertasche 2; Gleitraumbereich 3; $b \approx 0,25d_a$ Gleitringbreite; Zuführdruck p_Z ; Taschendruck p_T ,
- b) für durchgehende Welle mit mehreren Eingangsdrosseln und Schmiertaschen

Hydrodynamische Schmierung wird für größere Axialkräfte und höhere Drehzahlen durch Einbau feststehender geschlossener *Axiallagerringe* mit eingearbeiteten Keilflächen (vgl. 15.4.2-2a mit **Bild 15-42**) erreicht. Die Fertigung (Feinkopieren) verlangt hohe Genauigkeit. Zwecks Einheitlichkeit und zur Vereinfachung der Berechnung sind diese flachen Scheiben nach DIN 31697 für Innendurchmesser $d_1 = 31,5 \dots 355$ mm gemäß R20, $d_1 = 375 \dots 500$ mm gemäß R40 festgelegt (**Bild 15-33a, c**). Druckflächen-Durchmesser d_2 , Außendurchmesser d_3 sind für verschiedene Ringhöhen h ebenfalls nach Normzahlen gestuft. Den Einbau eines Rings bei senkrechter Welle zeigt **Bild 15-33d**, den eines beiderseits wirkenden Rings bei waagerechter Welle **Bild 15-33e**. Aus Montagegründen werden sie auch geteilt ausgeführt (**Bild 15-33b**).

Um Fertigungsschwierigkeiten zu vermeiden, werden die meisten Axialgleitlager als Kippsegment-Lager ausgeführt (vgl. 15.4.2-2b mit **Bild 15-43**).

Die Einbaumaße der Segment-Axiallager sind nach DIN 31696, außenzentriert (Form A) oder innenzentriert (Form B) mit $d_1 = 100 \dots 355$ mm gemäß R20 und $d_1 = 375 \dots 1000$ mm gemäß R40 normzahlgestuft festgelegt (**Bild 15-34a**).

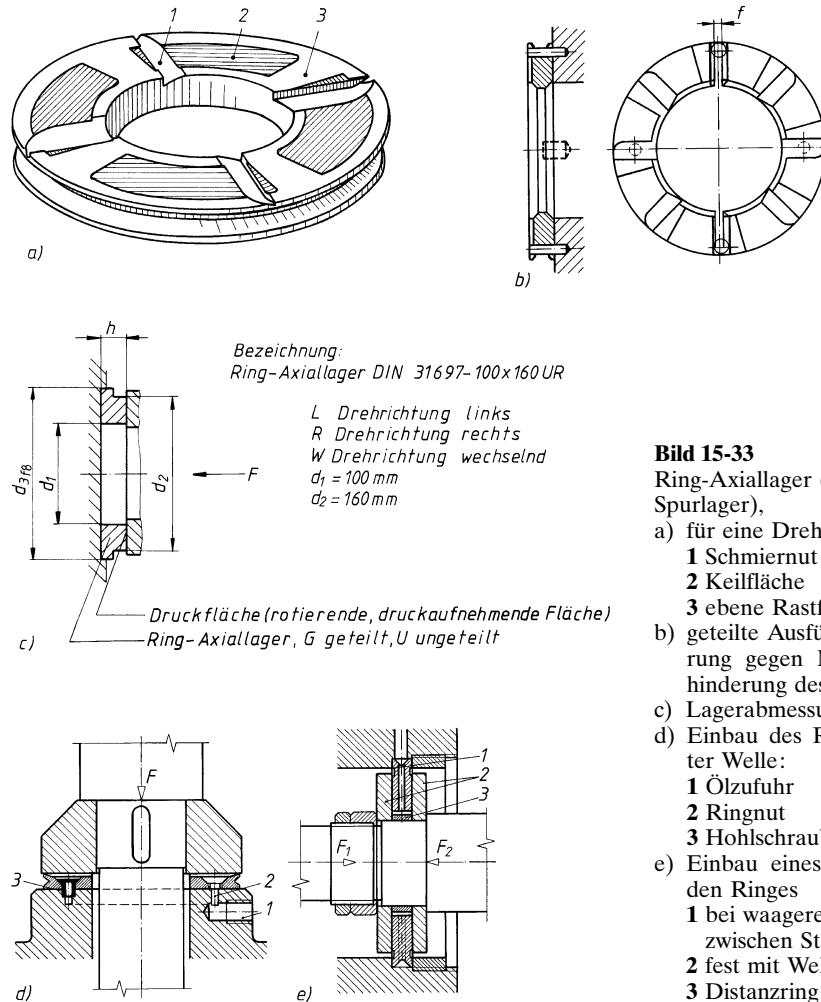
Bezeichnung mit $d_1 = 250$ mm, $d_2 = 400$ mm: Segment-Axiallager DIN 31696–A250×400 UR (vgl. **Bild 15-34a**). Die Abstützung der Segmente kann sehr verschieden sein.

Bei der Standardbauart sind die Segmente im Gehäuse oder auf einem Tragring (ungeteilt oder geteilt) mit Haltestiften befestigt (**Bild 15-34b**).

Alle Tragringe können mit Ausgleichsringen versehen sein (**Bild 15-34c**), damit bei der Montage Fertigungstoleranzen durch Nacharbeit ausgleichbar sind. Die meist ebenen Segmente bilden mit ihrer Halterung eine Einheit und werden mit Kippkanten oder mit gehärteten Kugeldruckstücken ausgeführt.

Die Getriebewelle im **Bild 15-34d** zeigt ein Radial- und Axiallager, dessen Kippsegmente mit Kugeldruckstücken versehen sind. Um die axiale Bewegungsmöglichkeit der Welle innerhalb eines gewissen Spiels zu begrenzen, wird das Axiallager mit Doppeltragring eingebaut.

Ein *kombiniertes Lager* für hohe Radial- und Axialkräfte in beiden Richtungen ist das Schiffswellenlager (**Bild 15-35**). Die Axialkraft wird vom Wellenbund (1) je nach Richtung auf einen der beiden Mehrgleitflächen-Druckringe (2) übertragen, die durch Tellerfedern (3) spielfrei gegen den Bund gedrückt werden. Bei diesem Lager benutzt man die Umlaufschmierung durch eine Pumpe. Das seitlich austretende Öl wird durch Spritzringe (4) und Filzringe (nicht dargestellt) abgefangen und aus dem Fangraum durch Rohre (5) in den Sammelraum (6) geführt.

**Bild 15-33**

Ring-Axiallager (Einscheiben-Spurlager),

- für eine Drehrichtung:
 - Schmiernut
 - Keilfläche
 - ebene Rastfläche
- geteilte Ausführung mit Stiftsicherung gegen Mitdrehen und Verhinderung des Ölaustritts (f)
- Lagerabmessung DIN 31697
- Einbau des Ringes bei senkrechter Welle:
 - Ölzufluhr
 - Ringnut
 - Hohlschraube
- Einbau eines beiderseits wirkenden Ringes
 - bei waagerechter Welle zwischen Stahllaufringen
 - fest mit Welle verbunden
 - Distanzring

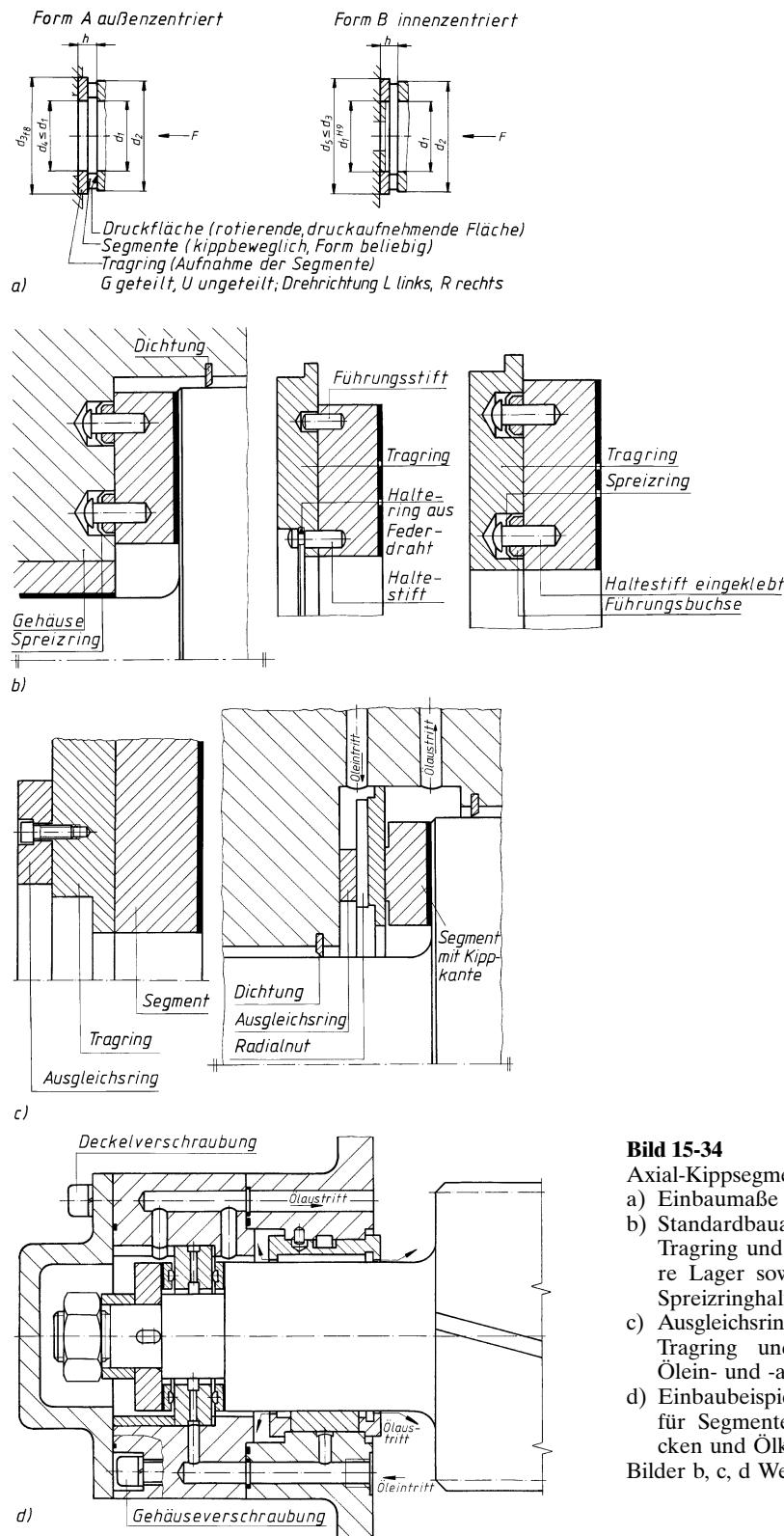
Zur Aufnahme höchster Axialkräfte (bis nahezu 10 MN!) bei senkrechten Wellen, z. B. von Wasserturbinen (Francis- und Kaplan-Turbinen), werden *Kippsegment-Lager* (**Bild 15-36**) eingesetzt. Der aus hochwertigem Stahl bestehende Laufring (1) ist mit dem auf der Welle festsitzenden Tragring (2) verschraubt. Die den Spurring bildenden Kippsegmente (3) aus Stahl mit einer Weißmetall-Lauffläche liegen kippbeweglich auf elastischen Unterlegscheiben, die auch gleichzeitig geringe Abweichungen der Höhenlage ausgleichen sollen. Durch die zwischen den „angestellten“ Segmentflächen und dem Tragring sich bildenden Schmierkeile entsteht nach Erreichen der Übergangsdrahlzahl Flüssigkeitsreibung.

Das Öl tritt nach Durchlaufen eines Kühlers durch den Filter (4) und die Düsen (5) ins Lager und läuft durch die Rohrleitung (6) der Pumpe zu (Umlaufschmierung).

15.3.6 Lagerdichtungen

Bei Gleitlagern erschwert die Seitenströmung das Eindringen von Fremdkörpern in das Lager. Trotzdem erfordert die betriebssichere Funktion eine ausreichende Abdichtung des Lagerinnenraumes.

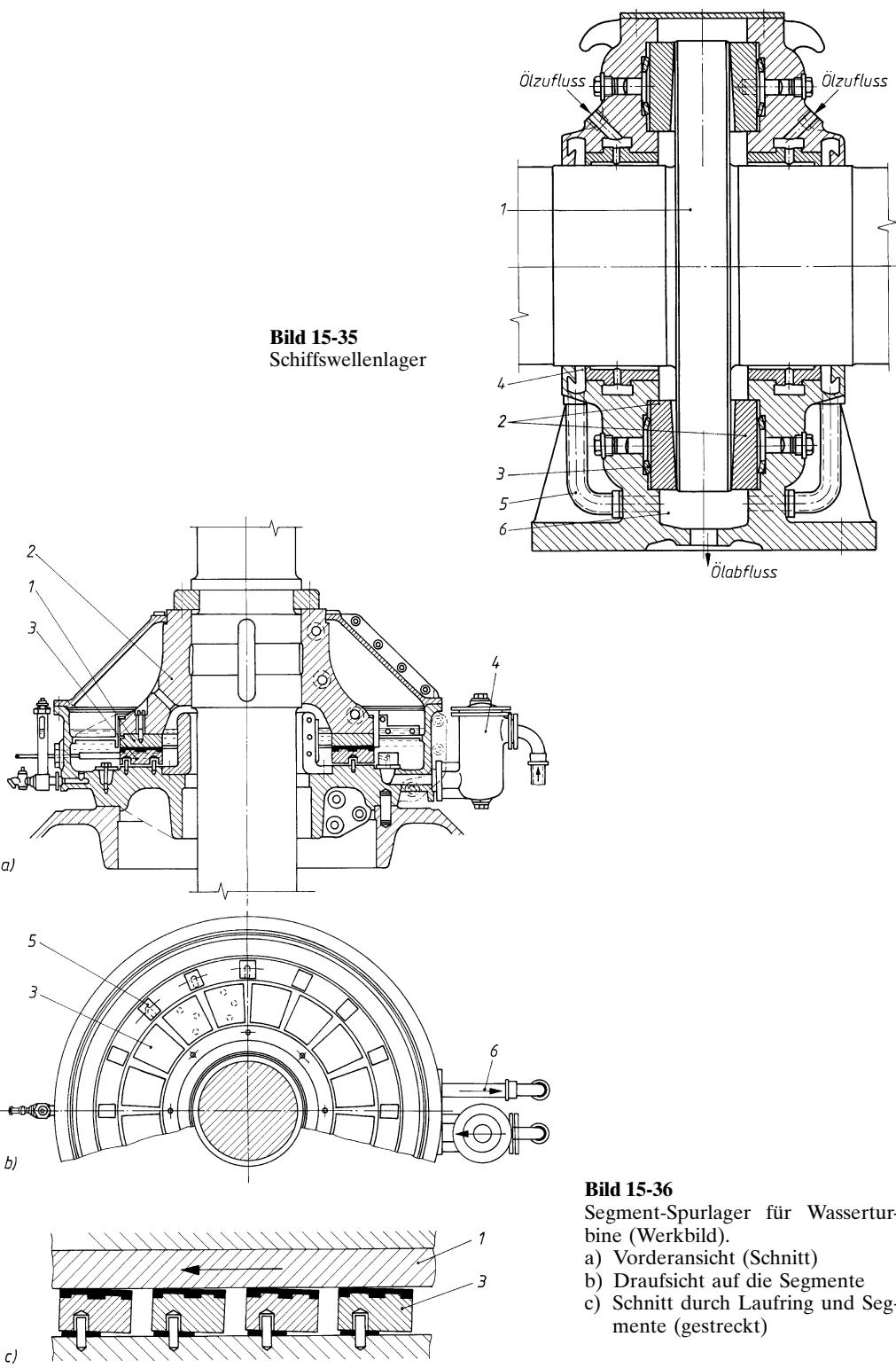
Das Wandern von Schmieröl entlang der Welle kann bereits durch einfache Maßnahmen verhindert bzw. erschwert werden, z. B. durch mitlaufende Spritzringe, durch scharfkantige Rillen



15

Bild 15-34

- Axial-Kippsegment-Lager.
- Einbaumaße nach DIN 31 696
 - Standardbauart ohne Tragring, mit Tragring und Halterung für kleinere Lager sowie mit Tragring und Spreizringhalterung
 - Ausgleichsring mit plangeläpptem Tragring und Konstruktion mit Öl ein- und -austritt
 - Einbaubeispiel mit Doppeltragring für Segmente mit Kugeldruckstücken und Ölkreislauf
- Bilder b, c, d Werkbilder



entlang der Welle, Ölfangrillen oder Kapillarringspalte am Ende der Lagerbohrung (z. B. (5) in **Bild 15-27b**).

Allen berührungsfreien Dichtungen ist gemeinsam, dass sie bei ruhender Welle undicht sind. Ihre volle Dichtwirkung erreichen sie erst oberhalb einer Mindestdrehzahl.

Bis zu mittleren Gleitgeschwindigkeiten werden die gleichen berührenden Dichtungen eingesetzt wie bei Wälzlagern, z. B. Radialwellendichtringe, V-Ringe und Filzringe.

Gebräuchliche Dichtungsausführungen s. Kapitel 19.

15.4 Berechnungsgrundlagen

15.4.1 Berechnung der Radialgleitlager

Die Berechnung wird grundsätzlich mit den numerischen Lösungen der reynoldsschen Differentialgleichung als Grundgleichung der hydrodynamischen Schmiertheorie im Sinne von DIN 31652 (zurückgezogen) für vollumschließende (360° -)Radiallager (Kreiszylinderlager) bzw. für halbumschließende (180° -)Radiallager bei Vollschmierung durchgeführt. Bei der Lösung wird u. a. vorausgesetzt, dass der im Abschnitt 15.1.4 erwähnte newtonsche Schubspannungsansatz gilt, wobei im Schmierspalt laminare Strömung ohne Änderung der Viskosität herrscht. Außerdem müssen die Gleitflächen vollkommen glatt und starr sein und der Schmierspalt über die Lagerbreite verläuft parallel (vgl. **Bild 15-9a**). Der Schmierstoffeintrittsdruck ist gering gegenüber dem mittleren hydrodynamischen Druck, so dass die infolge reiner Drehung der Welle fließende Schmierstoffmenge (Schmierstoffdurchsatz) der Gleitgeschwindigkeit proportional sein soll.

Unter Berechnung eines Lagers mit Flüssigkeitsreibung ist die rechnerische Ermittlung der Funktionsfähigkeit anhand von Betriebskennwerten (Relativwerte) aus den Lagerabmessungen und Betriebsbedingungen zu verstehen, wobei die Kennwerte mit zulässigen Werten verglichen werden.

Mit der Näherungslösung der reynoldsschen Gleichung ergeben sich Ähnlichkeitsgrößen, mit denen die Schmierspalthöhe, die Reibungszahl, die Wärmebilanz und der Schmierstoffdurchsatz ermittelbar sind. Bei gleichen Ähnlichkeitsgrößen hinsichtlich der Lagergröße, der Betriebsbedingungen und der Geometrie für verschiedene Betriebszustände haben Lager gleiche Betriebskennwerte. Aus den Ähnlichkeitsgrößen sind die Betriebskennwerte bestimmbar, die zur Beurteilung der Funktionsfähigkeit dienen.

1. Betriebskennwerte (Relativwerte)

Zweckmäßigerweise wird bei Berechnungen mit dimensionslosen Kennwerten, sogenannten Relativwerten, gearbeitet, die untereinander verknüpft Vereinfachungen mit Ähnlichkeitsgrößen ergeben.

Neben der relativen Lagerbreite gleich Breitenverhältnis b/d_L nach Gl. (15.3) werden folgende Relativwerte verwendet:

a) Relatives Lagerspiel

$$\text{allgemein} \quad \psi = \frac{s}{d_L} = \frac{d_L - d_W}{d_L} \approx \frac{d_L - d_W}{d_W} \quad (15.5)$$

Entsprechend dem Größt- und Kleinstspiel (vgl. 2.2.1) schwankt auch ψ zwischen einem Größt- und Kleinstwert. Bei einem zu erwartenden mittleren absoluten Lagerspiel $s = 0,5(s_{\max} + s_{\min})$ ist daher ψ gleichfalls als Mittelwert zu betrachten, die wie s von der Drehzahl n_W bzw. von der Gleitgeschwindigkeit u_W oder Winkelgeschwindigkeit ω_{eff} und von der spezifischen Lagerbelastung p_L (vgl. 15.3.2) abhängig ist.

Maßgebend für die Berechnung ist jedoch nicht das Einbau-Lagerspiel s_E (Fertigungsspiel, Kaltspiel) bei 20°C , sondern das Betriebslagerspiel s_B (Warmspiel) bei der effektiven dynamischen Viskosität η_{eff} zugrunde liegenden effektiven Temperatur $\vartheta_{\text{eff}} (>50^\circ\text{C})$, das je nach Lagerbauart und Werkstoff meist kleiner als s_E ist.

Hinweis: Für die Ermittlung des Einbau-Lagerspiels s_E müssen die unteren und oberen Abmaße der Lagerbohrung EI , ES bzw. der Welle ei , es bekannt sein. Damit ergeben sich $s_{E\max} = (d_L + ES) - (dw + ei)$ und $s_{E\min} = (d_L + EI) - (dw + es)$ für die Temperatur der Umgebungsluft $\vartheta_U = 20^\circ\text{C}$, so dass relativ $\psi_E = 0,5 \cdot (s_{E\max} + s_{E\min})/d_L$ ist. Die Lagerspieländerung Δs kann bei der effektiven Lagertemperatur ϑ_{eff} ermittelt werden:

$$\Delta s_{\max} = [(d_L + ES) \cdot \alpha_L - (dw + ei) \cdot \alpha_w] \cdot (\vartheta_{\text{eff}} - 20^\circ)$$

und

$$\Delta s_{\min} = [(d_L + EI) \cdot \alpha_L - (dw + es) \cdot \alpha_w] \cdot (\vartheta_{\text{eff}} - 20^\circ)$$

Hierbei bedeuten α_L der Längenausdehnungskoeffizient der Lagerschale bzw. des Lagergehäuses und α_w der Welle (Werte s. **TB 15-6** bzw. **TB 12-6b**). Das Betriebslagerspiel wird $s_{B\max} = s_{E\max} + \Delta s_{\max}$ und $s_{B\min} = s_{E\min} + \Delta s_{\min}$, womit sich das mittlere relative Betriebslagerspiel $\psi_B = 0,5(s_{B\max} + s_{B\min})/d_L$ berechnen lässt. Dsgl. ergibt sich $\psi_B = \psi_E + \Delta\psi$, wenn die Spieländerung $\Delta\psi = (\alpha_L - \alpha_w) \times (\vartheta_{\text{eff}} - 20^\circ)$ ist.

Da Δs jedoch wesentlich von der Gestaltung des Lagers abhängt (Lager mit freier Ausdehnungsmöglichkeit bzw. Lager in starren Maschinenrahmen), ist, insbesondere bei geringem Temperaturunterschied, zu überlegen, ob nicht aufgrund der Toleranzen das *Einbau-Lagerspiel gleich dem Betriebslagerspiel* zu setzen ist, zumal die Spieländerungsrechnung kaum wirklichkeitsgetreu ausfallen wird (vgl. 15.5, Beispiel 15.1). Bei dünnem Lagermetallausguss kann die Wärmeausdehnung der Schale vernachlässigt werden.

Die Werte des relativen Lagerspiels im Betriebszustand als Dezimalbruch schwanken etwa zwischen $\psi_B = 0,5 \cdot 10^{-3}$ bei großer F und niedriger n_W und $\psi_B = 3 \cdot 10^{-3}$ bei kleiner F und hoher n_W , also zwischen 0,5 % und 3 %; in erster Näherung genügt zunächst $\psi_B = 1 \cdot 10^{-3}$ bzw. 1 %.

Entsprechend den Erläuterungen zu **Bild 15-16** kann bei fehlenden Lagertoleranzen als Richtwert ein *mittleres relatives Einbau- bzw. Betriebslagerspiel* ψ_E bzw. ψ_B abhängig von der Umfangsgeschwindigkeit der Welle u_W in m/s vorgewählt werden:

ψ_E bzw. $\psi_B \approx 0,8 \sqrt{u_W} \cdot 10^{-3}$	ψ_E, ψ_B	u_W
	1	m/s

(15.6)

Dafür können bei vergleichbaren bewährten Ausführungen nach **TB 15-10a** die unteren Werte bei weichem Lagerwerkstoff (niedriger E -Modul) für relativ hohe p_L und niedriger η_{eff} sowie $b/d_L \leq 0,8$, die oberen Werte bei hartem Lagerwerkstoff (höherer E -Modul) für relativ niedrige p_L und hohe η_{eff} sowie $b/d_L \geq 0,8$ gewählt werden. Im Zweifelsfall sind die oberen Werte vorzuziehen.

Wird d_W berücksichtigt, kann ψ_E in % nach der Normzahl-Auswahlreihe 0,56 bis 3,15 % aus **TB 15-10b** erfahrungsgemäß gewählt werden. Im **TB 15-11** sind nach DIN 31 698 entsprechend ψ_E die Wellenabmaße sowie für H -Lagerbohrungen bei mittlerem Lagerspiel und arithmetischem Mittel des Nennmaßbereiches die erforderlichen Größt- und Kleinstspiele aufgeführt.

Hinweis: Werden ISO-Passungen zur Festlegung eines bestimmten Spiels benutzt, sollen die Toleranzfelder der Welle und Bohrung soweit auseinander liegen, dass in jedem Fall mindestens 80 % des angestrebten Spiels erreicht werden. Günstiger ist es, wenn die obere Grenze der Wellentoleranz um die Größe des erwünschten Spiels von der unteren Grenze der Bohrungstoleranz entfernt liegt. Dabei kann u. U. eine Überschreitung des angestrebten Spiels in Kauf genommen werden, solange es noch innerhalb der unter **TB 15-10a** angegebenen Grenze bleibt.

Die Streuungen von Toleranzfeldern für ISO-Passungen bei ψ_E ist im **TB 15-12** angegeben. Man erkennt, dass bei kleinem d_L und engem Lagerspiel Qualitäten erreicht werden, die kaum noch herstellbar sind. Die Spanne zwischen kleinstem und größtem Lagerspiel erfordert oft eine Nachprüfung des Betriebsverhaltens.

b) Relative Exzentrizität

Nach **Bild 15-6** bzw. **15-7** verlagert sich die Welle je nach Wellendrehzahl n_W bzw. Gleitgeschwindigkeit u_W oder Winkelgeschwindigkeit ω_{eff} um die Exzentrizität $e = 0,5 \cdot s - h_0$ mit

einem bestimmten Verlagerungswinkel β . Die relative Exzentrizität ist

$$\text{allgemein } \boxed{\varepsilon = \frac{e}{0,5 \cdot s} = \frac{e}{0,5 \cdot d_L \cdot \psi}} \quad (15.7)$$

Damit lässt sich aus $h_0 = 0,5 \cdot s - e$ durch Einsetzen von s aus Gl. (15.5) und e aus Gl. (15.7) für das relative Lagerspiel im Betriebszustand ψ_B die *kleinstes Schmierspalthöhe* ermitteln:

$$\boxed{h_0 = 0,5 \cdot d_L \cdot \psi_B (1 - \varepsilon) \cdot 10^3 \geq h_{0\text{zul}}} \quad \begin{array}{c|c|c} h_0, h_{0\text{zul}} & d_L & \psi_B, \varepsilon \\ \mu\text{m} & \text{mm} & 1 \end{array} \quad (15.8)$$

d_L Lagerdurchmesser (Nennmaß)

ψ_B relatives Lagerspiel (vgl. Gl. (15.5))

ε relative Exzentrizität (errechnet, meist $\varepsilon = f(So, b/d_L)$ aus **TB 15-13** ablesbar)

$h_{0\text{zul}}$ zulässiger Grenzrichtwert für h_0 in Abhängigkeit von d_W und u_W nach **TB 15-16** (beachte zugehörige Überschrift), sonst $h_0 > h_{0\text{zul}} \equiv h_{\min\text{zul}} = \Sigma(Rz + Wt)$ bei unverkanteter und nicht durchgebogener Welle

Gleichzeitig kann angenähert die Winkellage β° der h_0 bzw. in Bezug auf die Wirkungslinie der Lagerkraft F , d. i. der *Verlagerungswinkel* β° abhängig von ε und b/d_L , aus **TB 15-15a** und **b** bei ungestörtem Druckaufbau für reine Drehung entnommen werden (vgl. Erläuterungen zu **Bildern 15-6** und **15-7**). Für vollumschließende (360° -)Lager (a) und bei halbumschließenden (180° -)Lagern (b) sind unterschiedliche Winkel β° abzulesen (beachte Erläuterungen zu Gl. (15.9)).

c Sommerfeldzahl

Bei Vollschmierung ergibt sich bei reiner Drehung der Welle die Reibung nur aus den Verschiebekräften F_t gleich Reibungskräften F_R des Schmierstoffs am Wellenumfang.

Wird der Sonderfall angenommen, dass sich die Welle in einem 360° -Lager bei $n = \infty$ in der Lagermitte M befindet (vgl. Bild 15-6), dann ist der Schmierstoffdruck an jeder Stelle gleich, weshalb das Lager in diesem Betriebszustand kaum eine Kraft aufnehmen kann.

Aus dem allgemeinen newtonischen Schubspannungsansatz (vgl. 15.1.4) $\tau = F_t/A = F_t/(d \cdot \pi \cdot b)$ bzw. $\tau = \eta \cdot u/h$ bzw. mit $h = 0,5 \cdot s$ und $u = 0,5 \cdot d \cdot \omega$, wird $\tau = \eta \cdot \omega/\psi$, wenn nach Gl. (15.5) $\psi = s/d$ für den Nenndurchmesser d gilt. Die Reibungskraft ergibt sich daraus: $F_R \equiv F_t = \tau \cdot d \cdot \pi \cdot b = \eta \cdot (\omega/\psi) \cdot d \cdot \pi \cdot b$. Ist mit einer nur sehr geringen Lagerkraft F (bei sehr geringer Abweichung von der Lagermitte M) die Reibungszahl für Flüssigkeitsreibung $\mu = F_R/F \equiv F_t/F = F_t/(p \cdot b \cdot d)$ mit allgemein F aus Gl. (15.4), so erhält man nach Einsetzen von F_t die Petroffsche Gleichung: $\mu = \eta \cdot \omega \cdot d \cdot \pi \cdot b / (p \cdot b \cdot d \cdot \psi) = \eta \cdot \omega \cdot \pi / (p \cdot \psi)$. Als *Reibungskennzahl* gilt für den Sonderfall allgemein: $\mu/\psi = \eta \cdot \omega \cdot \pi / (p \cdot \psi^2)$ (vgl. zu d, Reibungskennzahl).

Aus der Reibungskennzahl kann mit $\mu/\psi = \pi/So$ eine dimensionslose Ähnlichkeitsgröße, die *Sommerfeldzahl* ermittelt werden, wenn Formelzeichen und Betriebskennwerte Anwendung finden:

$$\boxed{So = \frac{p_L \cdot \psi_B^2}{\eta_{\text{eff}} \cdot \omega_{\text{eff}}} = \frac{F \cdot \psi_B^2}{b \cdot d_L \cdot \eta_{\text{eff}} \cdot \omega_{\text{eff}}}} \quad \begin{array}{c|c|c|c|c|c} So, \psi_B & p_L & F & \eta_{\text{eff}} & \omega_{\text{eff}} & b, d \\ 1 & \text{N/mm}^2 & \text{N} & \text{Ns/mm}^2 & 1/\text{s} & \text{mm} \end{array} \quad (15.9)$$

p_L spezifische Lagerbelastung nach Gl. (15.4)

F Lagerkraft

ψ_B mittleres relatives Lagerspiel als Dezimalbruch bei ϑ_{eff} (s. zu Gl. (15.8))

η_{eff} effektive dynamische Viskosität bei ϑ_{eff} nach **TB 15-9**

$\omega_{\text{eff}} = 2\pi \cdot n_W$ effektive Winkelgeschwindigkeit

b, d_L Lagerbreite, Lagerdurchmesser

15

Die Sommerfeldzahl So als Lagerkennzahl ist für das Betriebsverhalten aller Radiallager kennzeichnend. Die einzelnen Größen spiegeln deutlich das hydrodynamische Druckverhalten und damit die Tragfähigkeit wieder:

$p_L \sim 1/\psi_B^2$, d. h. p_L ist proportional dem Quadrat des reziproken relativen Lagerspiels bzw. jede Spielverkleinerung wirkt sich quadratisch auf die Steigerung der Tragfähigkeit aus.

- $p_L \sim \eta_{\text{eff}}$, d. h. p_L ist proportional zur Viskosität bzw. jede η -Erhöhung ergibt eine Tragfähigkeitssteigerung.
- $p_L \sim \omega_{\text{eff}}$, d. h. p_L ist proportional der Winkelgeschwindigkeit (Drehzahl, Gleitgeschwindigkeit) bzw. jede Drehzahlerhöhung bringt eine Tragfähigkeitssteigerung.

Gleitlager sind danach hydrodynamisch ähnlich, wenn sie bei gleicher Lage des Schmierstoffeintritts (Schmiernut u. dgl.) die gleiche So und gleiches Breitenverhältnis b/d_L haben, d. h. gleiche h_0 im Verhältnis zum Lagerspiel und die gleiche Reibungskennzahl μ/ψ_B .

Die Temperatur des Schmierstoffs $\vartheta_{\text{eff}} \cong \vartheta_0$ einer Richttemperatur im Lager muss für den ersten Entwurf angenommen und aus ihr η_{eff} ermittelt werden (vgl. **TB 15-9**). Da die Lagerkraft F und die Wellendrehzahl n_w und damit ω_{eff} bekannt sind, kann So mit dem für den jeweiligen Anwendungsfall festgelegten ψ_B (vgl. zu Gl. (15.5) und Gl. (15.6)) bestimmt werden.

Mit So und b/d_L kann die relative Exzentrizität ϵ vollumschließender (360° -)Lager aus **TB 15-13a** bzw. **b** gefunden werden; dsgl. gilt auch näherungsweise für halbumschließende (180° -)Lager, da nur im Bereich niedriger ϵ mit geringen Abstrichen der Genauigkeit zu rechnen ist. Mit Hilfe von Gl. (15.8) ergibt sich dann die kleinste Schmierspalthöhe $h_0 \geq h_{0\text{zul}}$. Der Verlagerungswinkel $\beta^\circ = f(\epsilon, b/d_L)$ kann aus **TB 15-15** für 360° -Lager (a) und 180° -Lager (b) geschätzt werden.

Hinweis: Das Diagramm **TB 15-15b** ist auch für 360° -Lager zugrunde zu legen, bei denen die Schmierstoffzufuhr seitlich, d. h. um 90° gedreht zur Lastrichtung erfolgt, vgl. Bilder im TB 15-18b 3 bis 6, s. auch **Bild 15-22c, d**.

Schon aus dem ermittelten Wert der So kann ein Einblick in das Verhalten des Lagers gewonnen werden. Im Diagramm des **TB 15-13b** ist im Bereich B bei $So \geq 1$ und $\epsilon = 0,6 \dots 0,95$ ein störungsfreier Betrieb des Lagers gesichert. Im Bereich C bei $So > 10$ und $\epsilon = 0,95 \dots 1,0$ können bei normaler Oberflächenausführung wegen zu geringer h_0 bzw. zu kleiner relativer Spalt-höhe $h_0/(0,5 \cdot d_L \cdot \psi_B) = 1 - \epsilon \leq 0,4$ aus Gl. (15.8) Verschleißerscheinungen durch Mischreibung auftreten. Im Bereich A bei $So < 1$ und $\epsilon < 0,6$ bzw. $(1 - \epsilon) > 0,4$ sind wegen mangelhafter Radialführung der Welle durch Instabilität bedingte Störungen nicht ausgeschlossen. Für $So \leq 0,3$ kann die Welle im Lager zu Schwingungen durch Ölfilm-Wirbel (Oil-whip) angeregt werden, insbesondere bei Lagern mit geringer F und hoher n_w , wodurch die Zerstörung des Lagers eingeleitet wird. Eine Änderung kann durch Verkleinern des b/d_L (p_L wird erhöht!) oder/und von η_{eff} des Schmierstoffes erreicht werden; andernfalls müssen am Lagerumfang mehrere sichelförmige Schmierspalte angeordnet, d. h. Mehrflächengleitlager (MF-Lager, vgl. zu **Bild 15-30**) ausgeführt werden, deren Gleitraum mehrere Stauräume enthält, über denen sich Druckfelder ausbilden, die stabilisierend wirken (**Bild 15-37**). 4 bis 6 Staufelder bei MF-Lagern werden auch mit Kippsegmenten für Präzisionsmaschinen verwendet (s. zu **Bild 15-30c, d**).

Auf die Berechnung der Mehrflächengleitlager wird im Rahmen des Buches verzichtet. Geeignete Unterlagen finden sich in der Literatur (s. 15.6).

d) Reibungskennzahl

Die Viskosität η_{eff} des Schmierstoffes und damit seine Temperatur ϑ_{eff} ist von entscheidender Bedeutung für das Verhalten des Lagers. Die im Lager entwickelte Wärme ist eine Folge der an der mit ω_{eff} drehenden Welle wirkenden Verschiebekraft F_t , die durch η_{eff} des Schmierstoffes im Lager und außerdem durch den zu h_0 unsymmetrischen Druckaufbau hervorgerufen

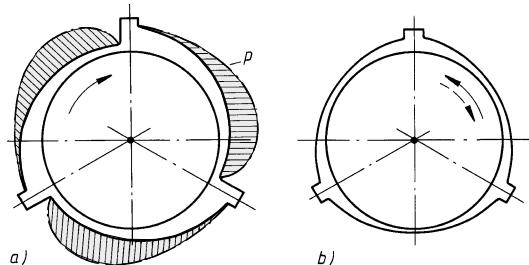


Bild 15-37

Gleitraumformen bei Mehrflächengleitlagern (schematisch).

- MF-Lager für eine Drehrichtung,
- MF-Lager für beide Drehrichtungen.

Herstellung der 2 bis 4 Staufelder durch besondere Arbeitsverfahren bei Spezialfirmen

wird. Somit gilt nicht mehr wie beim Sonderfall der zentrischen Wellenlage $\tau = \eta \cdot \omega / \psi$ (vgl. c, Sommerfeldzahl), sondern wegen der Exzentrizität $\tau = f(\eta \cdot \omega / \psi)$, woraus sich für die Reibungskennzahl $\mu / \psi = f(1/So)$ allgemein ergibt. Ist So und β bekannt wird

$$\frac{\mu}{\psi_B} = \frac{\pi}{So \cdot \sqrt{1 - \epsilon^2}} + \frac{\epsilon}{2} \cdot \sin \beta$$

für das 360° -Lager erreichbar oder kann abhängig von ϵ und b/d_L aus **TB 15-14** für das 360° -Lager (a) bzw. auch für das 180° -Lager (b) angenähert abgelesen werden. Durch Multiplikation des ermittelten Wertes mit ψ_B kann die Reibungszahl μ bestimmt werden.

*Hinweis: Im Gegensatz zum Hinweis unter c wird für 360° -Lager mit seitlicher Schmierstoffzuführ μ / ψ_B errechnet oder auch aus **TB 15-14a** angenähert abgelesen.*

Für ein bestimmtes Lager mit $\psi = \text{konstant}$ fallen alle Reibungskurven (vgl. zu **Bild 15-17**) in einer einzigen Kurve zusammen, wenn entsprechend Gl. (15.9) μ über $\eta \cdot \omega / p$ (dimensionslos!) aufgetragen wird (**Bild 15-38**). Die untere Betriebsgrenze ist durch die Nähe zum Ausklinkpunkt A für $(\eta \cdot \omega / p)_u$ mit $(\eta \cdot \omega / p)_{\min}$ gekennzeichnet. Bei störungsfreiem Betrieb wird sie für unveränderte Betriebsbedingungen bei sinkender η erreicht. Bei steigender η ist wegen zunehmender Reibungsverluste die obere Grenze $(\eta \cdot \omega / p)_{\max}$ gegeben, weil bei deren Überschreitung wärmebedingte Schäden der Lagerung nicht ausgeschlossen werden können.

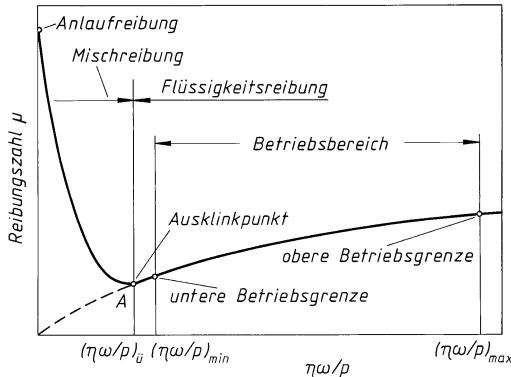


Bild 15-38
Reibungskurve und Betriebsbereich eines Gleitlagers (schematisch)

Mit der Reibungszahl μ als Dezimalbruch aus oder mit der Reibungskennzahl μ / ψ_B kann der im Beharrungszustand entstehende Wärmestrom, die *Reibungsverlustleistung* ermittelt werden:

$$P_R = \mu \cdot F \cdot u_W = \mu \cdot F \cdot \frac{d_W}{2} \cdot \omega_{\text{eff}} \approx \mu \cdot F \cdot d_W \cdot \pi \cdot n_W = (\mu / \psi_B) \cdot F \cdot d_W \cdot \pi \cdot n_W \cdot \psi_B \quad (15.10)$$

P_R	F	d_W	n_W	u_W	μ	ω_{eff}	ψ_B
Nm/s, W	N	m	1/s	m/s	1	1/s	1

- F Lagerkraft
 $u_W = d_W \cdot \pi \cdot n_W$ Wellenumfangsgeschwindigkeit
 $\omega_{\text{eff}} = 2\pi \cdot n_W$ effektive Winkelgeschwindigkeit
 d_W Wellendurchmesser
 ψ_B mittleres relatives Lagerspiel bei ϑ_{eff}

Wird in diese Gleichung allgemein für den Lager-Nenndurchmesser d aus Gl. (15.4) die Lagerkraft $F = p_L \cdot d \cdot b$ und darin für die spezifische Lagerbelastung $p_L = So \cdot \eta \cdot \omega / \psi^2$ entsprechend aus Gl. (15.9) eingesetzt, ergibt sich $P_R = (\mu / \psi) \cdot So \cdot b \cdot d^2 \cdot \eta \cdot \omega^2 / (2\psi)$.

Daraus ist erkennbar, dass P_R für ein statisch belastetes Radiallager mit ω^2 und der 3. Potenz der linearen Lagerabmessungen ($b \cdot d^2$) steigt.

Für bestimmte Anwendungen ist es zweckmäßig, wenn die Reibungskennzahl $\mu / \psi_B = f(1/So, b/d_L)$ dargestellt wird (vgl. **TB 15-14c** für vollumschließende Lager). Damit kann festgelegt werden,

dass die Abhängigkeit vom Breitenverhältnis b/d_L nur geringfügig ist; außerdem ist erkennbar, dass sich für statisch leicht belastete Lager, mit z. B. $So = 0,1$, recht hohe μ/ψ_B -Werte ergeben, während hoch belastete Lager, mit $So = 10$, niedrige μ/ψ_B -Werte aufweisen.

Die im Lager entstehende P_R wird im Gleitraum in Wärme umgesetzt, die nach außen abgeführt werden muss, damit sich im Beharrungszustand keine unzulässig hohe Temperatur einstellt.

2. Wärmebilanz

Beim Betrieb eines Lagers mit Flüssigkeitsreibung erhöht sich die Temperatur im Schmierstoff so lange, bis die Wärmeabgabe nach außen der Reibungsverlustleistung P_R entspricht. Die Reibungswärme geht durch Konvektion (Mitführung) vom Schmierstoff teils in die Lagerschale (Buchse), teils in die Welle, von wo sie in das Lagergehäuse und an dessen Oberfläche bzw. an die freie Wellenoberfläche geleitet und von dort durch Konvektion und Strahlung an die Umgebung abgegeben wird. Dabei stellt sich die Temperatur sowohl im Schmierstoff als auch im Lager auf einen bestimmten mittleren Wert ϑ_L ein, der den zulässigen Wert $\vartheta_{L,zul}$ entsprechend dem Lagerwerkstoff und dem gewählten Schmierstoff nicht überschreiten darf (vgl. **TB 15-17**). Diese mittlere Temperatur ergibt sich aus der Wärmebilanz, d. h. aus dem Wärmegleichgewicht zwischen den im Lager entstehenden und den aus dem Lager abgeföhrten Wärmestromen. Entsprechend Gl. (15.10) gilt allgemein

$$P_R = P_a + P_c \quad (15.11)$$

Darin sind für die Praxis ausreichend genau (nach Newton) der über das Lagergehäuse und die Welle durch Konvektion ab geführte Wärmestrom

$P_a = \alpha \cdot A_G (\vartheta_m - \vartheta_U)$	P_a	α	A_G	ϑ_m, ϑ_U
	Nm/s, W	Nm/(m ² · s · °C); W/(m ² · °C)	m ²	°C

(15.12)

$$\alpha = 15 \dots 20$$

effektive Wärmeübergangszahl zwischen Lagergehäuse und Umgebungsluft bei freier Konvektion, d. h. Luftgeschwindigkeit bis $w = 1,2$ m/s. Der untere Wert gilt für Lager im Maschinenverband

$$\alpha = 7 + 12\sqrt{w}$$

Erfahrungswert bei Anblasung des Gehäuses mit $w > 1,2$ m/s, wobei w in m/s und α in W/(m² · °C)

$$A_G = \pi[0,5(d^2 - d_L^2) + d \cdot b_L]$$

wärmeabgebende äußere Oberfläche für zylindrische Lager mit Lageraußendurchmesser d (Gehäusedurchmesser), Lagerinnen durchmesser d_L (Nennmaß), Lagerbreite b_L (Gehäusebreite) für Stehlager mit Gesamthöhe H und Breite (Gehäuselänge) L (z. B. **Bild 15-26a**: $H \hat{=} h_2, L \hat{=} b_2$)

$$A_G = \pi H(L + 0,5H)$$

für Lager im Maschinenverband (z. B. Turbinenlager) mit Lagerbreite b und Lagerinnendurchmesser d_L

$$A_G \approx 20b \cdot d_L$$

mittlere Lagertemperatur

$$\vartheta_m \hat{=} \vartheta_L$$

üblich 20 °C, Temperatur der Umgebungsluft

$$\vartheta_U = -20^\circ \dots + 40^\circ \text{C}$$

15

und der vom Schmierstoff ab geführte Wärmestrom

$P_c = \dot{V} \cdot q \cdot c (\vartheta_a - \vartheta_e)$	P_c	\dot{V}	$q \cdot c$	ϑ_a, ϑ_e
	Nm/s, W	m ³ /s	N/(m ² · °C); J/(m ³ · °C)	°C

(15.13)

$$\dot{V} = \dot{V}_D + \dot{V}_{pZ}$$

der gesamte Schmierstoffdurchsatz, wenn \dot{V}_D der Schmierstoffdurchsatz infolge Förderung durch Wellendrehung und \dot{V}_{pZ} der Schmierstoffdurchsatz infolge Zufuhrüberdrucks p_Z bedeuten (vgl. 15.4.1-3, Schmierstoffdurchsatz) für die raumspezifische Wärme üblicher Wert; genauere Werte nach **TB 15-8c** für bekannte Angaben

$$q \cdot c = 1,8 \cdot 10^6$$

Schmierstoff-Austrittstemperatur, sonst schneller Ölalterung (chemische Veränderung – Minderung durch Additive)

$$\vartheta_a \leq 100^\circ \text{C}$$

Schmierstoff-Eintrittstemperatur je nach Lagerbauart und Ausführung des Ölkühlers

$$\vartheta_e = 30^\circ \dots 80^\circ \text{C}$$

Hinweis: Der Vorgang der Wärmeübertragung vom Schmierstoff über die Lager- und Wellenteile an die Umgebung ist erheblich verwickelter. Die vereinfachte Betrachtung zum Wärmeübergang reicht jedoch in der Praxis aus, wenn angenommen wird, dass die im Schmierstoff vorhandene Temperatur ϑ_{eff} zur Ermittlung der So-Zahl zwischen ϑ_e und ϑ_a liegen dürfte und dass zwischen ϑ_{eff} und der Lagertemperatur ϑ_L ein Temperaturgefälle vorhanden ist.

Zur Ermittlung der Lagertemperatur ϑ_m wird unterschieden

a) Natürliche Kühlung

Die Wärme wird durch Konvektion und Strahlung an die umgebende Luft abgegeben. Aus Gl. (15.12) ergibt sich mit Gl. (15.11) für $P_R = P_a$ die *Lagertemperatur*

$$\boxed{\vartheta_L \hat{=} \vartheta_m = \vartheta_U + \frac{P_R}{\alpha \cdot A_G}} \quad \begin{array}{c|c|c|c} \vartheta_L, \vartheta_m, \vartheta_U & P_R & \alpha & A_G \\ \hline ^\circ C & Nm/s; W & Nm/(m^2 \cdot s \cdot ^\circ C) & m^2 \end{array} \quad (15.14)$$

Da das Temperaturgefälle im Lager erfahrungsgemäß gering ist, kann auch $\vartheta_L = \vartheta_{\text{eff}}$ gesetzt werden. Da die So-Zahl nach Gl. (15.9) mit η_{eff} bei ϑ_{eff} bestimmt wird, ist beim Entwurf zunächst eine Richttemperatur $\vartheta_0 \hat{=} \vartheta_{\text{eff}} = \vartheta_U + \Delta\vartheta = 40^\circ \dots 100^\circ \text{C}$ (üblich $\Delta\vartheta \approx 20^\circ \text{C}$) anzunehmen. Die Richttemperatur muss dann so lange geändert werden, bis der Unterschied zwischen der neuen Richttemperatur $\vartheta_{0\text{neu}} = (\vartheta_{0\text{alt}} + \vartheta_m)/2$ und dem absoluten Wert $|\vartheta_m - \vartheta_0| \leq 2^\circ \text{C}$ beträgt, d. h. die Richttemperatur nahezu mit dem Ergebnis $\vartheta_L \approx \vartheta_0$ übereinstimmt (vgl. Berechnungsschema Bild 15-39 bzw. Beispiel 15.1, Lösung d). Bei höherer η_{eff} kann jeweils mit $\psi_B = \psi_E + \Delta\psi$ gerechnet werden (s. Hinweis zu 15.4.1-1a).

Dieses Rechenverfahren wird Iteration genannt, d. h. aus der Näherungslösung einer Gleichung wird durch wiederholte Anwendung des gleichen Rechenverfahrens eine Folge von Näherungswerten gewonnen, die der Lösung immer näher kommen.

Danach muss geprüft werden, ob $\vartheta_L \leq \vartheta_{L\text{zul}}$ ist (vgl. TB 15-17). Wird $\vartheta_L > \vartheta_{L\text{zul}}$, kann durch Wahl eines anderen Schmierstoffs oder durch Konstruktionsänderung versucht werden die Betriebsfähigkeit zu erreichen.

Andernfalls ist eine zusätzliche Kühlung erforderlich.

b) Rückkühlung des Schmierstoffs

Beträgt der durch natürliche Kühlung ab geführte Wärmestrom $P_a < 0,25P_R$, kann P_a gegenüber P_c vernachlässigt werden, was eine zusätzliche Sicherheit bedeutet. Die Wärmeabfuhr erfolgt mittels Druckumlaufschmierung durch den Schmierstoff. Somit ergibt sich aus Gl. (15.13) mit Gl. (15.10) und (15.11) für $P_R = P_c$ die *Lagertemperatur*

$$\boxed{\vartheta_L \hat{=} \vartheta_a = \vartheta_e + \frac{P_R}{\dot{V} \cdot \varrho \cdot c}} \quad \begin{array}{c|c|c|c} \vartheta_L, \vartheta_a, \vartheta_e & P_R & \dot{V} & \varrho \cdot c \\ \hline ^\circ C & Nm/s; W & m^3/s & N/(m^2 \cdot ^\circ C); J/(m^3 \cdot ^\circ C) \end{array} \quad (15.15)$$

P_R	Reibungsverlustleistung nach Gl. (15.10)
\dot{V}	gesamter Schmierstoffdurchsatz (vgl. unter Gl. (15.13) sowie Gl. (15.18))
$\varrho \cdot c = 1,8 \cdot 10^6$	raumspezifische Wärme (s. zu Gl. (15.13))
ϑ_e, ϑ_a	Schmierstoff-Ein- und -Austrittstemperatur (s. zu Gl. (15.13))

15

Zunächst wird, wie zu Gl. (15.14), eine Richttemperatur $\vartheta_0 \hat{=} \vartheta_{a0} = \vartheta_e + \Delta\vartheta$ angenommen, wenn üblich $\Delta\vartheta \approx 20^\circ \text{C}$, so daß mit $\vartheta_{\text{eff}} = 0,5(\vartheta_e + \vartheta_{a0})$ für η_{eff} aus TB 15-9 gerechnet wird. Damit ergibt sich $\vartheta_L \approx \vartheta_0$. Bei Abweichung ϑ_0 von ϑ_a ist mit $\vartheta_{a0\text{neu}} = 0,5(\vartheta_{0\text{alt}} + \vartheta_a)$ und $\vartheta_{\text{eff}} = 0,5(\vartheta_e + \vartheta_{a0\text{neu}})$ für η_{eff} zu rechnen und durch Iteration die Temperatur so lange zu ändern, bis der absolute Wert $|\vartheta_{a0} - \vartheta_a| \leq 2^\circ \text{C}$ beträgt. Für ϑ_{eff} kann jeweils mit $\psi_B = \psi_E + \Delta\psi$ gerechnet werden (vgl. 15.5, Beispiel 15.2, Lösung a bzw. s. Hinweis zu 15.4.1-1a); s. allgemeines Berechnungsschema Bild 15-39.

Bei großer Lagerkraft und hoher Drehzahl wird zweckmäßig mit $\vartheta_{\text{eff}} = (2\vartheta_a + \vartheta_e)/3$ bis $\vartheta_{\text{eff}} = \vartheta_a$ gerechnet.

Danach muß wieder geprüft werden, ob $\vartheta_L \leq \vartheta_{L\text{zul}}$ ist (vgl. TB 15-17). Wird $\vartheta_L > \vartheta_{L\text{zul}}$ und $h_0 < h_{0\text{zul}}$ (vgl. zu Gl. (15.8)), ist das Lager neu zu dimensionieren, ein anderer Schmierstoff oder zusätzliche Kühlung erforderlich. Durch Vergrößerung der Lageroberfläche mit Kühlrippen

pen kann die Wärmeabgabe wesentlich gesteigert werden, so dass ein Schmierstoffkühler außerhalb des Lagers gespart wird. In manchen Fällen wird auch mittels eines Gebläses durch Erhöhung der Luftgeschwindigkeit w (s. zu Gl. (15.12)) die Wärmeübergangszahl α verbessert (s. auch zu Gl. 15.18)).

3. Schmierstoffdurchsatz

Soll der dem Lager zugeführte Schmierstoff zur Abführung eines Teils der Lagerreibungswärme benutzt werden, muss die Größe des Schmierstoffdurchsatzes bekannt sein.

Jedes Lager hat schon einen natürlichen Schmierstoffdurchlauf, wenn der unter dem Druck des tragenden Schmierfilms seitlich herauströmende Schmierstoff im weitesten Schmierspalt wieder zufließt kann (Seitenfluss, vgl. vor **Bild 15-9**). Für den durch Wellendrehung geförderten Schmierstoff lässt sich für ein vollumschließendes (360° -)Lager eine dimensionslose Kennzahl, der *bezogene* bzw. *relative Schmierstoffdurchsatz* $\dot{V}_{D\text{rel}} = \dot{V}_D / (d_L^3 \cdot \psi_B \cdot \omega_{\text{eff}}) = 0,25[(b/d_L) - 0,223(b/d_L)^3] \cdot \varepsilon$ errechnen. Für halbumschließende (180° -)Lager gelten Werte aus **TB 15-18a**. Daraus ergibt sich der *Schmierstoffdurchsatz infolge Förderung durch Wellendrehung (Eigen-druckentwicklung)*

$$\dot{V}_D = \dot{V}_{D\text{rel}} \cdot d_L^3 \cdot \psi_B \cdot \omega_{\text{eff}} \quad \begin{array}{c|c|c|c|c} \dot{V}_D & \dot{V}_{D\text{rel}} & d_L & \psi_B & \omega_{\text{eff}} \\ \hline \text{m}^3/\text{s} & 1 & \text{m} & 1 & \text{s}^{-1} \end{array} \quad (15.16)$$

d_L Lagerinnendurchmesser (Nennmaß)

ψ_B mittleres relatives Betriebslagerspiel bei η_{eff} (s. 15.4.1-1a unter Hinweis)

ω_{eff} effektive Winkelgeschwindigkeit

$\dot{V}_{D\text{rel}}$ relativer Schmierstoffdurchsatz: $\dot{V}_{D\text{rel}} = 0,25[(b/d_L) - 0,223(b/d_L)^3] \cdot \varepsilon$

Wird ein Lager zu heiß, d. h. ist die Lagertemperatur $\vartheta_L > \vartheta_{L\text{zul}}$, muss ϑ_L durch Erhöhung des Schmierstoffdurchsatzes herabgesetzt werden. Dies geschieht dadurch, dass dem Lager der Schmierstoff durch eine Pumpe unter einem Zuführüberdruck p_Z zugeführt wird. Der Schmierstoff fließt zum größten Teil gleich aus der Lageroberschale ab, wird also nicht für den Druckaufbau benötigt.

Auch für diesen Fall lässt sich eine dimensionslose Kennzahl, der *bezogene* bzw. *relative Schmierstoffdurchsatz* infolge Zuführdruck $\dot{V}_{pZ\text{rel}} \approx \dot{V}_{pZ} \cdot \eta_{\text{eff}} / (d_L^3 \cdot \psi_B^3 \cdot p_Z)$ bestimmen. Entscheidend ist dabei jedoch die Art der Schmierstoffzufuhr und -verteilung, die Einfluss auf das betriebssichere Arbeiten des Lagers hat (vgl. 15.1.5-2).

Je nach Art des Zuführungselementes, d. h. Schmierlöcher, Schmiernuten (Ringnut) und Schmiertaschen (s. 15.3.3-3) ergeben sich unterschiedliche $\dot{V}_{pZ\text{rel}}$ -Werte, die nach **TB 15-18b** (entsprechend DIN 31 652-2) errechnet werden können.

Damit wird unter vereinfachender Berücksichtigung des Verlagerungswinkels β (s. unter Gl. (15.8)) der *Schmierstoffdurchsatz infolge Zuführdrucks*

$$\dot{V}_{pZ} = \frac{\dot{V}_{pZ\text{rel}} \cdot d_L^3 \cdot \psi_B^3 \cdot p_Z}{\eta_{\text{eff}}} \quad \begin{array}{c|c|c|c|c|c} \dot{V}_{pZ} & \dot{V}_{pZ\text{rel}} & d_L & \psi_B & \eta_{\text{eff}} & p_Z \\ \hline \text{m}^3/\text{s} & 1 & \text{m} & 1 & \text{Pa s} & \text{Pa} \end{array} \quad (15.17)$$

d_L, ψ_B wie zu Gl. (15.16)

η_{eff} effektive dynamische Viskosität bei ϑ_{eff}

p_Z Schmierstoffzuführdruck, üblich $p_Z = 0,05 \dots 0,2 \text{ MPa}$ ($0,5 \dots 2 \text{ bar}$)

$\dot{V}_{pZ\text{rel}}$ relativer Schmierstoffdurchsatz nach **TB 15-18b**

Bei vollumschließenden (360° -)Lagern mit Druckschmierung ist dann der *gesamte Schmierstoffdurchsatz*

$$\dot{V} = \dot{V}_D + \dot{V}_{pZ} \quad (15.18)$$

vgl. zu Gl. (15.13) bzw. Gl. (15.15)

Da der Schmierstoffdurchsatz bei schnelllaufenden, hochbelasteten Lagern mit Druckumlaufschmierung größer ist als bei Lagern mit natürlicher Kühlung, kann die Lagertemperatur ϑ_L in

erträglichen Grenzen gehalten werden, wenn der abfließende Schmierstoff in einem außerhalb des Lagers liegenden Kühler rückgekühlt wird (vgl. nach Gl. (15.15) und (15.16)). Damit der Viskositätsabfall dann nicht zu groß wird, soll die Temperaturdifferenz $(\vartheta_a - \vartheta_e) = 10^\circ \dots 15^\circ \text{C}$, maximal 20°C betragen. Entsprechend Gl. (15.15) ist der Kühlöldurchsatz $\dot{V}_k = P_R / (\varrho \cdot c \cdot (\vartheta_a - \vartheta_e))$ in m^3/s , wenn P_R in Nm/s und für $c \cdot \varrho = 1670 \cdot 10^3 \text{ N}/(\text{m}^2 \cdot {}^\circ\text{C})$ zunächst als Mittelwert eingesetzt wird.

4. Berechnungsgang

Die Berechnung der Funktionsfähigkeit statisch belasteter Radial-Gleitlager im hydrodynamischen Betrieb beschränkt sich auf zylindrische Lager, insbesondere voll-(360°), aber auch halb- (180°) umschließend, bei denen keine Störeinflüsse wie Unwuchten, Schwingungen, Formabweichungen durch die Fertigung, Montagegenauigkeiten, Schmierstoffverschmutzung u. dgl. vorhanden sind.

Vorausgesetzt werden Vollschmierung und Steifigkeit der Gleitpartner; ferner soll eine Bewegung senkrecht zu den Gleitflächen, die sich der Wellendrehung überlagert und einen zusätzlichen Verdrängungsdruck im Schmierfilm erzeugt, unberücksichtigt bleiben. Die Schmierstoffzufuhrstelle soll so angeordnet sein, dass der Druckaufbau im Schmierstoff nicht gestört wird (vgl. **Bilder 15-7 bis 15-10**).

Meist werden die Lagerkraft F , die Betriebsdrehzahl n_w und die Temperatur der Umgebungsluft ϑ_U (notfalls geschätzt) bekannt sein. Vielfach ist auch die Schmierstoffsorte (Viskositätsklasse) nicht frei wählbar und als gegeben anzusehen.

In der Praxis wird der erforderliche Wellendurchmesser d_w nach Berechnung, Konstruktion oder freier Wahl bestimmt. Mit dem Lagerbohrungsdurchmesser d_L und dem Wellendurchmesser d_w müssen die Fertigungstoleranzen und Oberflächenrauigkeiten bekannt sein, weil sie zu einer Beeinflussung des Lagerspiels (vgl. 15.4.1-1a) führen und die Tragfähigkeit, die Reibung sowie die Erwärmung (vgl. 15.1.5-2) beeinträchtigen.

Mit einem gewählten Breitenverhältnis b/d_L (vgl. 15.3.2) und den konstruktiven Außenabmessungen des Lagers liegt auch die wärmeabgebende Fläche des Lagers A_G fest (vgl. zu Gl. (15.12)). Nach Festlegung des Gleitlagerwerkstoffes (vgl. 15.3.1) wird die Berechnung meist in Form einer Nachprüfung für die gegebene Konstruktion durchgeführt. Nachgeprüft wird

- zunächst die *mechanische Beanspruchung* mit $p_L \leq p_{L,zul}$ nach Gl. (15.4), vgl. 15.3.2.
- danach die *thermische Beanspruchung* (Wärmebilanz, vgl. 15.4.1-2), wobei zunächst der einfache Fall der Wärmeabfuhr durch Konvektion (natürliche Kühlung) untersucht wird (vgl. Gln. (15.12) und (15.14)). Dafür wird eine Richttemperatur ϑ_0 für ϑ_{eff} angenommen, mit der die effektive dynamische Viskosität η_{eff} nach **TB 15-9** zu ermitteln ist.

Mit dem mittleren relativen Betriebslagerspiel ψ_B (vgl. 15.4.1-1a) und den übrigen Lagerdaten lässt sich der wichtigste Kennwert So nach Gl. (15.9) ermitteln (vgl. 15.4.1-1c). Für So und b/d_L kann aus **TB 15-13** die relative Exzentrizität ϵ (vgl. 15.4.1-1b) gefunden werden. Abhängig von ϵ und b/d_L ergibt sich aus der Reibungskennzahl μ/ψ_B rechnerisch mit geschätztem β° nach **TB 15-15** oder angenähert aus **TB 15-14** die Reibungszahl μ , womit die Reibungsverlustleistung P_R aus Gl. (15.10) errechnet wird. Die Lagertemperatur $\vartheta_L \cong \vartheta_m$ kann durch Iteration nach Gl. (15.14) ermittelt werden bis $\vartheta_L \approx \vartheta_0$ erreicht und $\vartheta_L \leq \vartheta_{L,zul}$ ist. Der dazu erforderliche Schmierstoffdurchsatz \dot{V}_D infolge Wellendrehung wird nach Gl. (15.16) ermittelt.

Ist die natürliche Kühlung nicht ausreichend, muss Druckumlaufschmierung vorgesehen werden (s. zu Gln. (15.13) und (15.15)).

- die *Verschleißgefährdung*, wobei nachzuweisen ist, dass nach Gl. (15.8) $h_0 \geq h_{0,zul} = \Sigma(Rz + Wt)$ ohne Einlauf bzw. $h_{0,zul} = \Sigma Ra$ nach Einlauf (vgl. Erläuterungen zu **Bild 15-17**) ist.

Soll ein Lager in mehreren Betriebszuständen laufen, so ist der auf die Dauer ungünstigste Betriebszustand nachzuprüfen.

Das Berechnungsschema im **Bild 15-39** erleichtert den Ablauf der Rechnung bei der Nachprüfung (s. auch 15.5, Berechnungsbeispiele – Grundbeispiele 15.1 und 15.2). Eine Umstellung des Berechnungsablaufs ist jedoch ohne weiteres möglich.

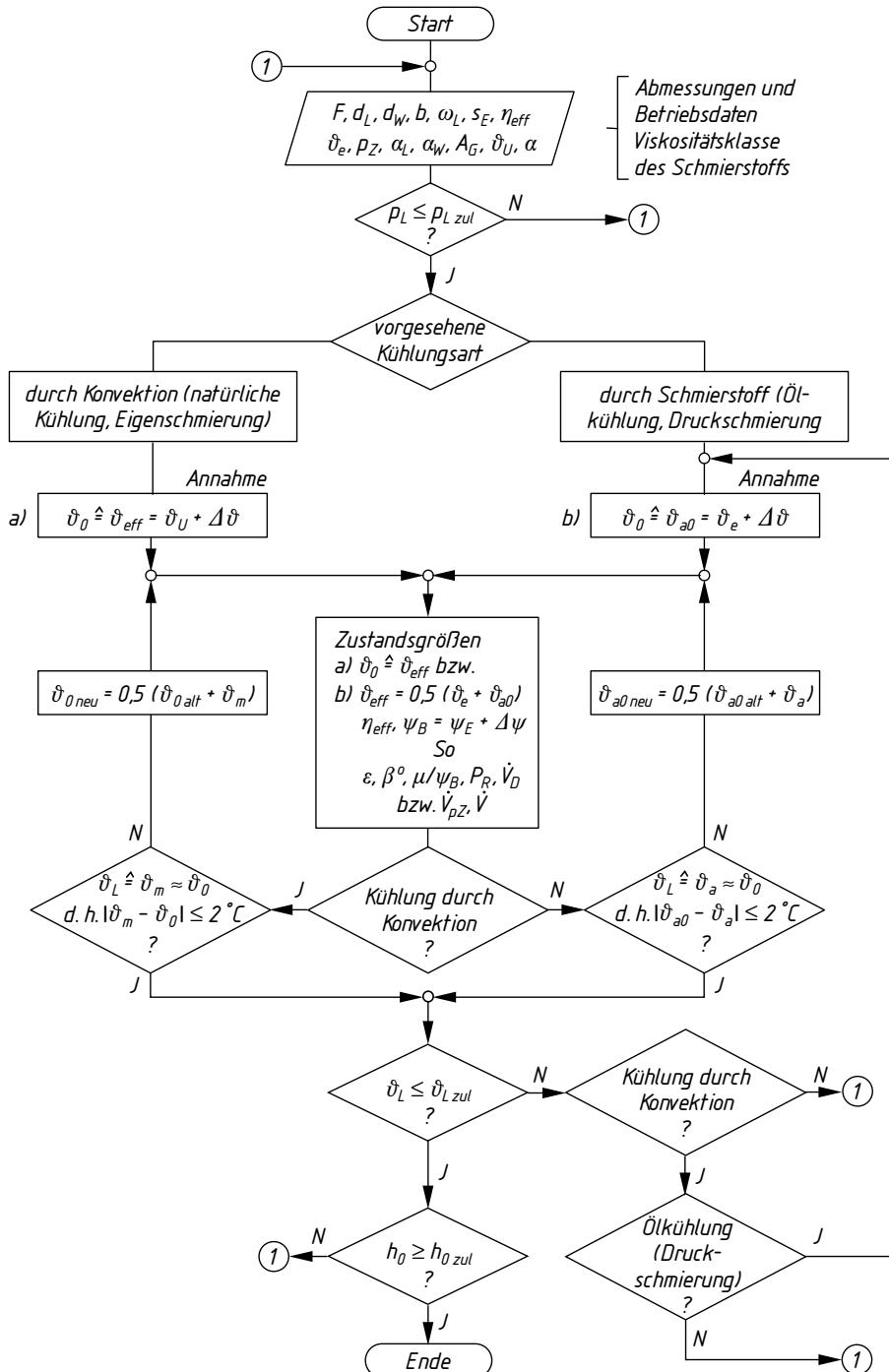


Bild 15-39 Berechnungsschema für hydrodynamische Radialgleitlager im stationären Betrieb mit Angabe der Gleichung (Gl.) bzw. des Abschnitts im Lehrbuch (L.) und Tabellenbuch (TB)

Hinweis: Lager, bei denen sich eine Nut über 180° am Umfang mit Nutbreite b_{Nut} erstreckt, bestehen aus 2 getrennten Gleitflächen, auf die jeweils die halbe Lagerkraft wirkt. Bei der Berechnung kann diese Halbierung mit Ersatzabmessungen umgangen werden, wenn $d'_L = d_L \cdot \sqrt{2}$ und $b' = (b - b_{\text{Nut}}) \cdot 0,5 \cdot \sqrt{2}$ bei Ermittlung von p_L nach Gl. (15.4) und bei So nach Gl. (15.9) eingesetzt werden.

Für den Schmierstoffdurchsatz infolge Wellendrehung gilt dann die Gleichung

$$\dot{V}_D = \left(\frac{d_L}{200} \right)^3 \cdot \psi_B \cdot \frac{\pi \cdot n_w}{30} \cdot 120 [b'/d'_L - 0,223(b'/d'_L)^3] \cdot \epsilon \quad \text{in l/min},$$

wenn d_L sowie b' , d'_L in mm und n_w in 1/min einzusetzen ist.

Für dynamisch belastete Radialgleitlager, bei denen eine instationäre Bewegung durch eine veränderliche Lagerkraft verursacht wird, z. B. Welle mit Unwucht, Kurbelwellenlager, oder nicht konstanter Winkelgeschwindigkeit, z. B. beim Pleuellager eines Verbrennungsmotors, oder bei Gleitgeschwindigkeiten über 25 m/s, z. B. bei Turbomaschinen, reicht diese Berechnung nicht aus, weil bei diesen Lagerungen u. a. die Stabilitätskriterien und die Verdrängungswirkung berücksichtigt werden müssen. Dsgl. erfordern Mehrflächengleitlager (vgl. zu Bild 15-37) einen aufwendigeren Rechengang. Berechnungsverfahren finden sich in der einschlägigen Literatur (s. 15.6).

15.4.2 Berechnung der Axialgleitlager

Axiallager sind Gleitlager rotierender Wellen zur Aufnahme von Axialkräften und zur Führung in axialer Richtung (vgl. Bild 15-1b). Sie treten seltener in Erscheinung als Radiallager, weil ausgesprochene Axialkräfte nur in Sonderfällen, z. B. bei senkrecht gelagerten Turbinenwellen oder bei waagerecht gelagerten Schiffswellen zur Aufnahme des Schraubenschubs, allgemein bei Strömungsmaschinen, auftreten und kleinere Axialkräfte ohne weiteres von Radiallagern mit Axialgleitfläche (Anlaufbund) aufgenommen werden können.

Im Allgemeinen werden ausgeführt

1. Spurlager mit ebenen Spurplatten

Die einfachste, praktisch jedoch kaum verwendete Form des Axial-Gleitlagers ist das *Voll-Spurlager* mit ebener Spurplatte. Beim Laufen verteilt sich der Druck hyperbolisch über der Spurfläche (volle Kreisfläche) und wird in der Mitte theoretisch unendlich groß, was zum starken Verschleiß und schnellen Heißlaufen führen würde (eingezzeichneter Druckverlauf in den Bildern 15-40 und 15-41).

Beim *Ring-Spurlager* wird durch einen Hohlraum in der Mitte der Ring-Spurplatte die Druckspitze vermieden (Bild 15-41). Es wird bei kleinen Dreh- oder Pendelbewegungen oder bei mittleren Drehzahlen und geringen Belastungen verwendet.

15

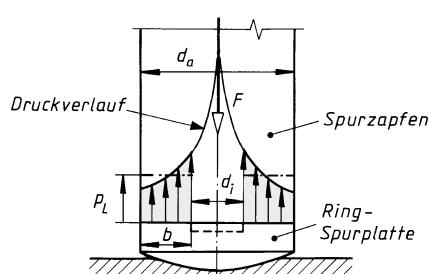


Bild 15-40 Einfaches Spurlager (schematisch)

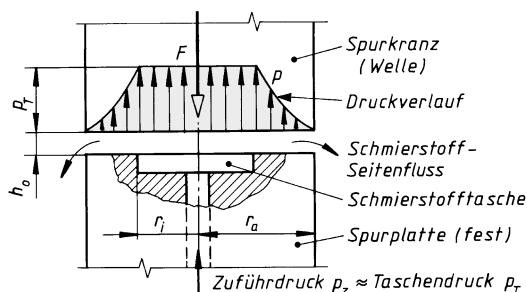


Bild 15-41 Schema eines hydrostatischen ebenen Spurlagers

Mit $d_a = 2r_a$ und $d_i = 2r_i$ bzw. mittlerem Durchmesser $d_m = (d_a + d_i)/2 = r_a + r_i$ und $b = (d_a - d_i)/2 = r_a - r_i$ ergibt sich die *mittlere Flächenpressung*

$$p_L = \frac{F}{\pi(r_a^2 - r_i^2)} = \frac{F}{d_m \cdot \pi \cdot b} \leq p_{Lzul} \quad (15.19)$$

F axiale Lagerkraft

r_a, r_i, d_m, b Abmessungen

p_{Lzul} zulässige mittlere Flächenpressung nach TB 9-1 bzw. Herstellerangabe

Wegen des parallelen Spaltes ist Flüssigkeitsreibung unter Last nur zu erreichen durch *hydrostatische Schmierung*, bei der das Schmiermittel mittels einer Pumpe unter hohem Druck zwischen die Gleitflächen gebracht wird, wodurch sich die Gleitflächen voneinander abheben. Allgemein muss zur Erzeugung eines hydrostatischen Schmierfilms der Schmierstoffzuführdruck p_Z etwa 2 bis 4 mal so groß wie die mittlere Flächenpressung p_L sein.

Der Schmierstoff wird zentral in eine kreiszylindrische Nut, die Schmierstofftasche, gedrückt. Er fließt von der Tasche radial nach außen ab und gewährleistet so eine zusammenhängende Schmierstoffschicht von der Höhe h_0 .

Die kleinste zulässige Schmierspalthöhe h_{0zul} ist weitgehend von der Genauigkeit und Art der Herstellung sowie von der Montage abhängig. Damit bei Axiallagern die erforderliche Spalt-höhe h_0 nicht unzulässig groß festgelegt wird, weil die Pumpenantriebsleistung mit h_0^3 ansteigt, soll (nach Drescher) erfahrungsgemäß gelten

$$h_{0zul} \approx (5 \dots 15) \cdot (1 + 0,0025 \cdot d_m) \quad \frac{h_{0zul}}{\mu\text{m}} \quad \frac{d_m}{\text{mm}} \quad (15.20)$$

Der Faktor 5 setzt beste Herstellung und sorgfältigste Montage voraus.

Da der Druck p von innen nach außen bis auf null abnimmt, ist zur Aufrechterhaltung einer vorgesehenen $h_0 > h_{0zul}$ bei einem Taschendruck p_T (= Zuführdruck p_Z) ein *Schmierstoffvolumenstrom* erforderlich, der aus dem Druckverlauf errechenbar ist

$$\dot{V} = \frac{\pi \cdot h_0^3 \cdot p_T}{6 \cdot \eta_{eff} \cdot \ln(r_a/r_i)} \quad \frac{h_0, r_a, r_i}{\text{cm}} \quad \frac{p_T, p_Z}{\text{N/cm}^2} \quad \frac{\eta_{eff}}{\text{Ns/cm}^2} \quad \frac{\dot{V}}{\text{cm}^3/\text{s}} \quad (15.21)$$

h_0 kleinste Schmierspalthöhe

r_a, r_i äußerer, innerer Radius der Ring-Spurplatte

$p_T \approx p_Z$ Taschendruck \approx Zuführdruck

η_{eff} dynamische Viskosität des Schmierstoffs bei der Temperatur ϑ_{eff}

Wird \dot{V} berücksichtigt, kann aus der Geometrie der Lagerfläche und dem Druckverlauf die *Tragfähigkeit* ermittelt werden

$$F = \frac{\pi}{2} \cdot \frac{r_a^2 - r_i^2}{\ln(r_a/r_i)} \cdot p_T = \frac{3\dot{V} \cdot \eta_{eff}}{h_0^3} \cdot (r_a^2 - r_i^2) \quad (15.22)$$

r_a, r_i, h_0, p_T und η_{eff} wie in Gl. (15.21)

Für die gegebene Lagerkraft F in N kann damit der erforderliche Taschendruck $p_T (\approx p_Z)$ in N/cm^2 bzw. bar errechnet werden.

Bei einer Wellendrehzahl n_w ergibt sich mit dem Reibungsmoment T_R die *Reibungsleistung*

$$P_R = T_R \cdot \omega_{eff} = \frac{\pi}{2} \cdot \frac{\eta_{eff} \cdot \omega_{eff}^2}{h_0} \cdot (r_a^4 - r_i^4) \quad \frac{P_R}{\text{Ncm/s; } 10^{-2} \text{Nm/s}} \quad \frac{\eta_{eff}}{\text{Ns/cm}^2} \quad \frac{\omega_{eff}}{\text{s}^{-1}} \quad \frac{r, h_0}{\text{cm}} \quad (15.23)$$

h_0, r_a, r_i und η_{eff} wie Gl. (15.21)

$\omega_{eff} = \pi \cdot n_w / 30$ Winkelgeschwindigkeit

Für den Pumpenwirkungsgrad $\eta_p = 0,5 \dots 0,95$ je nach Bauart lässt sich mit der Pumpenleistung $P_p = \dot{V} \cdot p_z / \eta_p$ in Nm/s bzw. W bei einem Zuführdruck $p_z = p_t + p_v$ (Rundwert, da Druckverlust p_v relativ gering) die *Schmierstoff erwärmung* bestimmen (vgl. Gl. (15.15))

$$\Delta\vartheta = \vartheta_a - \vartheta_c = \frac{P_R + P_p}{c \cdot \varrho \cdot \dot{V}} \quad \begin{array}{|c|c|c|c|c|c|} \hline & P_R, P_p & \varrho & c & \dot{V} & \vartheta \\ \hline \text{Nm/s; W} & \text{kg/m}^3 & \text{J/(kg °C); Nm/(kg °C)} & & \text{m}^3/\text{s} & \text{°C} \\ \hline \end{array} \quad (15.24)$$

P_R Reibungsleistung nach Gl. (15.23)

P_p Pumpenleistung aus $P_p = \dot{V} \cdot p_z / \eta_p$, mit $\eta_p = 0,5 \dots 0,95$

ϱ Schmierstoffdichte, im Mittel $\varrho \approx 900 \text{ kg/m}^3$

c spezifische Wärmekapazität des Schmierstoffs nach **TB 15-8c**

\dot{V} Schmierstoffvolumenstrom

Damit wird bei Berücksichtigung der Reibungs- und Pumpenleistung in Nm/s bzw. W als Verlustleistung die *Reibungszahl* (vgl. Gl. (15.10))

$$\mu = \frac{4(P_R + P_p)}{F \cdot \omega_{\text{eff}}(d_a + d_i)} \quad (15.25)$$

Den allgemeinen Rechengang zeigt das Berechnungsbeispiel 15.3 im Abschnitt 15.5.

Hinweis: Wirkt die Lagerkraft nicht zentrisch, kommt es zum Kippen des Spurkranges und der Schmierstoff fließt nach der Seite der Schmierspalterweiterung ab; die andere Seite wird nicht angehoben (metallische Berührung!).

Daher sollte bei der Konstruktion hydrostatischer Lager mehr als eine Schmiertasche mit jeweils eigener Schmierstoffzufuhr vorgesehen werden, wodurch sich gemäß Kraftverteilung unterschiedliche Drücke einstellen können (Mehrflächen-Axiallager), oder durch Einbau von Regelventilen (Drossel) in die Schmierstoff-Zuführleitungen das Kippen dadurch vermieden werden kann, dass auf der Seite der größeren Spalthöhe der Schmierstoffzufluss gedrosselt wird.

Zur Berechnung der Mehrflächen-Axiallager (dsgl. Radiallager) wird auf die einschlägige Literatur verwiesen (s. 15.6).

Hydrostatische Axiallager eignen sich trotz großem konstruktiven Aufwand für größere Axialkräfte, die bereits im Stillstand und bei kleinen An- und Auslaufgeschwindigkeiten aufgenommen werden müssen (z. B. bei Zentrifugen-, Turbinen- und Generatorlagern).

2. Einscheiben- und Segment-Spurlager

Für größere Tragkräfte bei höheren Drehzahlen werden Axiallager eingebaut, die hydrodynamisch geschmiert werden (vgl. 15.1.5). Man unterscheidet

- Einscheiben-Spurlager*, die aus einem feststehenden Axiallagerring (vgl. **Bild 15-1b**) bestehen, in dessen feinstbearbeitete Gleitfläche mehrere in Drehrichtung verengende Keilflächen eingearbeitet werden, die durch radial verlaufende Schmiernuten voneinander getrennt sind. Um hohe Flächenpressung an den Kanten bei Stillstand bzw. An- und Auslauf zu vermeiden, sind parallel zur Lauffläche Rastflächen vorgesehen. Für wechselnden Drehsinn müssen zwei Keilflächen eingearbeitet werden, wodurch ungünstigere Tragfähigkeitsverhältnisse durch kürzere Keilflächen in Kauf genommen werden müssen (s. **Bild 15-42**).
- Segment-Spurlager* stellen die tragfähigste Form der Axiallager dar. Die feststehende, ringförmige Lagerfläche wird in einzelne kippbewegliche Segmente (Klötzte) unterteilt. Diese sind durch Kippkanten, Zapfen oder Kugeln in Bewegungsrichtung hinter der Mitte unterstützt, so dass sie sich bei drehender Welle schräg stellen und zwischen ihnen und der Wellenscheibe (Laufring) ein keilförmiger Schmierspalt h_0 entsteht. Für jede Lagerkraft und Drehzahl bildet sich der richtige Schmierkeil von selbst. Im Stillstand sind die Segmente gleichzeitig Rastfläche. Die einzelnen Klötzte müssen gegen Mitnahme in Umfangsrichtung und gegen seitliches Verschieben, z. B. durch Stifte, gesichert sein (s. **Bild 15-43**). Diese Art der Axiallager wird vor allem bei größeren Maschinen eingesetzt.

Die Grundlagen für die Berechnung der Einscheiben- und Segment-Spurlager sind die gleichen wie bei Radiallagern, nur die geometrischen Verhältnisse sind unterschiedlich (s. **Bild 15-44a**).

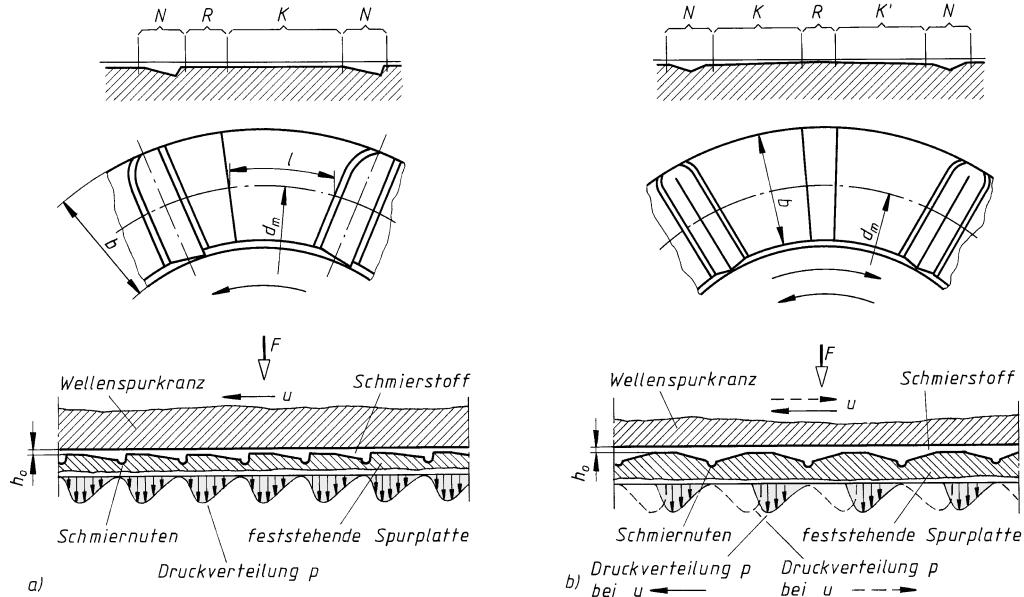


Bild 15-42 Abschnitte aus Axiallagerringen (feststehende Spurplatte).

- für eine Drehrichtung,
- für wechselnde Drehrichtung, jeweils mit eingearbeiteten Keilflächen K , K' , Schmiernuten N , Rastflächen R und Schmierstoff-Druckverteilung am Umfang $d_m \cdot \pi$ bei radialer Ringbreite b

15

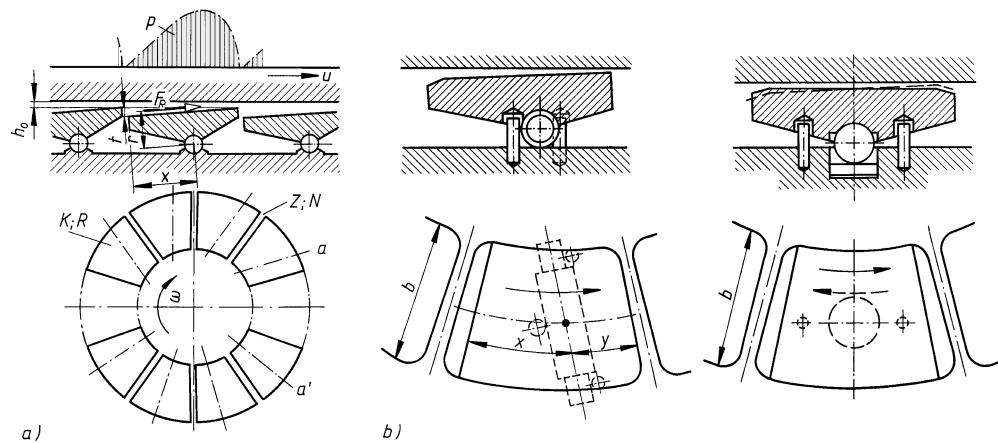


Bild 15-43 Kippbewegliche Segmente bei Axiallagern. a) Anordnung der Klötze mit Keilflächen K , Schmiernutten N , Rastflächen R , Zwischenräumen Z ; Kippachse a parallel zur Austrittskante und a' radial; Keiltiefe t und Lage der Kippachse x , Hebelarm r der Reibungskraft F_R und Druckverlauf p , b) Abstützung der Klötze für eine bzw. wechselnde Drehrichtung (z. B. Rolle bzw. Kugel)

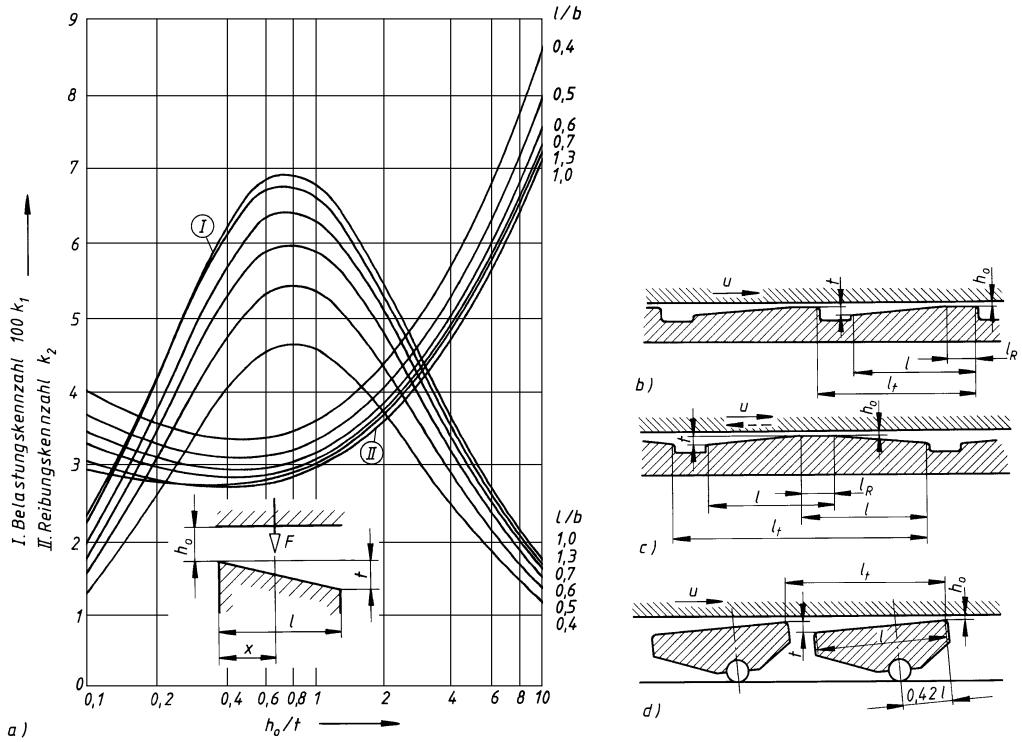


Bild 15-44 a) Belastungs- und Reibungskennzahlen für den Schmierkeil ohne Rastfläche, b) Gleitraum-Abmessungen für eingearbeitete Keilflächen bei einer Drehrichtung, c) dsgl. bei wechselnder Drehrichtung, d) bei kippbeweglichen Segmenten

Bei der Dimensionierung eines Axiallagers sind die Abmessungen so aufzuteilen, dass die dimensionslose *Belastungskennzahl* k_1 (ähnlich So bei Radiallagern) einen passenden konstanten Wert annimmt

$$k_1 = \frac{p_L \cdot h_0^2}{\eta_{\text{eff}} \cdot u_m \cdot b} \quad \begin{array}{c|c|c|c} p_L & b, d, h_0 & \eta_{\text{eff}} & u_m \\ \hline \text{N/m}^2; \text{Pa} & \text{m} & \text{Ns/m}^2 & \text{m/s} \end{array} \quad (15.26)$$

p_L

mittlere Flächenpressung nach Gl. (15.30)

h_0

kleinste Schmierspalthöhe

η_{eff}

dynamische Viskosität des Schmierstoffs bei $\vartheta_{\text{eff}} = 50^\circ \dots 60^\circ \text{C}$

$u_m = d_m \cdot \pi \cdot n_w$

mittlere Umfangsgeschwindigkeit für den mittleren Durchmesser $d_m = 0,5(d_a + d_i)$ (vgl. Bild 15-1b) und der Wellendrehzahl n_w bzw. Winkelgeschwindigkeit $\omega_{\text{eff}} = 2\pi \cdot n_w$ in 1/s

$= 0,5 \cdot d_m \cdot \omega_{\text{eff}}$

$d_m = 0,5(d_a + d_i)$ (vgl. Bild 15-1b)

$b = 0,5(d_a - d_i)$

radiale Lagerring- bzw. Segmentbreite (vgl. Bild 15-1b)

15

Im Bild 15-44a sind die Belastungskennzahlen $100 \cdot k_1$ für den Schmierkeil ohne Rastfläche bei verschiedenem Seitenverhältnis l/b aufgetragen.

Günstige Werte liegen danach für relative Schmierspalthöhen $h_0/t = 0,5 \dots 1,2$ bei Seitenverhältnissen $l/b = 0,7 \dots 0,8$ (kleine Lager bis 1,2), wenn für die Länge des Keilspalts bzw. des Segments l auf dem mittleren Durchmesser d_m gemessen wird (vgl. Bild 15-44b mit Bild 15-42a). Für $l = b$ wird bei $h_0/t \approx 0,8$ die optimale Belastungskennzahl $k_1 \approx 0,069$ erreicht. Bei kippbaren Segmenten ist dies für einen Abstand des Unterstützungspunktes $x = 0,42 \cdot l$ von der ablaufenden Kante gegeben (vgl. Bild 15-43b und 15-44d).

Im Bild 15-44a ist für die gleichen Verhältnisse auch die *Reibungskennzahl* k_2 eingetragen

$$k_2 = \mu \sqrt{\frac{p_L \cdot b}{\eta_{\text{eff}} \cdot u_m}} \quad (15.27)$$

p_L , b , η_{eff} und u_m wie zu Gl. (15.26)

Die kleinste Reibungskennzahl $k_2 \approx 2,7$ wird für $l/b = 1$ bei $h_0/t \approx 0,4$ erreicht. Für praktisch günstige Seitenverhältnisse $l/b = 0,7 \dots 1,3$ und relative Schmierspalthöhen $h_0/t = 0,2 \dots 1,0$ kann zunächst angenähert $k_2 \approx 3$ gesetzt werden, so daß sich aus Gl. (15.27) für die *Reibungszahl* als Näherungsgleichung ergibt

$$\mu \approx 3 \sqrt{\frac{\eta_{\text{eff}} \cdot u_m}{p_L \cdot b}} \quad (15.28)$$

Mit dem gewählten l/b und einer vorgesehenen üblichen Anzahl der Keilflächen bzw. Segmente $z = 4, 5, 6, 8, 10$ oder 12 (16) kann aus der *Keilspalt-* bzw. *Segmentteilung* $l_t = 1,25 \cdot l = \pi \cdot d_m/z$, die wegen der radialen Schmiernuten größer sein muss als die Spalt- bzw. Segmentlänge $l = \sqrt{F/(p_L \cdot z) \cdot (l/b)}$ in m (s. zu Gl. (15.30) und Bilder 15-44 und 15-42) ein passender *mittlerer Lagerdurchmesser* errechnet werden

$$d_m = 1,25l \cdot z/\pi \quad (15.29)$$

Damit ist der Lageraußendurchmesser $d_a = d_m + b$ sowie Innendurchmesser $d_i = d_m - b$ ermittelbar, wobei $d_i > d$ (Wellendurchmesser) sein muss, wenn das Lager innerhalb des Wellenstranges liegt. Für eingearbeitete Keilflächen wird im Allgemeinen die *Länge der Rastfläche* $l_R = 0,25 \cdot l$ ausgeführt.

Liegen die Konstruktionsmaße fest, wird zunächst die in den Gln. (15.26) und (15.27) auftretende *mittlere Flächenpressung* bestimmt

$$p_L = \frac{F}{z \cdot l \cdot b} = \frac{1,25 \cdot F}{\pi \cdot d_m \cdot b} \approx \frac{0,4 \cdot F}{d_m \cdot b} \leq p_{L \text{zul}} \quad (15.30)$$

l Segmentlänge, vgl. Bilder 15-44b und 15-42

b, d_m s. Gl. (15.26)

F Lagerkraft

$p_{L \text{zul}}$ zulässige mittlere Flächenpressung, üblich $10 \dots 40 \cdot 10^5 \text{ N/m}^2$ bei Sn- und Pb-Legierungen; allgemein höhere Werte für Teillast bzw. gehärtete Wellen und niedrige Gleitgeschwindigkeit und niedrige Werte für Volllast, An- und Auslauf bzw. ungehärtete Wellen und hohe Gleitgeschwindigkeit (vgl. TB 15-7)

Durch Verknüpfung der Gln. (15.26) und (15.30) ergibt sich die *kleinste Schmierspalthöhe*

$$h_0 = \sqrt{\frac{k_1 \cdot z \cdot l \cdot b^2 \cdot u_m \cdot \eta_{\text{eff}}}{F}} > h_{0 \text{zul}} \quad \begin{array}{c|c|c|c} h_0, l, b & u_m & F & \eta_{\text{eff}} \\ \hline \text{m} & \text{m/s} & \text{N} & \text{Ns/m}^2 \end{array} \quad (15.31)$$

$h_{0 \text{zul}}$ nach Gl. (15.20)

Mit den Gln. (15.27) und (15.30) wird entsprechend Gl. (15.10) allgemein die *Reibungsverlustleistung* erreichbar

$$P_R = \mu \cdot F \cdot u_m = k_2 \sqrt{\eta_{\text{eff}} \cdot u_m^3 \cdot z \cdot l \cdot F} \quad \begin{array}{c|c|c|c|c} P_R & u_m & l & F & \eta_{\text{eff}} \\ \hline \text{Nm/s; W} & \text{m/s} & \text{m} & \text{N} & \text{Ns/m}^2 \end{array} \quad (15.32)$$

Erfahrungsgemäß ergibt sich zur Aufrechterhaltung der Flüssigkeitsreibung für z Keilflächen bzw. Segmente der gesamte erforderliche Schmierstoffvolumenstrom

$$\dot{V}_{\text{ges}} = 0,7 \cdot b \cdot h_0 \cdot u_m \cdot z \quad (15.33)$$

Durch \dot{V}_{ges} muß P_R abgeführt werden. Wird der kleine an der Lageroberfläche abgeföhrte Wärmestrom vernachlässigt, kann entsprechend Gl. (15.15) die Erwärmung des Schmierstoffs ermittelt werden

$$\Delta\vartheta = \vartheta_a - \vartheta_e = \frac{P_R}{\dot{V}_{\text{ges}} \cdot \varrho \cdot c} = \frac{k_2}{0,7 \sqrt{k_1}} \cdot \frac{F}{z \cdot c \cdot \varrho \cdot b^2} \quad (15.34)$$

$\Delta\vartheta$	P_R	\dot{V}_{ges}	ϱ	c	F	b
$^{\circ}\text{C}$	Nm/s	m^3/s	kg/m^3	$\text{Nm}/(\text{kg} \, ^{\circ}\text{C})$	N	m

Werte wie in den Gln. (15.24), (15.26) bzw. (15.30)
 ϑ_e, ϑ_a Ein- und Austrittstemperatur des Schmierstoffs

Da η_{eff} mit zunehmender Temperatur abnimmt, sollte $\Delta\vartheta \leq 20 \, ^{\circ}\text{C}$ sein; andernfalls muss zur zusätzlichen Kühlung des Lagers ein Kühlöldurchsatz $\dot{V}_k = P_R / (\varrho \cdot c \cdot \Delta\vartheta)$ in m^3/s vorgesehen werden.

Um die durch Wärmeeinflüsse und mechanische Beanspruchung auftretende Verformung klein zu halten, wird für in einem Punkt unterstützte kippbewegliche Segmente eine Dicke $h_{\text{seg}} = 0,25 \sqrt{b^2 + l^2}$ empfohlen.

Den Berechnungsgang für hydrodynamisch arbeitende Axiallager mit kippbeweglichen Segmenten zeigt Beispiel 15.4 im Abschnitt 15.5.

15.5 Berechnungsbeispiele

■ **Beispiel 15.1:** Gegeben ist ein vollumschließendes Radialgleitlager mit den Abmessungen

$$d_L = 125,00^{+0,04}_0 \, \text{mm}, \quad b = 120 \, \text{mm}.$$

Als Gleitwerkstoff ist eine Sn-Legierung vorgesehen. Die Welle aus E335 hat einen Durchmesser

$$d_w = 124,84^{+0}_{-0,04} \, \text{mm}.$$

Die wärmeabgebende Oberfläche wurde aus der Konstruktionszeichnung mit $A_G = 0,4 \, \text{m}^2$ für eine effektive Wärmeübergangszahl $\alpha = 20 \, \text{W}/(\text{m}^2 \, ^{\circ}\text{C})$ bei reiner Konvektion bestimmt.

Aufzunehmen ist die Lagerkraft $F = 30 \, \text{kN}$ bei einer Wellendrehzahl $n_w = 500 \, \text{min}^{-1}$.

Verwendet wird als Schmierstoff ISO VG 46 DIN 51519.

Nach dem Berechnungsschema Bild 15-39, sind für hydrodynamische Schmierung zu bestimmen bzw. zu prüfen:

- die mechanische Beanspruchung,
- die Zustandsgrößen η_{eff} für eine zunächst angenommene Richttemperatur $\vartheta_0 = 40 \, ^{\circ}\text{C}$ bei $\vartheta_U = 20 \, ^{\circ}\text{C}$ und das relative Betriebslagerspiel ψ_B in % mit $s_E \approx s_B$ wegen geringen Temperaturunterschieds,
- die Ähnlichkeitsgröße So sowie die Zustandsgrößen ϵ, μ und die Reibungsverlustleistung P_R in W,
- die Lagertemperatur ϑ_L durch Iteration bei natürlicher Kühlung für $\psi_B = \text{konst.}$,
- der Kennwert h_0 in μm wegen Verschleißgefährdung, wobei für die Welle die Rautiefe $R_{Zw} = 4 \, \mu\text{m}$ und für die eingelaufene Lagergleitfläche $R_{ZL} = 1 \, \mu\text{m}$ angenommen wird,
- den Schmierstoffdurchsatz \dot{V}_D in dm^3/min infolge Förderung durch Wellendrehung.

► **Lösung a):** Nach Gl. (15.4) wird die spezifische Lagerbelastung

$$p_L = \frac{F}{b \cdot d_L}, \quad p_L = \frac{30 \cdot 10^3 \, \text{N}}{120 \, \text{mm} \cdot 125 \, \text{mm}} = 2 \, \text{N/mm}^2.$$

Für die Lagerwerkstoff-Gruppe Sn- und Pb-Legierungen gilt nach TB 15-7 erfahrungsgemäß als maximaler Grenzrichtwert $p_{L\text{zul}} \approx 5 \, \text{N/mm}^2 \gg p_L$.

- **Lösung b):** Danach kann bei einer Temperatur der Umgebungsluft $\vartheta_U = 20^\circ\text{C}$ für die Drehzahl $n_w = 500 \text{ min}^{-1}$ zunächst die Richttemperatur $\vartheta_0 = 40^\circ\text{C}$ angenommen werden. Damit ergibt sich nach **TB 15-9** für die effektive dynamische Viskosität $\eta_{\text{eff}} \approx 42 \text{ mPa s} = 42 \cdot 10^{-9} \text{ Ns/mm}^2$. Da für die Lagerabmessungen die Toleranzen gegeben sind, kann das maximale und minimale Einbau-Lagerspiel nach Abschnitt 15.4.1-1a unter Hinweis errechnet werden:

$$s_{E\max} = (d_L + ES) - (d_w + ei) = (125,00 + 0,04) \text{ mm} - [124,84 + (-0,04)] \text{ mm},$$

$$s_{E\max} = 125,04 \text{ mm} - 124,80 \text{ mm} = 0,24 \text{ mm} \quad \text{und}$$

$$s_{E\min} = (d_L + EI) - (d_w + es) = (125,00 + 0) \text{ mm} - (124,84 + 0) \text{ mm} = 0,16 \text{ mm}.$$

Wegen des geringen Temperaturunterschieds kann $s_{B\max} \approx s_{E\max}$ und $s_{B\min} \approx s_{E\min}$ gesetzt werden, so dass das konstante mittlere relative Betriebslagerspiel wird

$$\psi_B \hat{=} \psi_E = \frac{s_{E\max} + s_{E\min}}{2 \cdot d_L} = \frac{(0,24 + 0,16) \text{ mm}}{2 \cdot 125 \text{ mm}} = 0,0016 \hat{=} 1,6 \cdot 10^{-3} \hat{=} 1,6 \%$$

- **Lösung c):** Mit den ermittelten Werten und der effektiven Winkelgeschwindigkeit

$$\omega_{\text{eff}} = 2 \cdot \pi \cdot n_w = 2 \cdot \pi \cdot \frac{500}{60} \frac{1}{\text{s}} = 52,36 \frac{1}{\text{s}}$$

ergibt sich nach Gl. (15.9) die Sommerfeldzahl

$$So = \frac{p_L \cdot \psi_B^2}{\eta_{\text{eff}} \cdot \omega_{\text{eff}}} = \frac{2 \text{ N/mm}^2 \cdot 1,6^2 \cdot 10^{-6}}{42 \cdot 10^{-9} \text{ Ns/mm}^2 \cdot 52,36 \frac{1}{\text{s}}} \approx 2,3.$$

Für $b/d_L = 120 \text{ mm}/125 \text{ mm} = 0,96$ lässt sich mit $So = 2,3$ aus **TB 15-13a** die relative Exzentrizität ablesen: $\varepsilon \approx 0,73$.

Sie liegt entsprechend 15.4.1-1c, unter Hinweis, im störungsfreien Bereich B. Damit ergibt sich rechnerisch mit $\beta \approx 42^\circ$ aus **TB 15-14a** oder aus **TB 15-14c** für $\varepsilon \approx 0,73$ und $b/d_L = 0,96$ die Reibungskennzahl $\mu/\psi_B \approx 2,2$, woraus die Reibungszahl errechnet wird:

$$\mu = 2,2 \cdot \psi_B = 2,2 \cdot 1,6 \cdot 10^{-3} = 3,52 \cdot 10^{-3}.$$

Nach Gl. (15.10) wird mit der Wellenumfangsgeschwindigkeit

$$u_w = 0,5 \cdot d_w \cdot \omega_{\text{eff}} = 0,5 \cdot 124,84 \cdot 10^{-3} \text{ m} \cdot 52,36 \frac{1}{\text{s}} = 3,27 \frac{\text{m}}{\text{s}},$$

so dass sich die Reibungsverlustleistung ergibt

$$P_R = \mu \cdot F \cdot u_w = 3,52 \cdot 10^{-3} \cdot 30 \cdot 10^3 \text{ N} \cdot 3,27 \text{ m/s} \approx 345 \text{ W [Nm/s].}$$

- **Lösung d):** Für natürliche Kühlung lässt sich mit den gegebenen und ermittelten Werten nach Gl. (15.14) die Lagertemperatur errechnen:

$$\vartheta_L \hat{=} \vartheta_m = \vartheta_U + \frac{P_R}{\alpha \cdot A_G} = 20^\circ\text{C} + \frac{345 \text{ Nm/s}}{20 \text{ (Nm/s)/(m}^2 \cdot {^\circ}\text{C)} \cdot 0,4 \text{ m}^2} \approx 63^\circ\text{C}.$$

Da $|\vartheta_m - \vartheta_0| = 63^\circ\text{C} - 40^\circ\text{C} = 23^\circ\text{C} > 2^\circ\text{C}$ beträgt, muss durch Iteration als neue Richttemperatur gewählt werden:

$$\vartheta_{0\text{neu}} = \frac{\vartheta_{0\text{alt}} + \vartheta_m}{2} = \frac{40^\circ\text{C} + 63^\circ\text{C}}{2} = 51,5^\circ\text{C}.$$

Dafür wird nach **TB 15-9** bei vorgesehenem Schmierstoff ISO VG 46 die effektive dynamische Viskosität $\eta_{\text{eff}} \approx 25 \text{ mPa s} = 25 \cdot 10^{-9} \text{ Ns/mm}^2$ abgelesen.

Bei konstantem $\psi_B = 1,6 \cdot 10^{-3}$ ergibt sich die neue Sommerfeldzahl

$$So = \frac{2 \text{ N/mm}^2 \cdot 1,6^2 \cdot 10^{-6}}{25 \cdot 10^{-9} \text{ Ns/mm}^2 \cdot 52,36 \text{ s}^{-1}} \approx 3,91.$$

Aus **TB 15-13a** wird bei $b/d_L \approx 0,96$ und $So \approx 3,91$ die neue relative Exzentrizität $\varepsilon \approx 0,82$ abgelesen, die wieder im Bereich B liegt.

Damit ist rechnerisch mit $\beta \approx 35^\circ$ aus **TB 15-15a** oder aus **TB 15-14a** die Reibungskennzahl $\mu/\psi_B \approx 1,64$ ermittelbar, so dass die Reibungszahl $\mu = 1,64 \cdot \psi_B = 1,64 \cdot 1,6 \cdot 10^{-3} = 2,62 \cdot 10^{-3}$ wird.

Nach Gl. (15.10) ergibt sich die neue Reibungsverlustleistung

$$P_R = \mu \cdot F \cdot u_w = 2,62 \cdot 10^{-3} \cdot 30 \cdot 10^3 \text{ N} \cdot 3,27 \text{ m/s} \approx 257 \text{ Nm/s (bzw. W).}$$

Unter gleichen Bedingungen wird nach Gl. (15.14) die neue Lagertemperatur

$$\vartheta_L \doteq \vartheta_m = \vartheta_U + \frac{P_R}{\alpha \cdot A_G} = 20^\circ\text{C} + \frac{257 \text{ W}}{20 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot {}^\circ\text{C}) \cdot 0,4 \text{ m}^2} \approx 52,1^\circ\text{C}.$$

Da nun $|\vartheta_m - \vartheta_{0\text{neu}}| < 2^\circ\text{C}$ wird die Iteration abgebrochen. Die Stabilisierung ist etwa erreicht, weil außerdem entsprechend **TB 15-17** gilt

$$\vartheta_L \approx \vartheta_{\text{eff}} = 52^\circ\text{C} < \vartheta_{L\text{zul}} = 90^\circ\text{C}.$$

Die natürliche Kühlung reicht aus.

- **Lösung e):** Mit Gl. (15.8) wird die kleinste Schmierspalthöhe

$$h_0 = 0,5 \cdot d_L \cdot \psi_B (1 - \varepsilon) = 0,5 \cdot 125 \text{ mm} \cdot 1,6 \cdot 10^{-3} (1 - 0,82) = 0,018 \text{ mm} = 18 \mu\text{m}.$$

Wird für die Welle $Rz \leq 4 \mu\text{m}$ und für die eingelaufene Lagergleitfläche $Rz \leq 1$ angenommen, gilt $h_0 = 18 \mu\text{m} > h_{0\text{zul}} = 7 \mu\text{m}$ (zulässig nach **TB 15-16** für $d_W = 124,84 \text{ mm}$ bei $u_w = 3,27 \text{ m/s}$).

- **Lösung f):** Für den Schmierstoff infolge Förderung durch Wellendrehung wird zunächst der relative Schmierstoffdurchsatz $\dot{V}_{D\text{rel}} = 0,156$ bei $\varepsilon \approx 0,82$ und $b/d_L = 0,96$ errechnet (15.4.1-3). Nach Gl. (15.16) ergibt sich damit

$$\begin{aligned} \dot{V}_D &= \dot{V}_{D\text{rel}} \cdot d_L^3 \cdot \psi_B \cdot \omega_{\text{eff}} \cdot 60 \cdot 10^{-6} = 0,156 \cdot 12,5^3 \text{ cm}^3 \cdot 1,6 \cdot 10^{-3} \cdot 52,36 \text{ s}^{-1} \\ &= 25,5 \frac{\text{cm}^3}{\text{s}} = 1,53 \text{ dm}^3/\text{min}. \end{aligned}$$

Ergebnis: Unter Vernachlässigung des durch den Schmierstoff abgeführten Wärmestromes ist das hydrodynamisch geschmierte, volumenschließende Radialgleitlager weder mechanisch und thermisch noch durch Verschleiß gefährdet, sofern die Funktionsfähigkeit nicht durch Störreinflüsse wie Fertigungs- und Montagegenauigkeiten, Unwuchten u. a. für den vorliegenden Betriebszustand beeinträchtigt wird.

- **Beispiel 15.2:** Das volumenschließende Radialgleitlager mit den gleichen Daten wie Beispiel 15.1 soll bei einer Wellendrehzahl $n_w = 2000 \text{ min}^{-1}$ stationär betrieben werden, wenn mit dem mittleren relativen Einbau-Lagerspiel $\psi_E = 1,6 \%$ gerechnet wird. Als Lagermetall ist PbSb15Sn10 nach DIN ISO 4381 vorgesehen.

Zu bestimmen bzw. zu prüfen sind (s. Berechnungsschema **Bild 15-39**):

- die thermische Beanspruchung des Lagers durch Iteration, wenn der gleiche Schmierstoff unter Druck $p_Z = 3$ bar über eine Schmierlochbohrung $d_0 = 4 \text{ mm}$ entgegengesetzt zur Lastrichtung bei einer Eintrittstemperatur $\vartheta_e = 30^\circ\text{C}$ zugeführt wird,
- der Schmierstoffdurchsatz bei stabiler Lagertemperatur in dm^3/min ,
- die Verschleißgefährung, wobei für Welle und Lagerfläche gleiche Annahmen wie zu Beispiel 15.1 e getroffen werden.

- **Lösung a):** Für die Drehzahl $n_w = 2000 \text{ min}^{-1} = 33,33 \text{ s}^{-1}$ ergibt sich zunächst die Wellenumfangsgeschwindigkeit $u_w = d_W \cdot \pi \cdot n_w = 124,84 \cdot 10^{-3} \text{ m} \cdot \pi \cdot 33,33 \text{ s}^{-1} \approx 13,07 \text{ m/s}$ und die effektive Winkelgeschwindigkeit $\omega_{\text{eff}} = 2 \cdot \pi \cdot n_w = 2 \cdot \pi \cdot 33,33 \text{ s}^{-1} = 209,4 \text{ s}^{-1}$.

Für die Richttemperatur

$$\vartheta_0 \doteq \vartheta_{a0} = \vartheta_e + \Delta\vartheta = 30^\circ\text{C} + 20^\circ\text{C} = 50^\circ\text{C}$$

ergibt sich mit

$$\vartheta_{\text{eff}} = 0,5 \cdot (\vartheta_e + \vartheta_{a0}) = 0,5(30^\circ\text{C} + 50^\circ\text{C}) = 40^\circ\text{C},$$

womit für den Schmierstoff ISO VG 46 DIN 51519 $\eta_{\text{eff}} \approx 42 \cdot 10^{-9} \text{ Ns/mm}^2$ aus **TB 15-9** abgelesen wird. Mit $\psi_E = 1,6 \cdot 10^{-3}$ und für $\alpha_L = 24 \cdot 10^{-6} 1/^\circ\text{C}$ aus **TB 15-6**, $\alpha_W = 11 \cdot 10^{-6} 1/^\circ\text{C}$ aus **TB 12-6** wird mit der Spieländerung

$$\Delta\psi = (\alpha_L - \alpha_W) \cdot 10^{-6} \cdot (\vartheta_{\text{eff}} - 20^\circ\text{C}) = (24 - 11) \cdot 10^{-6} \cdot \frac{1}{^\circ\text{C}} \cdot 20^\circ\text{C} = 0,26 \cdot 10^{-3}$$

das mittlere relative Betriebslagerspiel

$$\psi_B = \psi_E + \Delta\psi = 1,6 \cdot 10^{-3} + 0,26 \cdot 10^{-3} = 1,86 \cdot 10^{-3}.$$

In Gl. (15.9) eingesetzt ergibt sich die Sommerfeldzahl

$$So = \frac{p_L \cdot \psi_B^2}{\eta_{\text{eff}} \cdot \omega_{\text{eff}}} = \frac{2 \text{ N/mm}^2 \cdot 1,86^2 \cdot 10^{-6}}{42 \cdot 10^{-9} \text{ Ns/mm}^2 \cdot 209,4 \text{ s}^{-1}} \approx 0,79.$$

Aus **TB 15-13a** kann mit So und $b/d_L = 0,96$ abgelesen werden: $\epsilon \approx 0,49$ und aus **TB 15-15a** wird der Verlagerungswinkel angenähert $\beta \approx 58^\circ$. Damit wird rechnerisch $\mu/\psi_B \approx 4,77$ (s. Lehrbuch 15.4.1-1d Reibungskennzahl) oder nur angenähert aus **TB 15-14a** bzw. c, so dass $\mu = 4,77 \cdot 1,86 \cdot 10^{-3} \approx 8,9 \cdot 10^{-3}$ wird. Nach Gl. (15.10) ist die Reibungsverlustleistung

$$P_R = \mu \cdot F \cdot u_w = 8,9 \cdot 10^{-3} \cdot 30 \cdot 10^3 \text{ N} \cdot 13,07 \text{ m/s} \approx 3490 \text{ Nm/s} (\text{bzw. W}).$$

Bei Druckschmierung muss zunächst der gesamte Schmierstoffdurchsatz für $p_Z = 3 \text{ bar} = 0,3 \text{ N/mm}^2$ entsprechend Gl. (15.18) ermittelt werden.

Nach Gl. (15.16) wird der Schmierstoffdurchsatz infolge Förderung durch Wellendrehung (Eigen-druckentwicklung) mit dem relativen Schmierstoffdurchsatz $\dot{V}_{D,\text{rel}} \approx 0,09$ für $b/d_L \approx 0,96$ und $\epsilon \approx 0,49$ errechnet

$$\dot{V}_D = \dot{V}_{D,\text{rel}} \cdot d_L^3 \cdot \psi_B \cdot \omega_{\text{eff}} = 0,09 \cdot 125^3 \text{ mm}^3 \cdot 1,86 \cdot 10^{-3} \cdot 209,4 \text{ s}^{-1} \approx 68460 \text{ mm}^3/\text{s}.$$

Nach Gl. (15.17) ist der Schmierstoffdurchsatz infolge Zuführdruck mit dem relativen Schmierstoffdurchsatz für Lager mit Öl eintrittsbohrung d_0 in der Oberschale $\dot{V}_{pZ,\text{rel}} \approx 0,052$ aus **TB 15-18b-1** für $d_0/b = 4/120 \approx 0,033$ und $\epsilon \approx 0,49$ mit $q_L \approx 1,22$ und $p_Z = 0,3 \text{ N/mm}^2$

$$\dot{V}_{pZ} = \frac{\dot{V}_{pZ,\text{rel}} \cdot d_L^3 \cdot \psi_B^2}{\eta_{\text{eff}}} \cdot p_Z = \frac{0,052 \cdot 125^3 \text{ mm}^3 \cdot 1,86^3 \cdot 10^{-9}}{42 \cdot 10^{-9} \text{ Ns/mm}^2} \cdot 0,3 \text{ N/mm}^2 \approx 4670 \text{ mm}^3/\text{s},$$

so dass der gesamte Schmierstoffdurchsatz nach Gl. (15.18) wird

$$\dot{V} = \dot{V}_D + \dot{V}_{pZ} = 68460 \text{ mm}^3/\text{s} + 4670 \text{ mm}^3/\text{s} = 73130 \text{ mm}^3/\text{s}.$$

Damit ergibt sich nach Gl. (15.15) für $\vartheta_e = 30^\circ\text{C}$ die Lagertemperatur

$$\vartheta_L \hat{=} \vartheta_a = \vartheta_e + \frac{P_R}{\dot{V} \cdot \varrho \cdot c} = 30^\circ\text{C} + \frac{3490 \cdot 10^3 \text{ Nmm/s}}{73130 \text{ mm}^3/\text{s} \cdot 1,8 \text{ N}/(\text{mm}^2 \cdot {}^\circ\text{C})} \approx 57^\circ\text{C}.$$

Da der absolute Wert $|\vartheta_{a0} - \vartheta_a| = |50^\circ\text{C} - 57^\circ\text{C}| = 7^\circ\text{C} > 2^\circ\text{C}$ ist, wird durch Iteration die neue Richttemperatur

$$\vartheta_{a0,\text{neu}} = 0,5(\vartheta_{a0,\text{alt}} + \vartheta_a) = 0,5(50^\circ\text{C} + 57^\circ\text{C}) = 53,5^\circ\text{C},$$

so dass $\vartheta_{\text{eff}} = 0,5(\vartheta_e + \vartheta_{a0,\text{neu}}) = 0,5(30^\circ\text{C} + 53,5^\circ\text{C}) \approx 41,8^\circ\text{C}$ ist, womit aus **TB 15-9** für den Schmierstoff $\eta_{\text{eff}} \approx 38 \cdot 10^{-9} \text{ Ns/mm}^2$ abgelesen wird. Mit $\psi_E = 1,6 \cdot 10^{-3}$ und für $\alpha_L - \alpha_W = (24 - 11) \cdot 10^{-6}$ wird

$$\Delta\psi = (24 - 11) \cdot 10^{-6} \cdot 21,8 \approx 0,28 \cdot 10^{-3} \quad \text{und} \quad \psi_B = \psi_E + \Delta\psi = 1,88 \cdot 10^{-3}.$$

In Gl. (15.9) eingesetzt ergibt sich

$$So = \frac{2 \text{ N/mm}^2 \cdot 1,88^2 \cdot 10^{-6}}{38 \cdot 10^{-9} \text{ Ns/mm}^2 \cdot 209,4 \text{ s}^{-1}} \approx 0,89$$

und aus **TB 15-13a** kann für $b/d_L = 0,96$ die relative Exzentrizität $\epsilon \approx 0,52$ abgelesen werden, so dass aus **TB 15-15a** der Verlagerungswinkel $\beta \approx 56^\circ$ angenähert bestimmt ist. Damit wird rechnerisch $\mu/\psi_B \approx 4,35$ und $\mu \approx 8,18 \cdot 10^{-3}$. Nach Gl. (15.10) ergibt sich die Reibungsverlustleistung

$$P_R = 8,18 \cdot 10^{-3} \cdot 30 \cdot 10^3 \text{ N} \cdot 13,07 \text{ m/s} \approx 3207 \text{ W}.$$

Wieder werden der Schmierstoffdurchsatz infolge Eigendruckentwicklung mit $\dot{V}_{D,\text{rel}} \approx 0,099$ für $b/d_L = 0,96$ und $\epsilon = 0,52$ nach Gl. (15.16) errechnet

$$\dot{V}_D = \dot{V}_{D,\text{rel}} \cdot d_L^3 \cdot \psi_B \cdot \omega_{\text{eff}} = 0,099 \cdot 125^3 \text{ mm}^3 \cdot 1,88 \cdot 10^{-3} \cdot 209,4 \text{ s}^{-1} \approx 76120 \text{ mm}^3/\text{s}$$

und nach Gl. (15.17) der Schmierstoffdurchsatz infolge Zuführdrucks mit $\dot{V}_{pZ,\text{rel}} \approx 0,055$ aus **TB 15-18b-1** für $b/d_0 = 30$, $q_L \approx 1,22$ und $p_Z = 0,3 \text{ N/mm}^2$ bestimmt

$$\dot{V}_{pZ} = \frac{0,055 \cdot 125^3 \text{ mm}^3 \cdot 1,88^3 \cdot 10^{-9}}{38 \cdot 10^{-9} \text{ Ns/mm}^2} \cdot 0,3 \text{ N/mm}^2 \approx 5738 \text{ mm}^3/\text{s},$$

so dass nach Gl. (15.18) der gesamte Schmierstoffdurchsatz wird

$$\dot{V} = \dot{V}_D + \dot{V}_{pZ} = 76120 \text{ mm}^3/\text{s} + 5738 \text{ mm}^3/\text{s} = 81858 \text{ mm}^3/\text{s}.$$

Damit ergibt sich nach Gl. (15.15) für $\vartheta_e = 30^\circ\text{C}$ die Lagertemperatur

$$\vartheta_L \doteq \vartheta_a = \vartheta_e + \frac{P_R}{\dot{V} \cdot \varrho \cdot c} = 30^\circ\text{C} + \frac{3207 \cdot 10^3 \text{ Nmm/s}}{81858 \text{ mm}^3/\text{s} \cdot 1,8 \text{ N}/(\text{mm}^2 \cdot {}^\circ\text{C})} \approx 51,8^\circ\text{C}.$$

Da der absolute Wert $|\vartheta_{a0\text{neu}} - \vartheta_a| = |53,5^\circ\text{C} - 51,8^\circ\text{C}| = 1,7^\circ\text{C} < 2^\circ\text{C}$, wird die Iteration abgebrochen, denn mit $\vartheta_L \approx 52^\circ\text{C} < \vartheta_{L\text{zul}} = 100^\circ\text{C}$ nach **TB 15-17** ist die Lagertemperatur stabil.

- **Lösung b):** Der gesamte Schmierstoffdurchsatz ist somit nach Gl. (15.18)

$$\dot{V} = 81858 \text{ mm}^3/\text{s} \cdot 60 \cdot 10^{-6} \approx 4,91 \text{ dm}^3/\text{min}.$$

- **Lösung c):** Nach Gl. (15.8) wird die kleinste Schmierspalthöhe

$$h_0 = 0,5 \cdot d_L \cdot \psi_B (1 - \varepsilon) \cdot 10^3 = 0,5 \cdot 125 \text{ mm} \cdot 1,88 \cdot 10^{-3} \cdot (1 - 0,52) \cdot 10^3 = 56,4 \mu\text{m}.$$

Da $h_0 = 56,4 \mu\text{m} \gg h_{0\text{zul}} = 9 \mu\text{m}$, liegt nach **TB 15-16** keine Verschleißgefährdung vor, wenn für die Welle $R_{ZW} \leq 4 \mu\text{m}$ und die eingelaufene Lagergleitfläche $R_{ZL} \leq 1 \mu\text{m}$ angenommen wird.

Hinweis: Würde z. B. für Welle und Lagergleitfläche je $Rz = 4 \mu\text{m}$ bzw. nach Einlauf je $Ra = 0,4 \mu\text{m}$ bei $Wt = 0$ betragen kann mit $h_{0\text{zul}} \doteq h_{0\text{min}} = \Sigma(Rz + Wt) = 8 \mu\text{m}$ bzw. $h_{0\text{zul}} = \Sigma Ra = 0,8 \mu\text{m}$ (vgl. Hinweis nach **Bild 15-18** letzter Absatz) gerechnet werden.

Ergebnis: Das Lager mit den gleichen Daten wie Beispiel 15.1 kann bei einer Betriebsdrehzahl $n_w = 2000 \text{ min}^{-1}$ mit Druckumlaufschmierung laufen, wobei aber entsprechend **TB 15-13b** (Bereich A) Neigung zur Instabilität besteht.

- **Beispiel 15.3:** Ein einfaches hydrostatisch arbeitendes ebenes Spurlager (vgl. **Bild 15-41**) soll eine axiale Lagerkraft $F = 500 \text{ kN}$ bei einer Wellendrehzahl $n_w = 750 \text{ min}^{-1}$ aufnehmen. Der Außendurchmesser des Wellenspurkranzes beträgt $d_a = 2r_a = 400 \text{ mm}$, der Innendurchmesser der Spurplatte $d_i = 2r_i = 250 \text{ mm}$. Als Schmierstoff wird Mineralöl ISO VG 68 bei $\vartheta_{eff} = 55^\circ\text{C}$, $\varrho = 860 \text{ kg/m}^3$ verwendet.

Zu ermitteln sind:

- der Schmierstoffvolumenstrom in dm^3/min bei einer gewählten Schmierspalthöhe $h_0 = 150 \mu\text{m}$,
- der erforderliche Zuführdruck $p_Z \approx$ Taschendruck p_T in bar,
- die Reibungs- und Pumpenleistung in W für einen Pumpenwirkungsgrad $\eta_p = 0,5$ und bei Berücksichtigung des Druckverlustes,
- die Schmierstofferwärmung in $^\circ\text{C}$, die 70°C nicht überschreiten soll!

- **Lösung a):** Für $F = 500 \cdot 10^3 \text{ N}$ ergibt sich aus Gl. (15.22) mit $\eta_{eff} = 31 \text{ mPa s} = 31 \cdot 10^{-7} \text{ Ns/cm}^2$ aus **TB 15-9** für Öl ISO VG 68 bei $\vartheta_{eff} = 55^\circ\text{C}$

$$\dot{V} = \frac{F \cdot h_0^3}{3 \cdot \eta_{eff} (r_a^2 - r_i^2)} = \frac{500 \cdot 10^3 \text{ N} \cdot 0,015^3 \text{ cm}^3}{3 \cdot 31 \cdot 10^{-7} \text{ Ns/cm}^2 (20^2 - 12,5^2) \text{ cm}^2} = 744,42 \text{ cm}^3/\text{s} = 44,7 \text{ dm}^3/\text{min}.$$

Ergebnis: Der notwendige Ölstrom muss $\dot{V} = 44,7 \text{ dm}^3/\text{min}$ betragen.

- **Lösung b):** Aus Gl. (15.22) bzw. (15.21) wird ohne Berücksichtigung des Druckverlustes errechnet

$$p_Z \approx p_T = \frac{2 \cdot F \cdot \ln r_a/r_i}{\pi(r_a^2 - r_i^2)} \quad \text{bzw.} \quad \frac{6 \cdot \dot{V} \cdot \eta_{eff} \cdot \ln r_a/r_i}{\pi \cdot h_0^3}$$

$$p_Z = \frac{2 \cdot 500 \cdot 10^3 \text{ N} \cdot 0,47}{\pi(20^2 - 12,5^2) \text{ cm}^2} = 613,8 \text{ N/cm}^2 \approx 61 \text{ bar}.$$

Ergebnis: Der erforderliche Zuführdruck des Öles ist $p_Z \approx 61 \text{ bar}$.

- **Lösung c):** Mit der Winkelgeschwindigkeit

$$\omega_{eff} = 2 \cdot \pi \cdot n_w = 2 \cdot \pi \cdot 12,5 \text{ s}^{-1} = 78,54 \frac{1}{\text{s}}$$

wird nach Gl. (15.23) die Reibungsleistung

$$P_R = \frac{\pi \cdot \eta_{\text{eff}} \cdot \omega_{\text{eff}}^2}{2 \cdot h_0} (r_a^4 - r_i^4) = \frac{\pi \cdot 31 \cdot 10^{-7} \text{ Ns/cm}^2 \cdot 78,54^2 \cdot \text{s}^{-2}}{2 \cdot 0,015 \text{ cm}} \cdot (20^4 - 12,5^4) \text{ cm}^4 = 271\,511 \text{ Ncm/s},$$

$$P_R = 2715 \text{ W}.$$

Die Pumpenleistung ergibt sich, wenn infolge Druckverlust mit $p_Z = 70 \text{ bar} = 700 \text{ N/cm}^2$ gerechnet wird, aus

$$P_P = \frac{\dot{V} \cdot p_Z}{\eta_P} = \frac{744,42 \text{ cm}^3/\text{s} \cdot 700 \text{ N/cm}^2}{0,5} = 1\,042\,188 \text{ Ncm/s} \approx 10\,422 \text{ W}.$$

Ergebnis: Die Reibungsleistung beträgt $P_R = 2715 \text{ W}$, die Pumpenleistung bei Berücksichtigung des Druckverlustes $P_P \approx 10\,422 \text{ W}$.

- **Lösung d):** Die Schmierstofferwärmung lässt sich nach Gl. (15.24) mit $c = 2050 \text{ Nm}/(\text{kg} \cdot ^\circ\text{C})$ aus TB 15-8c für $\varrho = 860 \text{ kg/m}^3$ bei $\vartheta_{\text{eff}} = 55^\circ\text{C}$ errechnen

$$\Delta\vartheta = \frac{P_R + P_P}{c \cdot \varrho \cdot \dot{V}} = \frac{(2715 + 10\,422) \text{ Nm/s}}{2050 \text{ Nm}/(\text{kg} \cdot ^\circ\text{C}) \cdot 860 \text{ kg/m}^3 \cdot 744,42 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3/\text{s}} \approx 10^\circ\text{C}.$$

Ergebnis: Das Öl erwärmt sich um ca. 10°C auf rund 65°C . In der Praxis werden wegen der Wärmeverluste etwa 8°C erreicht, so dass 70°C sicher nicht überschritten werden.

- **Beispiel 15.4:** Das hydrodynamisch arbeitende Axiallager ohne zusätzliche Kühlung (Bild 15-45 nach Vogelpohl) mit $z = 10$ kippbeweglichen Segmenten hat einen Außendurchmesser $d_a = 330 \text{ mm}$ und einen Innendurchmesser $d_i = 170 \text{ mm}$ der Spurplatte. Es soll eine Lagerkraft $F = 32 \text{ kN}$ bei der Drehzahl $n = 200 \text{ 1/min}$ aufnehmen.

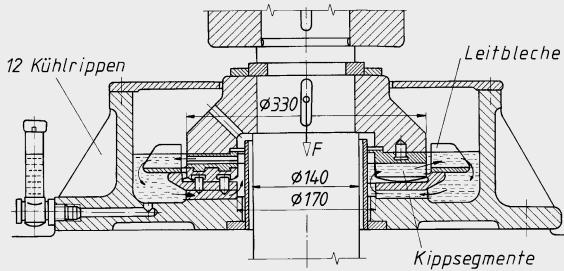


Bild 15-45

Axiallager ohne zusätzliche Kühlung mit Kippsegmenten für eine senkrechte Welle. Das große Gehäuse bietet eine ausreichende Fläche und Ölfüllung zur Wärmeabgabe. Leitbleche verhindern ein Middrehen der Füllung und sichern den radialen Ölumlauf.

Verwendet werden soll ein Schmierstoff der Viskositätsklasse ISO VG 100 DIN 51519, Dichte 860 kg/m^3 bei der geschätzten effektiven Temperatur $\vartheta_{\text{eff}} = 60^\circ\text{C}$. Als Gleitwerkstoff wird eine CuPbSn-Legierung aufgebracht.

Zu ermitteln bzw. zu prüfen sind:

- die Segmentbreite, Segmentlänge, Segmentedicke sowie die Segmentteilung und das Seitenverhältnis,
- die Zulässigkeit der kleinsten Schmierspalthöhe h_0 in μm ,
- der gesamte erforderliche Schmierstoffvolumenstrom \dot{V}_{ges} in dm^3/min ,
- die Schmierstofferwärmung.

- **Lösung a):** Wie zu Gl. (15.26) gilt für die Segmentbreite

$$b = 0,5(d_a - d_i) = 0,5(330 \text{ mm} - 170 \text{ mm}) = 80 \text{ mm}.$$

Mit dem mittleren Lagerdurchmesser $d_m = 0,5(d_a + d_i) = 0,5(330 \text{ mm} + 170 \text{ mm}) = 250 \text{ mm}$ lässt sich aus Gl. (15.29) die Segmentlänge errechnen

$$l = \frac{d_m \cdot \pi}{1,25 \cdot z} = \frac{250 \text{ mm} \cdot \pi}{1,25 \cdot 10} = 62,83 \text{ mm} \approx 63 \text{ mm},$$

womit sich ergibt:

$$\begin{aligned} \text{die Segmentdicke (s. unter Gl. (15.34)) } \quad h_{\text{seg}} &= 0,25 \sqrt{b^2 + l^2} = 0,25 \sqrt{80^2 + 63^2} = 25 \text{ mm}, \\ \text{die Segmentteilung (s. über Gl. (15.29)) } \quad l_t &= 1,25 \cdot l = 1,25 \cdot 63 = 78,75 \text{ mm} \quad \text{und} \\ \text{das Seitenverhältnis } l/b &= 63/80 \approx 0,79. \end{aligned}$$

- **Lösung b):** Aus **TB 15-9** wird zunächst bei $\vartheta_{\text{eff}} = 60^\circ\text{C}$ für den Schmierstoff der Viskositätsklasse ISO VG 100 abgelesen: $\eta_{\text{eff}} = 35 \text{ mPas} = 35 \cdot 10^{-3} \text{ Ns/m}^2$. Für $l/b \approx 0,79$ bei $h_0/t = 1$ ergibt sich aus **Bild 15-44a** die Belastungskennzahl 100 $k_1 \approx 6,5$ bzw. $k_1 = 0,065$, so dass mit

$$u_m = \pi \cdot d_m \cdot n_w = \pi \cdot 0,25 \text{ m} \cdot 3,33 \text{ s}^{-1} = 2,62 \text{ m/s}$$

die kleinste Schmierspalthöhe nach Gl. (15.31) errechnet werden kann.

$$\begin{aligned} h_0 &= \sqrt{\frac{k_1 \cdot z \cdot l \cdot b^2 \cdot u_m \cdot \eta_{\text{eff}}}{F}}, \\ h_0 &= \sqrt{\frac{0,065 \cdot 10 \cdot 63 \cdot 10^{-3} \text{ m} \cdot 80^2 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2 \cdot 2,62 \text{ m/s} \cdot 34 \cdot 10^{-3} \text{ Ns/m}^2}{32 \cdot 10^3 \text{ N}}} \approx 27 \cdot 10^{-6} \text{ m}, \\ h_0 &= 27 \mu\text{m} > h_{0,zul} \approx 10(1 + 0,0025 \cdot 250) \approx 16 \mu\text{m} \end{aligned}$$

nach Gl. (15.20) im Mittel bei der Keiltiefe $t = 27 \mu\text{m}$, d. h. für $h_0/t = 1$.

Das gleiche Ergebnis wird aus Gl. (15.26) mit Gl. (15.30) erreicht, wenn

$$p_L = \frac{F}{z \cdot l \cdot b} = \frac{32 \cdot 10^3 \text{ N}}{10 \cdot 63 \cdot 10^{-3} \text{ m} \cdot 80 \cdot 10^{-3} \text{ m}} = 6,35 \cdot 10^5 \text{ N/m}^2 \approx 0,6 \text{ N/mm}^2 < p_{L,zul}$$

für den Gleitwerkstoff eingesetzt wird.

- **Lösung c):** Nach Gl. (15.33) wird der gesamte Schmierstoffvolumenstrom

$$\begin{aligned} \dot{V}_{\text{ges}} &= 0,7 \cdot b \cdot h_0 \cdot u_m \cdot z = 0,7 \cdot 80 \cdot 10^{-3} \text{ m} \cdot 27 \cdot 10^{-6} \text{ m} \cdot 2,62 \text{ m/s} \cdot 10 = 39,6 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3/\text{s}, \\ \dot{V}_{\text{ges}} &= 2,38 \text{ dm}^3/\text{min}. \end{aligned}$$

- **Lösung d):** Zunächst wird aus **Bild 15-44a** für $l/b \approx 0,79$ bei $h_0/t = 1$ die Reibungskennzahl $k_2 \approx 3,1$ abgelesen. Mit der Dichte $\varrho = 860 \text{ kg/m}^3$ bei $\vartheta_{\text{eff}} = 60^\circ\text{C}$ lässt sich aus **TB 15-8c** die spezifische Wärmekapazität $c = 2080 \text{ Nm}/(\text{kg} \cdot {}^\circ\text{C})$ bestimmen, so dass sich nach Gl. (15.34) die Schmierstoff erwärmung errechnen lässt:

$$\begin{aligned} \Delta\vartheta &= \frac{k_2}{0,7 \cdot \sqrt{k_1}} \cdot \frac{F}{z \cdot c \cdot \varrho \cdot b^2}, \\ \Delta\vartheta &= \frac{3,1 \cdot 32 \cdot 10^3 \text{ N}}{0,7 \cdot \sqrt{0,065} \cdot 10 \cdot 2080 \text{ Nm}/(\text{kg} \cdot {}^\circ\text{C}) \cdot 860 \text{ kg/m}^3 \cdot 80^2 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2} = 4,9 {}^\circ\text{C} \approx 5 {}^\circ\text{C}. \end{aligned}$$

Ergebnis: Der Schmierstoffvolumenstrom $\dot{V}_{\text{ges}} = 2,38 \text{ dm}^3/\text{min}$ ist ausreichend, da die sich einstellende Temperaturerhöhung von rund $5 {}^\circ\text{C}$ wegen der Stütz- bzw. Kühlrippen am Lagergehäuse wahrscheinlich noch kleiner sein wird. Eine Iterationsrechnung wegen η -Änderung infolge Temperaturerhöhung ist nicht erforderlich.

15.6 Literatur

- Bartz, W. J. (Hrsg.): Gleitlagertechnik. Grafenau: expert, 1981
- Bartz, W. J. (Hrsg.): Keramikkager. Werkstoffe, Gleit- und Wälzlager – Dichtungen. Grafenau: expert, 2003
- Czichos, H., Habig, K.-H.: Tribologie-Handbuch: Reibung und Verschleiß. Wiesbaden: Vieweg+Teubner, 2010
- DIN, Dt. Institut für Normung (Hrsg.): Gleitlager 1: Maße, Toleranzen, Qualitätssicherung, Lagerschäden. 4. Aufl. Berlin: Beuth, 2007 (DIN-Taschenbuch 126)
- DIN, Dt. Institut für Normung (Hrsg.): Gleitlager 2: Werkstoffe, Prüfung, Berechnung, Begriffe. 3. Aufl. Berlin: Beuth, 2007 (DIN-Taschenbuch 198)

- DIN, Dt. Institut für Normung (Hrsg.): Schmierstoffe: Eigenschaften und Anforderungen. 4. Aufl. Berlin: Beuth, 1996 (DIN-Taschenbuch 192)
- Dow Corning GmbH, München: Molykote. 1990 – Firmenschrift
- Gersdorfer, O.: Das Gleitlager. Wien: Industrie und Fachbuch R. Bohmann, 1954
- Goldschmidt AG, Essen: Gleitlagertechnik. 1992 – Firmenschrift
- Grote, K.-H., Feldhusen, J. (Hrsg.): Dubbel – Taschenbuch für den Maschinenbau. 24. Aufl. Berlin: Springer, 2014
- Lang, O. R., Steinhilper, W.: Gleitlager. Berlin: Springer, 1978
- Leyer, A.: Theorie des Gleitlagers bei Vollschmierung (Blaue TR-Reihe, Heft 46). Bern: Hallwag, 1967
- Sassenfeld, H., Walther, A.: Gleitlagerberechnung. VDI-Forschungshefte Nr. 441. Düsseldorf: VDI, 1954
- Schweitzer, G., Traxler, A., Bleuler, H.: Magnetlager: Grundlagen, Eigenschaften und Anwendungen berührungsfreier, elektromagnetischer Lager. Berlin: Springer, 1993
- Steinhilper, W., Sauer, B.: Konstruktionselemente des Maschinenbaus 2. 6. Aufl. Berlin: Springer, 2008
- Tepper, H., Schopf, E.: Gleitlager: Konstruktion, Auslegung, Prüfung mit Hilfe von DIN-Normen. Berlin: Beuth, 1985 (Beuth-Kommentare)
- VDI-Richtlinie 2204-1: Auslegung von Gleitlagern; Grundlagen. Düsseldorf: VDI, 1992, 2005
- VDI-Richtlinie 2204-2: Auslegung von Gleitlagern; Berechnung
- VDI-Richtlinie 2204-3: Auslegung von Gleitlagern; Kennzahlen und Beispiele für Radiallager
- VDI-Richtlinie 2204-4: Auslegung von Gleitlagern; Kennzahlen und Beispiele für Axiallager
- VDI-Richtlinie 2202: Schmierstoffe und Schmiereinrichtungen für Gleit- und Wälzlager. Düsseldorf: VDI, 1970
- Vogelpohl, G.: Betriebssichere Gleitlager. Band 1: Berechnungsverfahren für Konstruktion und Betrieb. 2. Aufl. Berlin: Springer, 1967
- Weber, W.: Berechnungsschema für Gleitlager. 4. Aufl. 1985, BÖGRA, Solingen – Firmenschrift

Prospekte und Kataloge von Firmen (Auswahl):

amtag, Düsseldorf; Braunschweiger Hüttenwerk, Braunschweig; Elektro Thermit, Essen; Federal Mogul (Glyco), Wiesbaden; GLACIER-IHG, Heilbronn; igus, Köln; Kolbenschmidt, St. Leon Rot; MAAG Gear, Zürich; perma-tec, Euerdorf; RENK, Hannover; Sartorius, Göttingen; Spieth-Maschinenelemente, Esslingen; ZOLLERN BHW-Gleitlager, Herbertingen

16 Riemengebie

16.1 Funktion und Wirkung

16.1.1 Aufgaben und Wirkprinzip

Riemengebie sind Zugmittelgetriebe, bei denen das biegeweiche elastische Zugmittel „Riemen“ rein reibschlüssig (bei z. B. Flach-, Keil- und Keilrippenriemen) oder mit zusätzlichem Formschluss (bei z. B. Synchronriemen¹⁾) die Umfangskraft als Zugkraft von der Antriebs- zur Abtriebswelle überträgt (*Funktion*); die Lage der Wellen kann parallel oder unter beliebigem Winkel im größeren Abstand zueinander sein. Außer zur Leistungsübertragung werden vorwiegend die Flachriemen auch als Transportgurte zum Weiterleiten von Schütt- und Stückgütern eingesetzt.

Vorteile gegenüber Zahnrad- und Kettengetrieben: elastische Kraftübertragung; geräuscharmer, stoß- und schwingungsdämpfender Lauf; einfacher, preiswerter Aufbau; Überbrückung größerer Wellenabstände (Wellenmittlenabstände); keine Schmierung erforderlich; kein bzw. geringer Wartungsaufwand; größere Übersetzungen in einer Stufe realisierbar; geringes Leistungsgewicht; hohe Umfangsgeschwindigkeiten.

Nachteile gegenüber Zahnrad- und Kettengetrieben: der durch die Dehnung des Riemens bedingte Schlupf bei Flachriemen, Keil- und Keilrippenriemen lässt keine konstante Übersetzung zu; größere Wellenbelastung; größerer Platzbedarf gegenüber leistungsmäßig vergleichbaren Zahnradgetrieben und Kettengetrieben; begrenzter Temperaturbereich; Umwelteinflüsse (Staub, Öl, Feuchtigkeit u. a.) haben Einfluss auf das Reibungsverhalten; durch Reibung mögliche elektrostatische Aufladung (u. U. elektrisch leitende Ausführung vorschreiben).

16.1.2 Riemaufbau und Riemenwerkstoffe

Bei der Auslegung eines Riemengebiebes muss sowohl die Wahl der *Riemenart* als auch besonders bei Flachriemen die des *Riemenwerkstoffes* so getroffen werden, dass die für den entsprechenden Einsatz geforderten Kriterien hinsichtlich der Antriebs- und Abtriebsbedingungen erfüllt werden, so z. B.

- hohe *Zerreißfestigkeit* des Zugmittels zur Erzeugung hoher Vorspannungen bzw. zur Übertragung großer Umfangskräfte (Tangentialkräfte),
- gutes *Reibverhalten* zwischen Riemen und Scheibe zur Erzeugung eines guten Kraftschlusses bei kleinen Vorspannkräften (außer bei Zahnriemen),
- *Unempfindlichkeit gegenüber Umwelteinflüssen*, z. B. Staub, Öle und andere Chemikalien, Temperaturunterschiede.

Im technischen Anwendungsbereich werden grundsätzlich drei Arten von Antriebsriemen unterschieden: *Flach-*, *Keil-* und *Synchronriemen*. Der innere Aufbau der in der modernen Antriebstechnik eingesetzten Flachriemen ist im Prinzip der gleiche wie der Aufbau der Keil-, Keilrippen- und Synchronriemen. Während Zugstränge aus Polyester, Polyamid oder auch Stahl- und Glasfasern zur Aufnahme der im Riemen wirkenden Zugkräfte dienen, werden Elastomere

¹⁾ Die Bezeichnung *Synchronriemen* ist in DIN 7721 festgelegt; im allgemeinen Sprachgebrauch wird vielfach auch die Bezeichnung *Zahnriemen* verwendet.

bei den Flach- und Keilriemen als Reibfläche (bei Flachriemen u. a. auch Chromleder) zur Kraftübertragung und bei Synchronriemen als Werkstoff für die Riemenzähne eingesetzt.

1. Flachriemen

Lederriemen

Riemen aus reinem Leder können unter optimalen Bedingungen höhere Reibungswerte erreichen als solche aus anderen Werkstoffen; in der Antriebstechnik wurden sie jedoch von den leistungsfähigeren *Mehrschicht-* oder *Verbundriemen* weitestgehend verdrängt.

Geweberiemen (Textilriemen)

Als Gewebe- bzw. Textilriemen bezeichnet man Riemen, die aus organischen Stoffen (Baumwolle, Tierhaare, Naturseide u. a.) bzw. aus synthetischen Stoffen (Kunstseide, Nylon u. a.) gewebt sind. Nachteilig ist die höhere Kantenempfindlichkeit (Rissgefahr!). In der Antriebstechnik ohne Bedeutung.

Kunststoffriemen

Riemen aus Kunststoff (Nylon, Perlon u. a.) besitzen eine hohe Festigkeit und sind praktisch bei konstanter Temperatur fast dehnungslos. Sie werden aber selten verwendet, weil wegen des schlechten Reibungsverhaltens nur wenige Eigenschaften eines guten Antriebs erfüllt werden können.

Mehrschicht- oder Verbundriemen

Für die Übertragung kleiner und großer Leistungen werden heutzutage die Flachriemen als *Mehrschicht-* oder *Verbundriemen* ausgeführt, die aus Polyamid-Zugelementen kombiniert mit adhäsiven Laufschichten bestehen. Durch Verstrecken der Zugelemente in Längsrichtung lassen sich hohe Zugfestigkeitswerte von $R_m = 450 \dots 600 \text{ N/mm}^2$, hohe E-Moduln und damit geringe Dehnungen (spannungshaltende Elastizität) erreichen. Die von diesen Hochleistungsriemen übertragbaren Leistungen werden von den Herstellerfirmen bis $P = 6 \text{ kW/mm}$ angegeben. Sie sind in Längsrichtung sehr flexibel und unempfindlich gegen Schmiermittel sowie atmosphärischen Einflüssen. Ein kleiner Schlupf ergibt neben gutem Wirkungsgrad (bis 98 %) und langer Lebensdauer eine genauere Einhaltung sogar großer Übersetzungen (bis 1:20) bei kleinen Wellenabständen. Da die Riemen dünn und schmal ausgeführt werden können und sich auch für hohe Geschwindigkeiten eignen, verdrängen sie in vielen Fällen die Keilriemengetriebe. Von großer Bedeutung sind auch *Mehrschicht-* und *Verbundriemen*, bei denen Kunststoffe und Leder fest miteinander verbunden sind. Sie bestehen in der Regel aus zwei oder mehreren Schichten und zwar aus einer Chromleder-Laufschicht (*L*) wegen des guten Reibverhaltens und einer Zugschicht aus Kunststoff (*Z*) wegen der hohen Zugfestigkeit und der geringen Dehnung. Außerdem kann eine Schutz- oder Deckschicht (*D*) aus Chromleder (bei beidseitiger Beanspruchung, z. B. Mehrscheibenantrieb) oder aus imprägniertem Textilgewebe bei einseitiger Beanspruchung aufgebracht werden, s. **Bild 16-1**.

Hinweis: Flachriemen werden, soweit sie nicht endlos lieferbar sind (wie z. B. bei hohen Geschwindigkeiten mit endlosen Polyestercordfäden als Zugelement) bzw. dies nicht erforderlich ist, meistens durch Kleben oder Schweißen (bei Kunststoffriemen) verbunden. Von der Verbindungsart hängt im Wesentlichen die zulässige Kraftübertragung und die Lebensdauer ab.

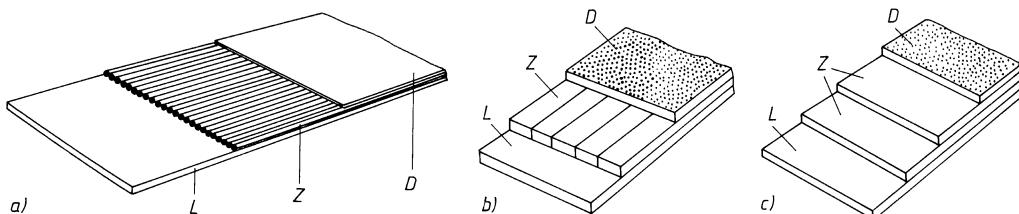


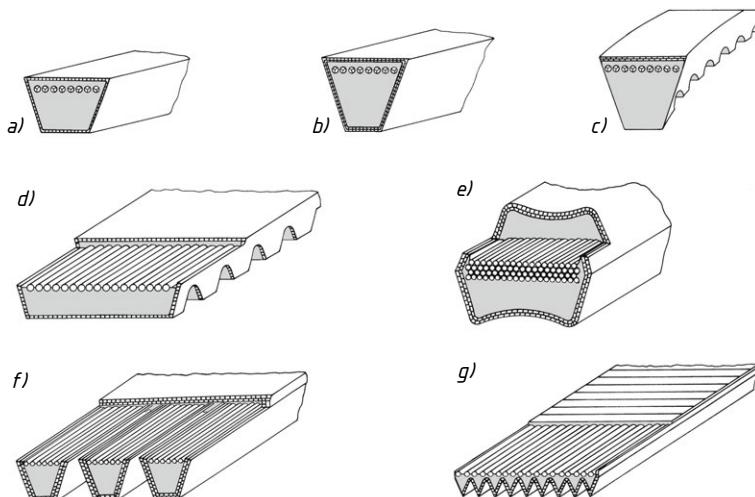
Bild 16-1 Aufbau eines Mehrfach-Flachriemens.

a) Kordriemen, b) Bandriemen mit zusammengesetzten Zugbändern, c) Bandriemen mit breiten Zugbändern (*D* Deck-, *Z* Zug-, *L* Laufschicht)

2. Keilriemen

Keilriemen unterscheiden sich von den Flachriemen durch ihre trapezförmige (keilförmige) Querschnittsform. Sie bestehen aus einer *Zugschicht* (eine oder mehrere Lagen endlos gewickelter Kordfäden aus Polyesterfasern), dem *Kern* (meist aus hochwertiger Kautschukmischung) und der *Umhüllung* aus gummierten Baumwollgewebe oder Synthetikgewebe (mit Ausnahme der Keilriemen in *flankenoffener* Ausführung). Je nach Anwendungszweck und entsprechend dem technischen Fortschritt haben sich in den letzten Jahren mehrere Bauformen herausgebildet. So werden u. a. *Normal-, Schmal-, Breit-, Doppel- und Verbundkeilriemen* unterschieden, s. **Bild 16-2**. Zum Erreichen einer größeren Flexibilität des Riemens werden Keilriemen vielfach in *gezahnter Ausführung* eingesetzt, wodurch u. U. kleinere Scheibendurchmesser d möglich sind. Bei Belastung zieht sich der Keilriemen in die trapezförmige Rille der Scheibe (Keilwinkel $32^\circ \dots 38^\circ$, bei Keilrippenriemen 40°) hinein und erzeugt durch die Keilwirkung an den beiden Flanken den zur Kraftübertragung erforderlichen Reibschluss, s. **Bild 16-3**. Dabei darf der Keilriemen selbst nicht auf dem Rillengrund aufliegen. Dadurch, dass bereits bei geringer Vorspannung große Normalkräfte zwischen Scheibe und Riemen auftreten und somit ein guter Kraftschluss eintritt, ergeben sich die Vorteile des Keilriemens wie z. B. kleinere Lagerbelastungen gegenüber dem Flachriemen und sicherer Betrieb selbst bei kleinen Umschlingungswinkeln β . Bedingt durch die größere Walkarbeit und die damit verbundene größere Erwärmung des Riemens ist der Wirkungsgrad gegenüber dem Flachriemen kleiner. Keilriemen werden mit wenigen Ausnahmen endlos hergestellt und meist in genormten Längen geliefert. Für die Auslegung der Keilriemengetriebe ist somit der Wellenabstand nicht frei wählbar, ebenso sind aus Montagegründen bestimmte konstruktive Vorkehrungen zu treffen. *Verbundkeilriemen* bestehen aus bis zu 5 parallel angeordneten längengleichen Keilriemen (Normal- oder Schmalkeilriemen), die mit einer Deckplatte miteinander verbunden sind. Dadurch ist gegenüber den einzeln angeordneten Keilriemen eine Reduzierung der häufig nicht zu vermeidenden Riemenschwingungen möglich, was somit zu einem besseren Betriebsverhalten führt.

Typische Eigenschaften und Anwendungsbereiche der einzelnen Keilriemenarten sind in **TB 16-2** aufgeführt.



16

Bild 16-2 Keilriemen-Ausführungsarten.

a) Normalkeilriemen, b) Schmalkeilriemen, c) Schmalkeilriemen flankenoffen, gezahnt, d) Breitkeilriemen (gezahnt), e) Doppelkeilriemen, f) Verbundkeilriemen, g) Keilrippenriemen

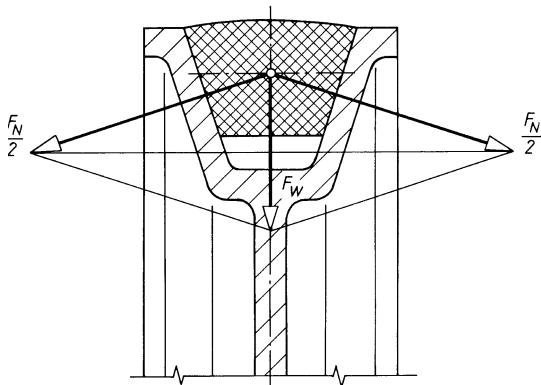


Bild 16-3
Kräfte am Keilriemen

3. Keilrippenriemen

Der **Keilrippenriemen** (**Bild 16-2g**) vereint in sich die Vorteile des Flachriemens mit denen des Keilriemens. Er ist sehr biegsam und läuft auch bei hohen Geschwindigkeiten leise und vibrationsfrei. Die Leistung wird durch Reibschluss der keilförmigen Rippen mit den Rillen der Scheiben übertragen. Der Riemen trägt auf seiner ganzen Breite gleichmäßig, ein Verdrehen in den Rillen ist ausgeschlossen und damit wird ein Abspringen von der Scheibe verhindert. Durch die geringe Biegesteife sind hohe Übersetzungen zu erreichen. Die Ausführung der großen Scheibe als Flachscheibe ist möglich, ebenfalls die Ausführung in einer Breite bis zu 75 Rippen! Im Angebot sind Keilrippenriemen, die bis 80 °C hitzebeständig, elektrisch leitfähig und bedingt ölfest sind. Typische Eigenschaften und der Anwendungsbereich der Keilrippenriemen sind im **TB 16-2** aufgeführt.

4. Synchronriemen (Zahnriemen)

Der **Synchronriemen** ist ein formschlüssiges Antriebselement. Entsprechend der vorgesehenen Teilung p besitzt der Synchronriemen in gleichmäßigen Abständen **Zähne**, die in die jeweiligen Zahnlücken der Riemscheibe eingreifen und somit den Formenschluss herstellen. Der in der Regel endlos gefertigte Synchronriemen besteht aus den über die gesamte Riemenbreite angeordneten Zugelementen aus Stahl oder Glasfasern, dem Riemenkörper aus Gummi- oder Elastomermischungen, der auch gleichzeitig die Zähne einschließt, sowie vielfach ein Polyamidgewebe zum dauerhaften Schutz der Zähne, s. **Bild 16-4**.

Neben der Ausführung des Synchronriemens mit trapezförmigen Zahnprofilen (DIN 7721) wurde für die Übertragung großer Drehmomente bei kleinen Umfangsgeschwindigkeiten der HTD-

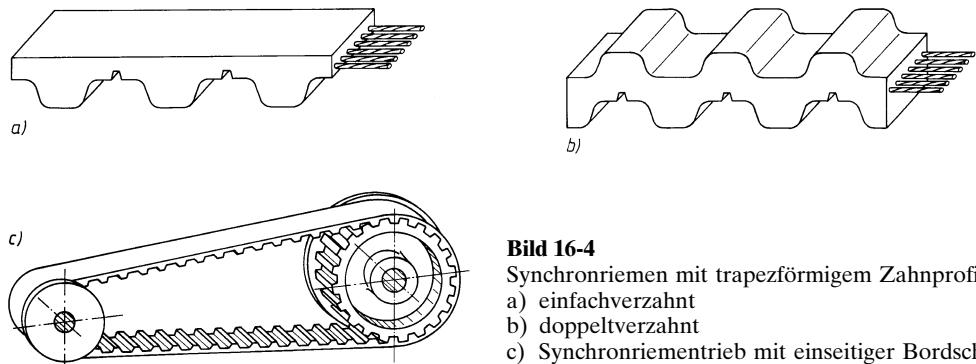
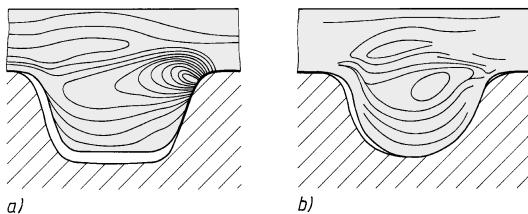


Bild 16-4
Synchronriemen mit trapezförmigem Zahnprofil.
a) einfache verzahnt
b) doppeltverzahnt
c) Synchronriementrieb mit einseitiger Bordscheibe

**Bild 16-5**

Spannungsverteilung im Synchronriemen.

a) Trapezzahn

b) Halbrundprofil-(HTD) Zahn

Zahnriemen (High Torque Drive) mit Halbrundprofil entwickelt, s. **Bild 16-5**. Dieser Synchronriemen zeichnet sich durch eine besonders günstige Spannungsverteilung unter Last aus und besitzt bei gleichen Bauabmessungen eine etwas höhere Leistungsfähigkeit gegenüber dem herkömmlichen Synchronriemen nach DIN 7721. Es gibt inzwischen eine Vielzahl von Zahnformen, die für spezielle Betriebsverhältnisse entwickelt wurden, z. B. „geteilte“ trapezförmige Zähne oder Riemen mit kerbverzahntem Profil.

Die **Vorteile** des Synchronriemens im Vergleich zu den Flach- und Keilriemen sind der synchrone Lauf ($i = \text{konstant}$), der hohe Wirkungsgrad (bis $\eta = 0,99$), die geringe Vorspannung und damit kleinere Lagerbelastungen. Mehrwellenantriebe sowie Antriebe, bei denen Gegenbiegung auftritt, sind aufgrund der hohen Flexibilität ebenso wie Winkeltriebe mit geschränkten (verdrillten) Synchronriemen möglich.

Nachteilig dagegen ist in erster Linie die teure Fertigung (besonders der Scheiben), die Empfindlichkeit gegenüber Fremdkörpern und die stärkeren Laufgeräusche, bedingt durch das Aufschlagen des Zahnkopfes der Scheibe in den Zahngrund des Riemens. Synchronriemen sind sehr empfindlich gegenüber Belastungsüberschreitungen (Gleitschlupf ist nicht möglich). Zur Führung des Synchronriemens sind mindestens 2 Bordscheiben an den Zahn-(Riemen)-Scheiben vorzusehen, die wechselseitig an beiden Scheiben oder beidseitig an die kleine Scheibe angebracht werden (s. hierzu auch **Bild 16-14a** und **c, b**). Eigenschaften und Anwendungsbereiche s. **TB 16-3**.

16.2 Gestalten und Entwerfen

16.2.1 Bauarten und Verwendung

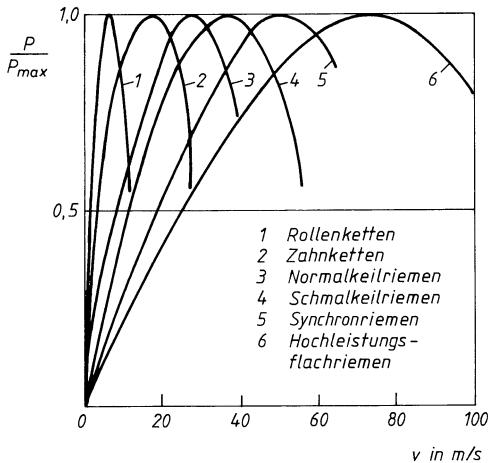
Bedingt durch die typischen Eigenschaften der einzelnen Riemenarten können Riemengetriebe für die unterschiedlichsten Aufgaben sowohl in der Antriebstechnik als auch in der Fördertechnik eingesetzt werden. Je nach Ausführung werden Riemengetriebe unterschieden hinsichtlich der

16

1. Wahl der Riemenart

- **Flachriemen:** einfache Bauart; besonders geeignet für große Wellenabstände, hohe Riemengeschwindigkeiten (bis $v = 100 \text{ m/s}$) und Mehrscheibenbetrieb; Übertragung größter Umfangskräfte möglich;
- **Keilriemen:** für große Übersetzungen bei kleinen Wellenabständen; überwiegend eingesetzt für mittlere Leistungen im allgemeinen Maschinenbau;
- **Keilrippenriemen:** für große Übersetzungen bei kleinen Wellenabständen; hohe Riemengeschwindigkeiten (bis $v = 60 \text{ m/s}$), kleine Scheibendurchmesser; hohe Biegefrequenzen (bis 200 l/s), hohe Flexibilität erlaubt kompakte Bauweise;
- **Synchronriemen:** gewährleisten ein konstantes Übersetzungswahlverhältnis; hohe Positioniergenauigkeit z. B. beim Antrieb in der Robotertechnik; für leichte und schwere Antriebe universell einsetzbar, Leistungsübertragung bis über 200 kW, geringe Vorspannung gewährleistet geringere Lagerbelastung, in geschränkter Anordnung einsetzbar. Höhere Fertigungskosten der gezahnten Riemenscheiben gegenüber den Flach- und Rillenscheiben.

Eine genaue Abgrenzung des Einsatzgebietes zwischen Flach-, Keil- und Keilrippenriemen gibt es für den normalen Anwendungsbereich in der Antriebstechnik nicht. Bei hohen Umfangs-

**Bild 16-6**

Einsatzbereiche der Zugmittel in Abhängigkeit von der Umfangsgeschwindigkeit

geschwindigkeiten ($v \geq 50$ m/s) dagegen ist z. B. der Mehrschicht-Flachriemen dem Keil- und Keilrippenriemen eindeutig überlegen (s. **Bild 16-6**). Synchronriemen zeichnen sich hauptsächlich durch die formschlussbedingte, übersetzungskonstante ($i = \text{konstant}$) Kraftübertragung aus und werden vorzugsweise auch dort eingesetzt, wo dieser Vorteil zum Tragen kommt, z. B. Nockenwellenantrieb beim Verbrennungsmotor.

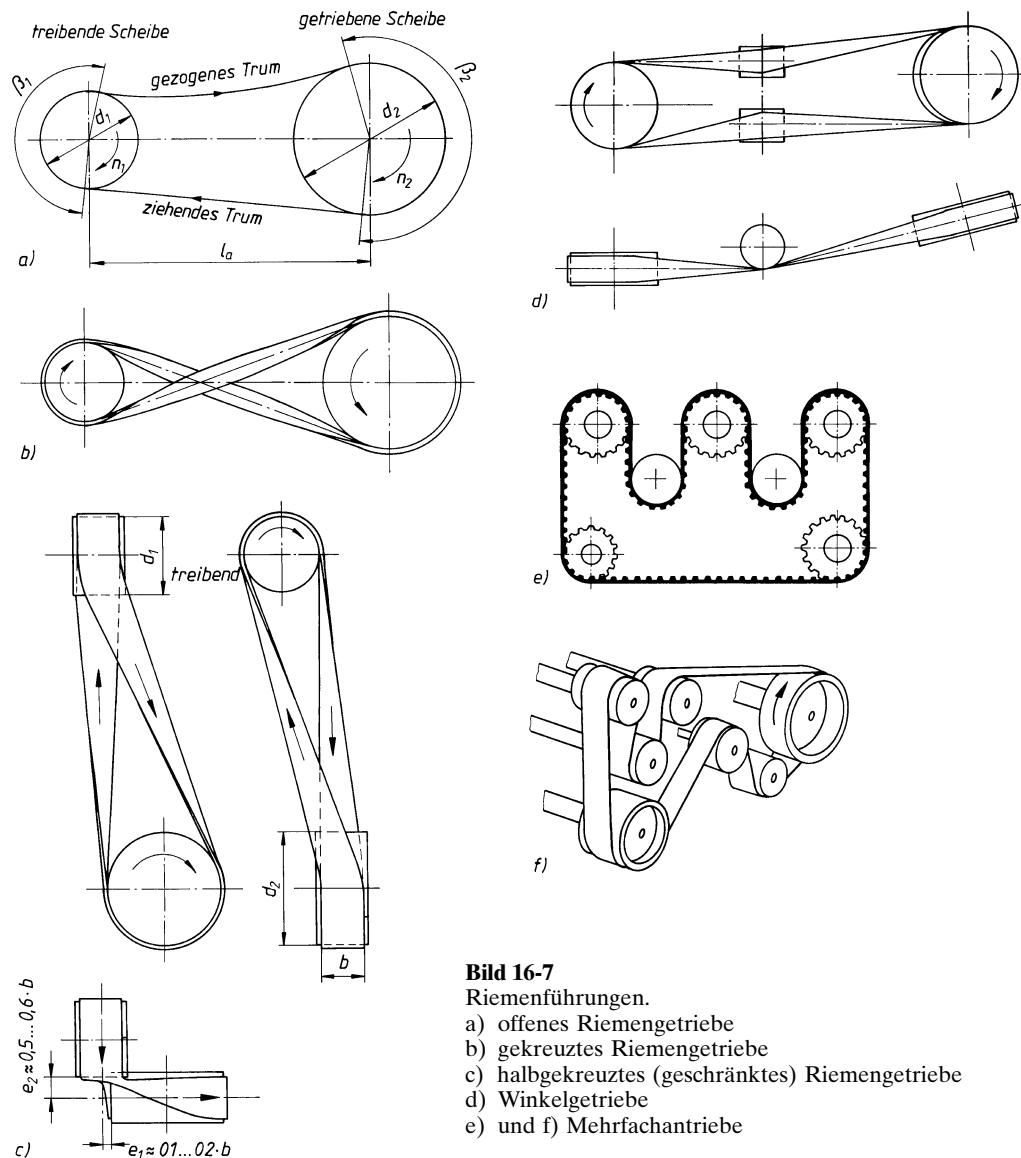
2. Riemenführung

- *offene Riemengetriebe*, s. **Bild 16-7a**: in waagerechter, schräger und senkrechter Anordnung; einfacher Aufbau,
- *gekreuzte (geschränkte) Riemengetriebe*, s. **Bild 16-7b**: in waagerechter, schräger und senkrechter Anordnung für entgegengesetzten Drehsinn der Scheiben; Berührung der Riemen ist wegen der Zerstörungsgefahr möglichst zu vermeiden (für Keil- und Keilrippenriemen nicht geeignet),
- *halb gekreuzte (geschränkte) Riemengetriebe*, s. **Bild 16-7c**: zur Kraftübertragung bei sich kreuzenden Wellen (zylindrische Scheiben vorsehen; Konstruktionsmaße beachten, s. **Bild 16-7c**),
- *Winkeltriebe*, s. **Bild 16-7d**: zur Kraftübertragung bei sich schneidendem Wellen (Leitrollen möglichst groß ausführen, damit die Biegebeanspruchung des Riemens klein bleibt),
- *Mehrfachantriebe*, s. **Bild 16-7e** und f: zur Kraftübertragung von meist einer Antriebs- auf mehrere Abtriebsscheiben.

16

3. Vorspannmöglichkeiten

- *Dehnspannung (Bild 16-8a)*: Die stumpfe Riemenlänge ist kleiner als es dem festen Wellenabstand e entspricht, sodass er beim Auflegen elastisch gedehnt wird. Dies genügt vielfach bei Wellenabständen unter 5 m, auch bei schräger bzw. senkrechter Anordnung.
- *Spannrollen (Bild 16-8b)*: Spannrollen mit Gewichts- oder Federbelastung drücken zum Spannen in der Nähe der kleinen Scheibe von außen auf das Leertrum und vergrößern den Umschlingungsbogen β . Die Anordnung eignet sich für größere Triebe mit festem Wellenabstand. Ein Drehrichtungswechsel ist ausgeschlossen.
- *Spannschiene*: Oft genügt es, den Antriebsmotor mit der Riemscheibe zum Spannen des Riemens auf Spannschienen mit Hilfe von Stellschrauben zu verschieben (**Bild 16-8c**).
- *Spannschlitten*: Ein selbsttätiges Spannen erfolgt durch Gewichtsstücke oder Federn, was häufig auch bei Bandförderern angewandt wird (**Bild 16-8d**).
- *Spannwippe (Bild 16-8e)*: Der Motor sitzt auf einer um D drehbaren Wippe. Bei angegebener Drehrichtung bewirkt das Rückdrehmoment T_r des Motors ein selbsttätiges Spannen

**Bild 16-7**

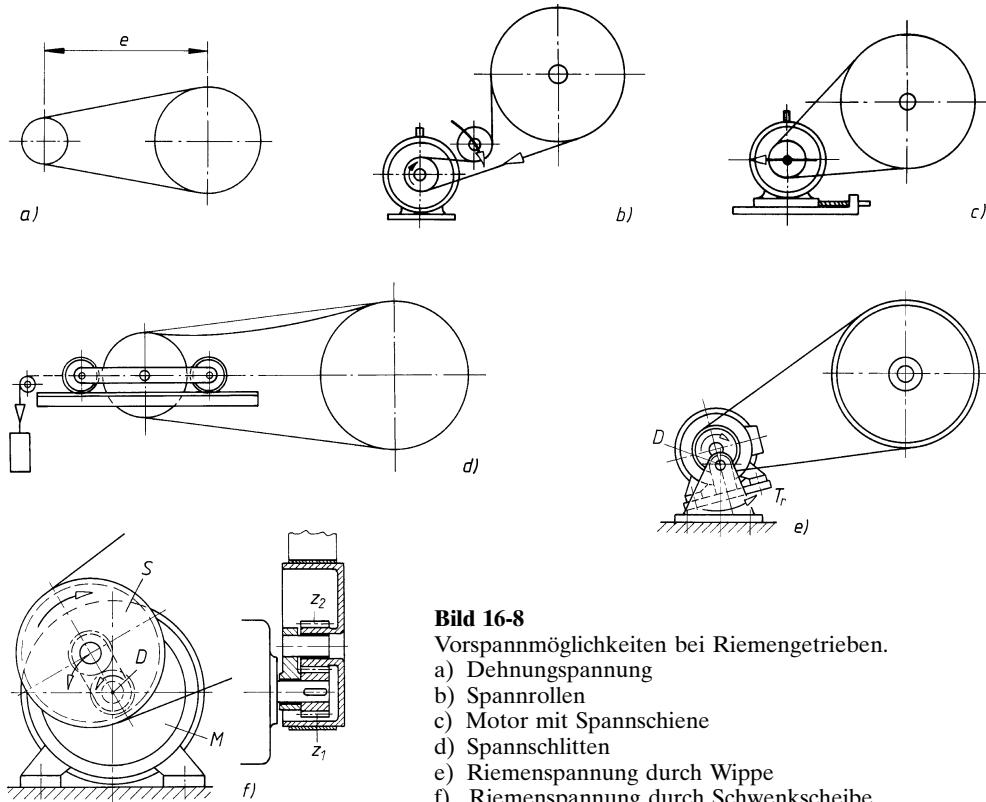
Riemenführungen.

- offenes Riemengehäuse
- gekreuztes Riemengehäuse
- halbgekreuztes (geschränktes) Riemengehäuse
- Winkelgetriebe
- und f) Mehrfachantriebe

des Riemens, das sich schwankenden Drehmomenten zudem anpasst und so ein rutschfreies Arbeiten des Triebes gewährleistet (neigt zu Schwingungen, bei Neukonstruktionen vermeiden).

- **Schwenkscheibe (Bild 16-8f):** Bei feststehendem Antriebsmotor (M) ist die Riemscheibe als Schwenkscheibe (S) ausgebildet, in die ein Zahnradpaar (z_1 und z_2) eingebaut ist, sodass sich auch große Übersetzungen ins Langsame erzielen lassen. Das Schwenken der Riemscheibe (im Bild um D nach links) und damit das Spannen des Riemens wird durch die Umfangskraft des auf der Motorwelle sitzenden, im gleichen Sinn sich drehenden und treibenden Ritzels z_1 bewirkt.

Der Vorteil dieser selbstspannenden Einrichtungen überwiegt vielfach die anfallenden Mehrkosten, denn sie schonen Riemen und Lager, erfordern kein Nachspannen und sind bei größter Betriebssicherheit wartungsfrei.

**Bild 16-8**

Vorspannmöglichkeiten bei Riemengetrieben.

- Dehnungsspannung
- Spannrollen
- Motor mit Spannschiene
- Spannschlitten
- Riemenspannung durch Wippe
- Riemenspannung durch Schwenkscheibe

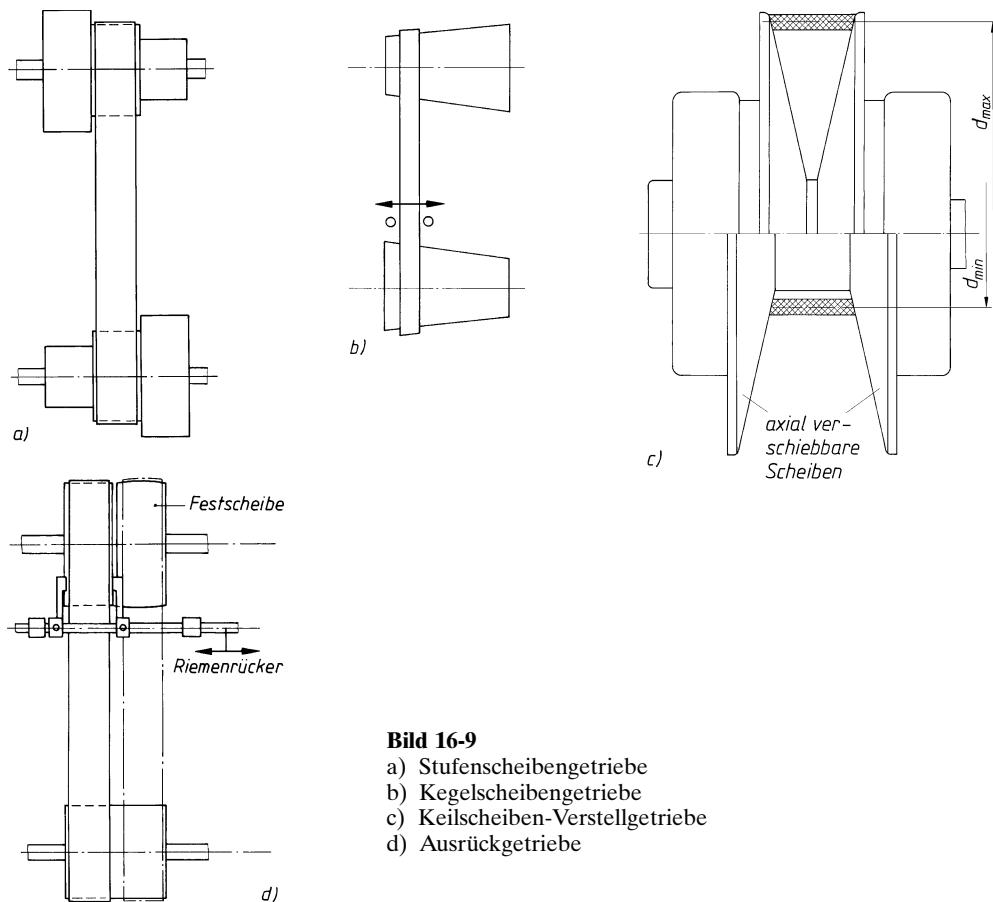
4. Verstell- bzw. Schaltgetriebe

- Stufenscheibengetriebe**, Bild 16-9a, sowohl in offener als auch gekreuzter Anordnung zur stufenweisen Änderung der Übersetzung i durch Umlegen des Riemens auf ein anderes Scheibenpaar. Da der Wellenabstand unverändert bleibt, müssen die Scheibendurchmesser so gewählt werden, dass sich für jede Stufe die gleiche Riemenlänge ergibt. Der Schaltvorgang erfolgt im Stillstand.
- Kegelscheibengetriebe**, Bild 16-9b, zur stufenlosen Änderung der Übersetzung durch Verschieben des Riemens auf der Kegelscheibe während des Betriebes mittels Gabel. Beide Scheiben müssen das gleiche Kegelverhältnis aufweisen, da bei konstantem Wellenabstand für jede Stellung des Riemens die Riemenlänge gleich sein muss.
- Keilscheiben-Verstellgetriebe**, Bild 16-9c, zur stufenlosen Änderung der Übersetzung durch Veränderung der Richtdurchmesser beider Scheiben (der Wellenabstand bleibt unverändert) oder einer Scheibe bei einer Festscheibe (Wellenabstand muss entsprechend angepasst werden).
- Ausrückgetriebe**, Bild 16-9d, zur Unterbrechung des Kraftflusses während des Betriebes durch Umlegen des Riemens von der mit der angetriebenen Welle fest verbundenen Scheibe (Festscheibe) auf die „lose“ auf der Welle sitzenden Scheibe (Losscheibe).

16.2.2 Ausführung der Riemengetriebe

1. Allgemeine Gesichtspunkte

Die konstruktive Durchbildung der Einzelteile eines Riemengetriebes ist für dessen Leistungsfähigkeit und Lebensdauer ebenso wichtig wie die Wahl der Riemenart, der Riemensorte und

**Bild 16-9**

- Stufenscheibengetriebe
- Kegelscheibengetriebe
- Keilscheiben-Verstellgetriebe
- Ausrückgetriebe

des Riemenprofils. Vorbedingung für einen ruhigen Lauf ist das Zusammenfallen der Mitte des auflaufenden Riemens mit der Scheibenmitte, besonders bei gekreuzten oder halbgekreuzten Riemeln (s. auch **Bild 16-7**), das genaue Ausrichten von Wellen und Scheiben sowie ein genauer Rundlauf der Scheiben.

Für die optimale Auslegung eines Getriebes sind auch die Ausführung und Fertigung der Riemscheiben (Kosten!) und die Oberflächenbearbeitung, besonders die der Lauffläche mit entscheidend (raue Oberflächen vermindern aufgrund des Dehnschlupfes die Lebensdauer des Riemens erheblich, s. unter 16.3.1-2). Zu beachten ist, dass kleine Scheibendurchmesser hohe Biegespannungen im Riemen hervorrufen und somit die Leistungsfähigkeit des Riemens vermindern; ebenso werden die Trumkräfte $F_t = T/(d/2)$ und somit die Wellen- und Lagerkräfte mit kleinerem Durchmesser größer. Konstruktiv ist darauf zu achten, dass der erforderliche Spannweg zur Vergrößerung des Achsabstandes nur selten identisch ist mit dem Verstellweg des für den Motor vorgesehenen Spannschlittens.

2. Hauptabmessungen der Riemscheiben

Die Hauptabmessungen der Riemscheiben, wie Durchmesser und Kranzbreite, die Maße für die Rillenprofile und teilweise auch für Naben, sind weitgehend genormt. Dagegen bleiben Maße und auch Ausführungen von Einzelheiten wie Arme, Böden u. dgl. vielfach dem Hersteller überlassen. Die Laufflächen der Scheiben müssen frei von Schutzanstrichen sein.

Flachriemenscheiben

Hauptabmessungen der Flachriemenscheiben sind nach DIN 111 in Übereinstimmung mit ISO 99 und ISO 100 genormt. Werte für den Außendurchmesser d , die Kranzbreite B , die Wölbhöhe h und die zulässige größte Riemenbreite b s. **TB 16-9**.

Normalkeilriemenscheiben

Hauptabmessungen sind nach DIN 2217 T1 u. T2, ISO 255, ISO 4183 genormt. Werte für Richtdurchmesser d_d und Rillenprofil s. **TB 16-13**.

Schmalkeilriemenscheiben

Hauptabmessungen sind nach DIN 2211 Blatt 1 u. Blatt 2, ISO 4183 genormt. Werte für Richtdurchmesser d_d und Rillenprofil s. **TB 16-13**.

Keilrippenriemenscheiben

Hauptabmessungen sind nach DIN 7867, ISO 9282 genormt (s. **TB 16-14**).

Synchronriemenscheiben

Hauptabmessungen sind nach DIN 7721 T2, DIN/ISO 5294 genormt.

3. Werkstoffe und Ausführung der Riemscheiben

Als Werkstoff wird Gusseisen (*GJL-150, GJL-200*), bei hochbeanspruchten Scheiben und hohen Drehzahlen Stahlguss (*GS-38, GS-45*) oder Stahl verwendet. Weniger beanspruchte Scheiben werden auch aus Leichtmetall gegossen oder aus Holz oder Kunststoff gefertigt.

Ausführungen: Kleine Scheiben werden kostengünstig aus dem Vollen gedreht oder gegossen und bis zu einem Durchmesser $d = 355$ mm als Bodenscheiben ausgeführt (**Bild 16-10**). Große Scheiben werden mit Armen versehen (Anzahl der Arme aus $z \approx 0,15 \cdot \sqrt{d(\text{mm})} \geq 4$ **Bild 16-11**). Die Arme haben elliptischen Querschnitt (Achsenverhältnis 1:2), der sich vom Kranz zur Nabe im Verhältnis $\approx 4:5$ vergrößert. Die Nabenausbauungen werden nach **TB 12-1** festgelegt. Die

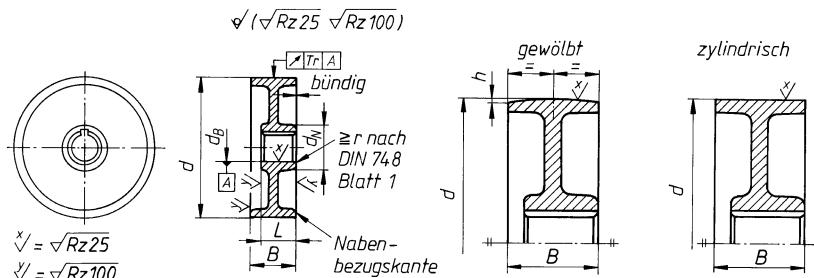


Bild 16-10 Bodenscheiben

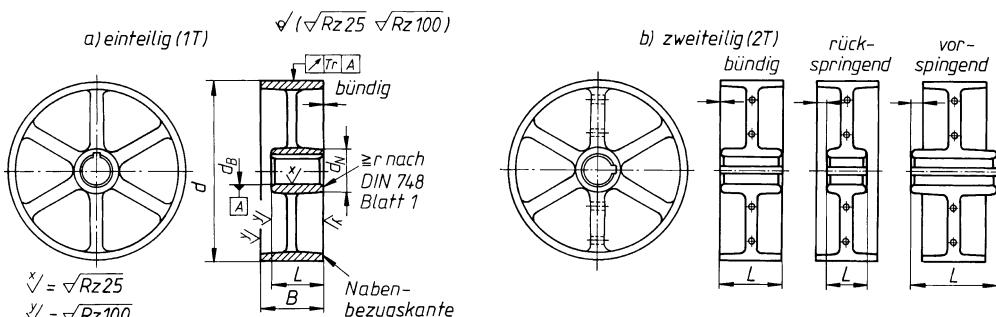


Bild 16-11 Armscheiben. a) einteilige Ausführung, b) zweiteilige Ausführung

äußere Dicke des Kranzes soll $s \approx d/300 + 2 \text{ mm} \geq 3 \text{ mm}$ sein. Die Lauffläche soll möglichst glatt (geschliffen) sein, um den durch den Dehnschlupf entstehenden Verschleiß klein zu halten. Geteilte Scheiben (**Bild 16-11b**) lassen sich nachträglich zwischen Lagerstellen setzen und erleichtern dadurch den Ein- und Ausbau.

Um bei Flachriemengetrieben das außermittige Laufen bzw. Ablaufen des Riemens von der Scheibe zu verhindern, wird eine Scheibe mit gewölbter Lauffläche versehen (**Bild 16-10**). Zur Schonung des Riemens soll die größere Scheibe gewölbt sein, aus wirtschaftlichen Gründen wird jedoch häufig die kleinere Scheibe mit Wölbung ausgeführt. Bei Riemengeschwindigkeiten $v > 20 \text{ m/s}$ sowie bei Trieben mit senkrecht stehenden Wellen (waagerecht liegende Scheiben) müssen beide Scheiben gewölbt sein. Durch die Wölbung ist die Riemengeschwindigkeit in der Scheibenmitte höher und der Riemen wird dadurch ständig zur Scheibenmitte hin bewegt. Bei geringen Stückzahlen oder Einzelfertigungen wird häufig die Schweißkonstruktion bevorzugt (**Bild 16-12**), wobei möglichst einfache Einzelteile zu verwenden sind.

Verschiedene Ausführungsformen von Keil- und Keilrippenriemen zeigt **Bild 16-13**, für Synchronriemenscheiben **Bild 16-14**.

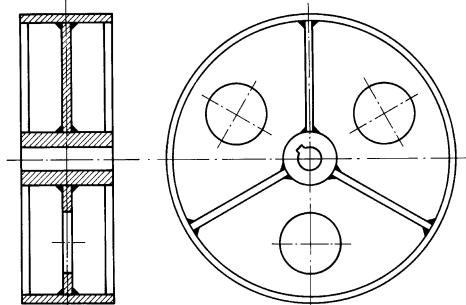


Bild 16-12 Geschweißte Flachriemenscheibe

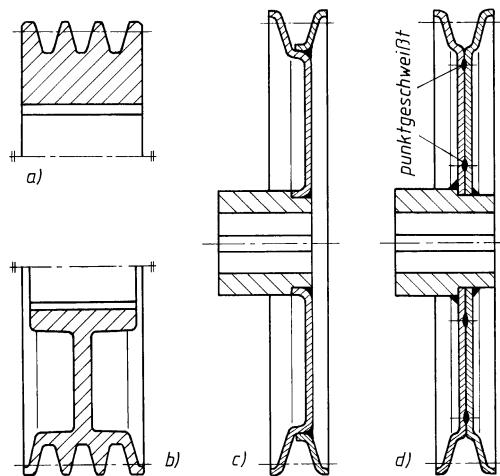


Bild 16-13 Ausführungsformen von Keilriemenscheiben.

a) Vollzscheibe, b) Bodenscheibe (gegossen),
c) gelötete Scheibe, d) geschweißte Scheibe

16

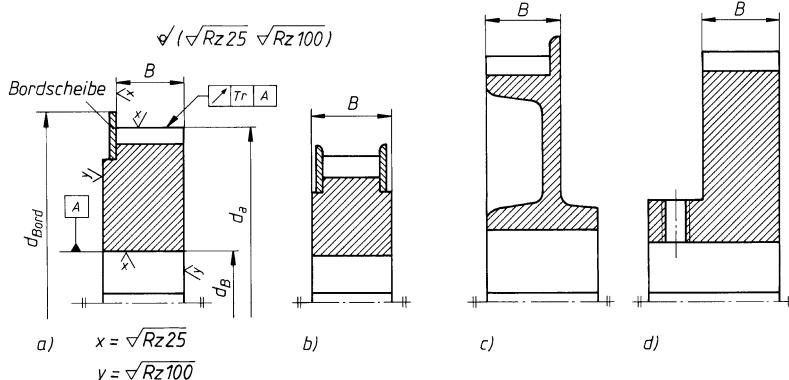


Bild 16-14 Ausführungsformen von Synchronriemenscheiben.

a) und c) mit 1 Bordscheibe, b) mit 2 Bordscheiben, d) ohne Bordscheibe

16.3 Auslegung der Riemengebie

16.3.1 Theoretische Grundlagen zur Berechnung der Riemengetriebe

Nachfolgend sollen hier nur die Berechnungsgrundlagen am Beispiel eines offenen Riemengetriebes mit einem Flachriemen (homogener Riemenwerkstoff vorausgesetzt) vorgestellt werden (für Mehrschichtriemen aus unterschiedlichen Materialien und somit unterschiedlichen physikalischen Eigenschaften gelten nachfolgende Ausführungen nur bedingt; diese Riemen sind nach den Angaben des Herstellers auszulegen). Grundsätzlich kann auch in Abwandlung für Keil- und Keilrippenriemengetriebe von gleichen theoretischen Beziehungen ausgegangen werden (maßgebend ist hier der theoretische Reibwert $\mu' = \mu / [\sin(\alpha/2)]$ mit dem Scheibenrillenwinkel α).

1. Kräfte am Riemengehäuse

Riemengetriebe können eine Leistung nur dann übertragen, wenn die *Reibkraft* F_R zwischen Riemenscheibe und Riemen mindestens gleich oder größer ist als die zu übertragende *Umfangskraft* F_t .

$$F_R = \mu \cdot F_N \geq F_t \quad \text{bzw.} \quad F_R = \mu' \cdot F_N \geq F_t \quad (16.1)$$

μ , μ' Reibungszahl für den umspannten Scheibenbogen, abhängig von der Riemenart, der Scheibenoberfläche und vielfach von der Riemengeschwindigkeit; für Keil- und Keilrippenriemen ist mit $\mu' = \mu / [\sin(\alpha/2)]$ zu rechnen, wobei α der Rillenwinkel der Scheibe nach **TB 16-13** und **TB 16-14** ist; Anhaltswerte für μ nach **TB 16-1**

F_N nach TB 10-1 und TB 10-14 ist, Anfangswerte für μ nach TB 10-14
notwendige Anpresskraft (Normalkraft), die durch eine entsprechende Vorspannkraft F_v des Riemens erreicht wird; sie beeinflusst die auftretende Wellenkraft F_w je nach Bauart des Getriebes

Wird die treibende Scheibe d_1 durch ein Drehmoment T angetrieben, dann ist die von der Scheibe auf den Riemen zu übertragende Umfangskraft (**Bild 16-15**) $F_t = T/(d_1/2) = 2 \cdot T_1/d_1$.

Da die getriebene Scheibe d_2 durch die vorhandene Reibkraft bewegt wird, gilt für den Grenzfall $F_R = F_t$ bei gleichförmigem langsamem Lauf die Gleichgewichtsbedingung für den Punkt M_1 :

$$F_t \cdot (d_1/2) + F_2 \cdot (d_1/2) - F_1 \cdot (d_1/2) = 0$$

woraus sich die *Umfangskraft (Nutzkraft)* errechnet

$$F_t = F_1 - F_2 \quad (16.2)$$

Demnach kann das Riemengetriebe nur Leistung übertragen, wenn die Spannkraft im ziehenden Riementrum (Lasttrum) $F_1(>F_t)$ größer ist als im gezogenen Riementrum (Leertrum) $F_2(<F_t)$. Diese Entlastung des Leertrums zeigt sich vielfach in einem Durchhang (Strichlinie in **Bild 16-15**).

Nimmt man an, dass der Riemen auf dem ganzen Umschlingungsbogen β_1 voll an der Kraftübertragung beteiligt ist, dann kann das Verhältnis der Trumkräfte bzw. Trumspannungen mit

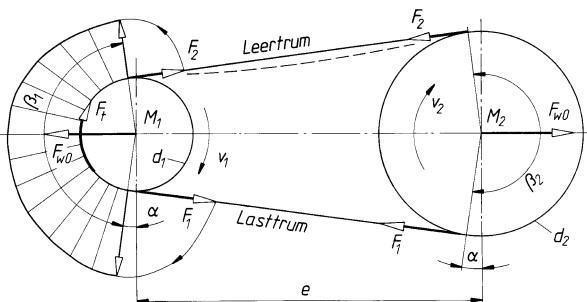


Bild 16-15 Kräfte am offenen Riemengetriebe

der *Eytelweinschen Beziehung* bestimmt werden:

$$\frac{F_1}{F_2} = \frac{\sigma_1}{\sigma_2} = e^{\mu \beta_1} = m \quad (16.3)$$

$e = 2,718 \dots$ Basis des natürlichen Logarithmus

μ (mittlere) Reibungszahl zwischen Riemen und Scheibe. Richtwerte nach **TB 16-1**

(für Keil- und Keilrippenriemen μ')

$\beta_1 = \frac{\pi \cdot \beta_1}{180^\circ}$ Umschlingungsbogen der kleinen Scheibe

m Trumkraftverhältnis

Setzt man in Gl. (16.2) für $F_2 = F_1/m$, so ergibt sich die *übertragbare Umfangskraft* (Nutzkraft)

$$F_t = F_1 - \frac{F_1}{m} = F_1 \cdot \frac{m-1}{m} = F_1 \cdot \kappa \quad (16.4)$$

$\kappa = (m-1)/m$ Ausbeute, abhängig von μ und β ; Werte s. **TB 16-4**

Hinweis: Mit einem Riementrieb wird umso mehr Nutzkraft übertragen, je größer der Ausbeutewert ist (d. h. große Reibwerte und große Umschlingungswinkel anstreben).

Beim Umlauf des Riemens werden weiterhin Fliehkräfte wirksam, die den Riemen stärker dehnen, sodass die Anpresskraft an der Scheibe und damit das Übertragungsvermögen ungünstig verändert werden, sofern dies nicht durch besondere Maßnahmen (Spannrolle, selbstspannende Antriebe) verhindert wird. Diese zusätzliche Riemenbeanspruchung darf bei größeren Riengeschwindigkeiten nicht außer Acht gelassen werden. Der Anteil der *Fliehkraft* F_z lässt sich mit Hilfe der allgemeinen Fliehkraftgleichung errechnen:

$$F_z = A_s \cdot \rho \cdot v^2 \quad (16.5)$$

A_s Riemenquerschnitt

ρ Dichte des Riemenwerkstoffes, Anhaltswerte nach **TB 16-1**

v Riengeschwindigkeit

Hinweis: $\frac{1 \text{ kg}}{\text{dm}^3} = \frac{10^3 \text{ Ns}^2}{\text{m}^4}$

Um zu gewährleisten, dass die nach Gl. (16.1) erforderliche Bedingung $F_R \geq F_t$ erfüllt ist, muss für jeden Betriebszustand eine ausreichend hohe Anpresskraft vorhanden sein, die durch eine entsprechende Dehnung (Vorspannung) des Riemens erreicht wird. Diese Vorspannkräfte müssen als radial wirkende Kräfte auch von der Welle und von den Lagern aufgenommen werden

16

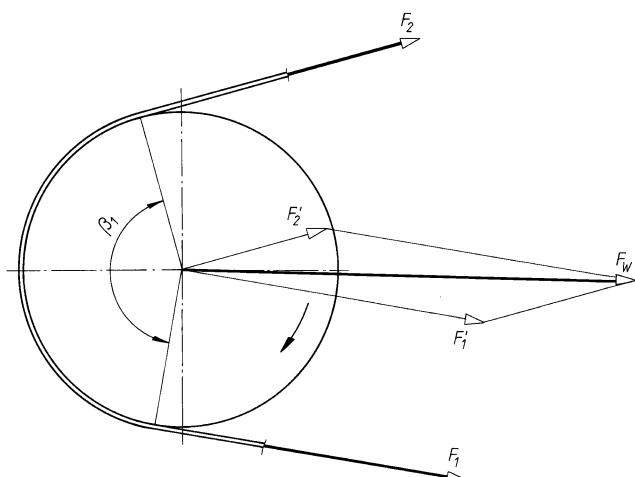


Bild 16-16
Ermittlung der Wellenbelastung F_w

und sollten somit nicht unnötig groß sein. Diese *Wellenbelastung* F_w kann nach Bild 16-16 grafisch ermittelt oder auch berechnet werden.

Nach dem Cosinussatz wird $F_w = \sqrt{F_1^2 + F_2^2 - 2F_1 \cdot F_2 \cdot \cos \beta_1}$. Wird nach Gl. (16.3) für $F_2 = F_1/m$ und nach Gl. (16.4) für $F_1 = F_t \cdot m/(m-1)$ gesetzt, so ergibt sich nach Umstellung die *Wellenbelastung im Betriebszustand*

$$F_w = F_t \cdot \frac{\sqrt{m^2 + 1 - 2 \cdot m \cdot \cos \beta_1}}{m-1} = k \cdot F_t \quad (16.6)$$

F_t vom Riemen zu übertragende Umfangskraft
 $m = e^{\mu \hat{\beta}_1}$ Trumkraftverhältnis mit e , μ , $\hat{\beta}_1$ wie zu Gl. (16.3)
 β_1 Umschlingungswinkel an der kleinen Scheibe
 $k = f(\beta_1, \mu)$ Werte nach **TB 16-5**

Diese Wellenbelastung gewährleistet im Betriebszustand somit den notwendigen Anpressdruck zwischen Riemen und Scheibe zur kraftschlüssigen Übertragung der Umfangskraft. Die Wellenbelastung im Ruhezustand ist um den Betrag der Fliehkraft nach Gl. (16.5), die den Riemen von der Scheibe abzuheben versucht, größer, sodass sich die *theoretische Wellenbelastung im Ruhezustand* ergibt aus

$$F_{w0} = F_w + F_z = k \cdot F_t + F_z \quad (16.7)$$

k, F_t wie zu Gl. (16.6)
 F_z Fliehkraft nach Gl. (16.5)

Hinweis: In der Literatur wird vielfach mit dem *Durchzugsgrad* gerechnet.

$$\Phi = 1/k = (m-1)/\sqrt{m^2 + 1 - 2 \cdot m \cdot \cos \beta_1}$$

2. Dehn- und Gleitschlupf, Übersetzung

Aufgrund der unterschiedlichen Trumkräfte F_1 und F_2 erfährt der Riemen wegen der unterschiedlichen Trumspannungen σ_1 und σ_2 ($\sigma = F/A_S$) beim Lauf über die Scheiben auch verschiedene große Dehnungen. Der Dehnungsausgleich verursacht eine relative Bewegung des Riemens auf den Scheiben, was glatte Oberflächen voraussetzt, um einen schnellen Riemenverschleiß zu vermeiden. Dieser Dehnungsausgleich (der stark gedehnte Riemen beim Auflaufen auf die Scheibe „kriecht“ wieder zusammen) wird als *Dehnschlupf*¹⁾ bezeichnet, dessen Größe von den elastischen Eigenschaften des Riemens und vom Unterschied der Spannkräfte der Riementrume abhängt. Wird im Betrieb die Umfangskraft größer als die Reibkraft ($F_t > F_R$), so beginnt der Riemen auf der Scheibe zu rutschen (zu gleiten). Dieser *Gleitschlupf* hat eine besonders zerstörungsfördernde Wirkung für den Riemen und darf nur kurzzeitig (z. B. bei Überbelastung) geduldet werden.

Während der Gleitschlupf durch geeignete Maßnahmen (Erhöhung der Vorspannkräfte, Vergrößerung des Umschlingungswinkels u. a.) vermeidbar ist, lässt sich der Dehnschlupf bei den in der Antriebstechnik verwendeten Riemens auf Grund ihrer Dehnfähigkeit nicht vermeiden. Je nach den elastischen Eigenschaften der einzelnen Riemarten wird der Dehnschlupf auch das Übersetzungsverhältnis i in geringem Maße beeinflussen. Die Geschwindigkeit der getriebenen Scheibe $v_2 = d_2 \cdot \pi \cdot n_2$ wird gegenüber der treibenden Scheibe $v_1 = d_1 \cdot \pi \cdot n_1$ um den Beitrag der Schlupfdehnung zurückbleiben. Bezeichnet man den *Schlupf* mit

$$\psi = (v_1 - v_2) \cdot 100\% / v_2 \quad (16.8)$$

¹⁾ Der Dehnschlupf ist eine typische Eigenschaft aller *kraftschlüssigen* Riemengebie und macht eine winkelgenaue Übertragung des Drehmoments unmöglich.

so ergibt sich unter Berücksichtigung der meist zu vernachlässigenden Riemendicke t (bei Keil- und Keilrippenriemen die Profilhöhe h) die *tatsächliche Übersetzung*

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{d_2 + t}{d_1 + t} \cdot \frac{100\%}{100\% - \psi} \quad (16.9)$$

n_1, n_2	Drehzahl der treibenden bzw. getriebenen Scheibe
d_1, d_2	Durchmesser der treibenden bzw. getriebenen Scheibe
t	Riemendicke
ψ	Schlupf

Ist für einen praktischen Anwendungsfall das Einhalten einer bestimmten Übersetzung Voraussetzung (z. B. Antrieb der Nockenwelle beim Verbrennungsmotor), so sind Flachriemen wie auch die Keil- und Keilrippenriemen aufgrund der vorgenannten Bedingungen nicht geeignet.

In allen anderen Fällen kann die *Übersetzung* ermittelt werden aus

$$i \approx \frac{n_1}{n_2} = \frac{d_2}{d_1} \quad (16.10)$$

n_1, n_2 und d_1, d_2 wie zu Gl. (16.9)

Die *Übersetzung* bei Riemengetrieben wählt man:

für Flachriemengetriebe	
offene Ausführung	$i \leq 6$
mit Spannrollen	bis 15
in Sonderfällen	bis 20
für Keilriemengetriebe	bis 20
für Keilrippenriemengetriebe	bis 40
für Synchronriemengetriebe	bis 10

3. Spannungen, elastisches Verhalten

Die größte Belastung des Riemens tritt auf an der Auflaufstelle (A_1) des Lasttrums an der kleinen Scheibe, s. **Bild 16-17**. Dabei setzt sich die im Riemenquerschnitt (homogener Riemenwerkstoff und volle Gültigkeit der Eytelweinschen Beziehung vorausgesetzt) auftretende maximale Spannung σ_{ges} aus mehreren sich überlagernden Einzelspannungen zusammen.

16

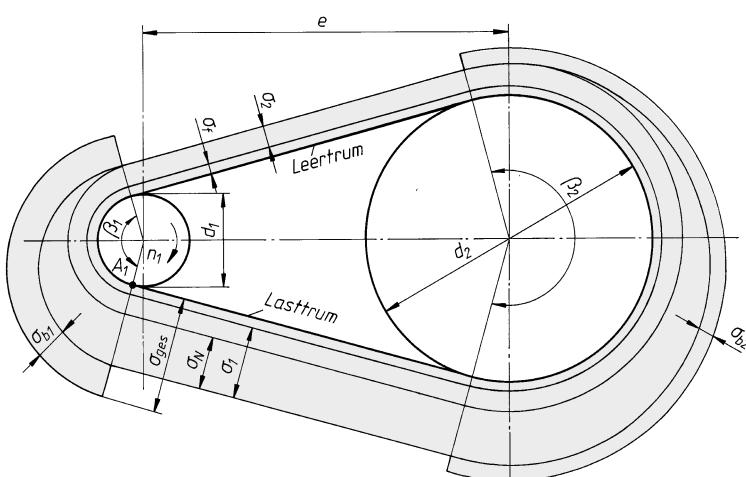


Bild 16-17
Spannungen am
offenen Riemengetriebe

Zugspannung

Die im Lasttrum auftretende Trumspannung als reine **Zugspannung** ergibt sich aus

$$\sigma_1 = \frac{F_1}{A_S} = \frac{F_t}{\kappa \cdot A_S} \quad (16.11)$$

F_1	Trumkraft im Lasttrum
F_t	Umfangskraft
$A_S = b \cdot t$	Riemenquerschnitt
κ	Ausbeute wie zu Gl. (16.4)

Biegespannung

Im Bereich zwischen der Auflauf- und der Ablaufstelle der Scheiben 1 und 2 wird durch das Krümmen des Riemens eine Biegespannung σ_b hervorgerufen, die umso größer wird, je kleiner der Scheibendurchmesser d und je größer die Riemendicke t ist. Nach den Regeln der Elastizitätslehre kann die auftretende **Biegespannung** ermittelt werden aus

$$\sigma_b = E_b \cdot \varepsilon_b \approx E_b \cdot (t/d) \quad (16.12)$$

E_b	ideeller Elastizitätsmodul; Werte nach TB 16-1
t/d	Verhältnis Riemendicke t zum kleinen Scheibendurchmesser d Werte nach TB 16-1 . Eine Überschreitung der angegebenen zulässigen Werte verringert die Lebensdauer und übertragbare Leistung.

Fliehkraftspannung

Durch die Umlenkung der Riemenmasse an den Scheiben ist vom Riemen zusätzlich die Fliehkraft F_z nach Gl. (16.5) aufzunehmen, die besonders bei höheren Riemengeschwindigkeiten nicht außer Acht gelassen werden darf. Die dadurch im Riemenquerschnitt auftretende **Fliehkraftspannung** errechnet sich aus

$$\sigma_f = \frac{F_z}{A_S} = \varrho \cdot v^2 \quad (\text{s. Hinweis zur Gl. (16.5)}) \quad (16.13)$$

A_S, ϱ, v wie zu Gl. (16.5)

Die **Gesamtspannung** im Lasttrum an der Auflaufstelle A_1 der kleinen Scheibe ist dann

$$\sigma_{\text{ges}} = \sigma_1 + \sigma_b + \sigma_f \leq \sigma_{\text{zul}} \quad (16.14)$$

σ_{zul} zulässige Riemenspannung; ca.-Werte nach **TB 16-1**

Bei geschränkten Riementrieben, s. **Bild 16-7**, erhöht sich die Gesamtspannung um den Betrag der **Schränkspannung** σ_s , die sich durch die zusätzliche Dehnung der Randfaser ergibt. Näherungsweise kann gesetzt werden $\sigma_s \approx E \cdot (b/e)^2$ für gekreuzte und $\sigma_s \approx E \cdot b \cdot d_2/(2 \cdot e^2)$ für halbgekreuzte Riemen mit dem Wellenabstand e in mm.

Mit den Trumkräften F_1 und F_2 ergibt sich nach Umwandlung der Gln. (16.2), (16.4) und (16.11) die **Nutzspannung**

$$\sigma_N = \sigma_1 - \sigma_2 = \sigma_1 \cdot \kappa \quad (16.15)$$

κ wie zu Gl. (16.4)

Durch Einsetzen der Gl. (16.14) in Gl. (16.15) erhält man die maßgebende **Nutzspannung**, aus der sich die zu übertragende Nutzleistung ermitteln lässt

$$\sigma_N = \sigma_1 \cdot \kappa = (\sigma_{\text{zul}} - \sigma_b - \sigma_f) \cdot \kappa \quad (16.16)$$

Hinweis: Bei einem Riemengetriebe ist die Nutzspannung umso größer, je höher σ_{zul} (hochfester Riemenwerkstoff), je kleiner σ_b (große Scheibendurchmesser), je kleiner σ_f (kleine Riemenmasse) ist.

4. Übertragbare Leistung, optimale Riemengeschwindigkeit

Aus der allgemeinen Beziehung $P = F \cdot v$ lässt sich mit $F = \sigma \cdot A_S = \sigma \cdot b \cdot t$ die übertragbare Nutzleistung errechnen. Setzt man nach Gl. (16.16) für σ die Nutzspannung $\sigma_N = (\sigma_{zul} - \sigma_b - \sigma_f) \cdot \kappa$ und hierin nach den Gln. (16.12) und (16.13) für $\sigma_b = E_b \cdot (t/d_1)$ bzw. $\sigma_f = Q \cdot v^2$, so wird die *übertragbare Leistung*

$$P = [\sigma_{zul} - E_b \cdot (t/d_1) - Q \cdot v^2 \cdot 10^{-3}] \cdot \kappa \cdot b \cdot t \cdot v \cdot 10^{-3} \quad (16.17)$$

P	σ_{zul}, E_b	t, d_1, b	Q	v	κ
kW	N/mm ²	mm	kg/dm ³	m/s	1

σ_{zul} zulässige Riemenspannung nach **TB 16-1** bzw. **16-6** (s. Fußnote 2)

E_b Elastizitätsmodul für Biegung nach **TB 16-1**

t Riemendicke

d_1 Durchmesser der kleinen Riemscheibe

Q Dichte des Riemenwerkstoffes, Werte nach **TB 16-1**

κ Ausbeute, s. zu Gl. (16.4); Werte nach **TB 16-4**

b Riemenbreite

v Riemengeschwindigkeit

Nach Gl. (16.17) ist somit $P = f(v)$ bei sonst annähernd konstanten Größen. Bei kleinen Riemengeschwindigkeiten ist der Einfluss der Fliehkräftespannung σ_f relativ klein, sodass die übertragbare Leistung P mit steigender Riemengeschwindigkeit bis auf den Maximalwert P_{max} (bei der optimalen Geschwindigkeit v_{opt}) zunimmt und dann bis auf Null wieder abfällt. Ab einer bestimmten Grenzgeschwindigkeit wird somit der Betrag der zulässigen Spannung σ_{zul} überwiegend durch die Fliehkräftespannung σ_f aufgezehrt, sodass eine Leistungsübertragung nicht mehr möglich ist. Die *optimale Riemengeschwindigkeit* ($P/P_{max} = 1$, s. **Bild 16-6**) kann ermittelt werden aus

$$v_{opt} = \sqrt{\frac{10^3 \cdot [\sigma_{zul} - E_b \cdot (t/d_1)]}{3 \cdot Q}} = \sqrt{\frac{10^3 \cdot (\sigma_{zul} - \sigma_b)}{3 \cdot Q}} \quad (16.18)$$

v_{opt}	$\sigma_{zul}, \sigma_b, E_b$	t, d_1	Q
m/s	N/mm ²	mm	kg/dm ³

$\sigma_{zul}, E_b, t, d_1, Q$ wie zu Gl. (16.17)

16.3.2 Praktische Berechnung der Riemengetriebe

Die nachfolgend dargestellte Vorgehensweise für die Auslegung von Riemengetrieben beschränkt sich auf offene 2-Scheiben-Riemengetriebe mit $i \geq 1$ ($d_1 = d_k \leq d_2 = d_g; z_1 = z_k \leq z_2 = z_g$) sowohl für das Flachriemengetriebe als auch für die Riemengetriebe mit Keil- und Keilrippenriemen sowie Synchronriemen. Grundsätzlich sollte, um optimale Bedingungen zu erreichen, die Auslegung für den praktischen Anwendungsfall nach den Berechnungsunterlagen des jeweiligen Riemenherstellers erfolgen, da die im Tabellenanhang angegebenen Zahlenwerte nicht für alle Hersteller gelten und gegenüber der Norm z. T. erhebliche Unterschiede bei den Leistungsangaben bestehen. Die Normenangaben beziehen sich vielfach nur auf Riemen- und Scheibenabmessungen und haben nur beschränkt Aussage hinsichtlich Leistung und Qualität. Die für die Keil-, Keilrippen- und Synchronriemen unterschiedlichen bisherigen Bezeichnungen¹⁾ werden in den nachfolgenden Berechnungsgleichungen aus Gründen der Vereinheitlichung nach aktuellen Normenbezeichnungen umgestellt.

Die Berechnung kann für alle Riemenarten allgemein nach dem im **Bild 16-18** dargestellten Ablaufplan durchgeführt werden.

¹⁾ Z. B. wird für den Wirkdurchmesser d_w , Bezugsdurchmesser d_b , Richtdurchmesser d_r einheitlich der *Richtdurchmesser d_d eingeführt*.

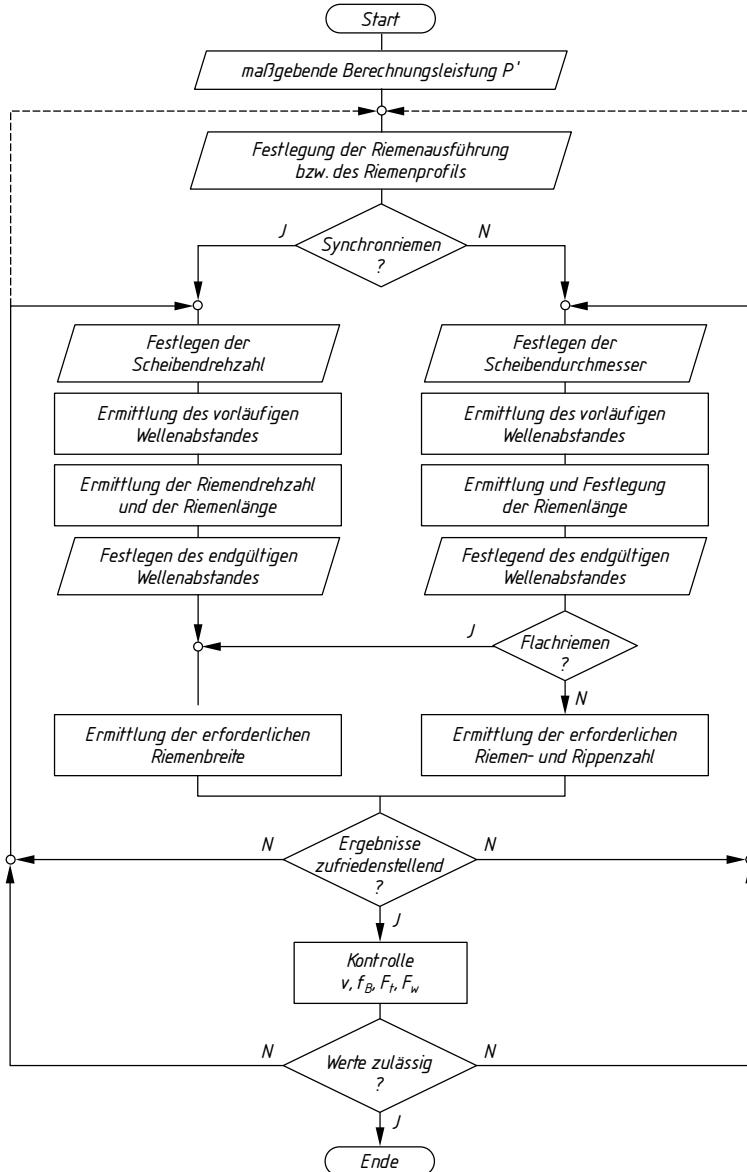


Bild 16-18 Ablaufplan zum Berechnen von Riemengetrieben

Berechnungsschritte

1. Riemenwahl

Für die Entscheidung, welche *Riemenart* (Flach-, Keil-, Keilrippen- oder Synchronriemen) zum Einsatz kommen soll, sind u. a. die Einsatzbedingungen, die zu erwartenden Umwelteinflüsse, eventuell auch Montagegründe (endlose Riemen erfordern vielfach aufwendigere Konstruktionen), Kostenaufwand unter Berücksichtigung des gesamten Konstruktionsumfeldes zu beachten. Hinsichtlich der besonderen Eigenschaften der einzelnen Riemenarten siehe unter 16.2.1.

Die jeweilige *Profilgröße* (beim Extremultus-Flachriemen der *Riementyp*) wird durch die zu übertragende Leistung unter Berücksichtigung des Anwendungsfaktors $P' = K_A \cdot P_{\text{nenn}}$ ¹⁾ und der Drehzahl n_1 bestimmt (s. **TB 16-11** und **TB 16-18**) bzw. beim Extremultusriemen nach **TB 16-8** ist der Riementyp $= f(\beta_1, d_1)$. Im Grenzfall zwischen zwei möglichen Profilgrößen wird zur endgültigen Festlegung des Profils die Berechnung mit beiden Größen empfohlen.

2. Geometrische und kinematische Beziehungen

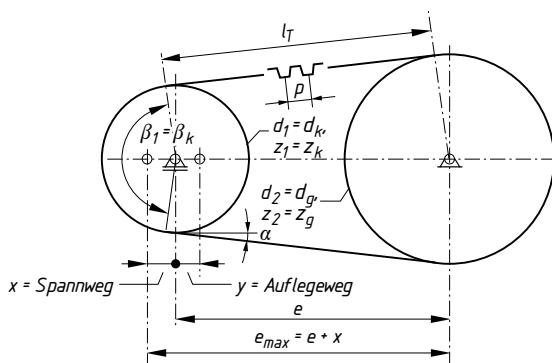


Bild 16-19 Geometrische Beziehungen am Riemengetriebe

d	Durchmesser der Riemenscheibe
l_T	Trumlänge
β	Umschlingungswinkel
α	Trumneigungswinkel
e	Wellenmittendistanz
z	Zähnezahl der Synchronriemenscheibe
p	Teilung des Synchronriemens

Bedeutung der für die nachfolgenden Formeln verwendeten Indizes:

an	antriebsseitig
ab	abtriebsseitig
1	antriebsseitig
2	abtriebsseitig
g	groß
k	klein
d	Richtgröße u. a. bei Riemellänge, Scheibendurchmesser (bei Keil-, Keilrippen- und Synchronriemen)

Übersetzung i

Das Übersetzungsverhältnis ist eine aufgabenmäßig vorgegebene Größe, die mit den genormten Scheibendurchmessern nicht immer eingehalten werden kann. Eine „genaue“ Übersetzung ist auch vielfach nicht zwingend erforderlich, sodass unter Vernachlässigung der durch den Dehnungsschlupf (Ausnahme das formschlüssige Synchronriemengetriebe) bedingten geringen Abweichung, s. 16.3.1-2 für $i \geq 1$, das *Übersetzungsverhältnis* ermittelt wird aus

$$i = \frac{n_{\text{an}}}{n_{\text{ab}}}; \quad i \approx \frac{d_{\text{ab}}}{d_{\text{an}}} = \frac{d_{\text{dg}}}{d_{\text{dk}}} \quad \text{bzw.} \quad i = \frac{z_{\text{ab}}}{z_{\text{an}}} = \frac{z_g}{z_k} \quad (16.19)$$

16

Scheibendurchmesser

Die Grenzwerte der Scheibendurchmesser sind abhängig von der gewählten Riemenart und der Profilgröße. Selbst wenn eine kompakte Bauweise des konstruktiven Umfeldes gefordert ist, sollte nur in Ausnahmefällen für die kleine Riemenscheibe der zum jeweiligen Riementyp vorgesehene kleinste Scheibendurchmesser d_{dk} entsprechend den Angaben im Tabellenbuch gewählt werden. Generell sind kleine Scheibendurchmesser jedoch zu umgehen, da mit diesen die Riemengetriebe in der Regel auf Grund der höheren Wellenbelastung und damit verbunden auch die Verwendung größerer Lager kostenintensiver bauen und auf Grund der größeren Kraft im Lasttrum breitere Flach- und Synchronriemen, eine größere Anzahl der Keilriemen bzw. Rippen beim Keilrippenriemen erforderlich sind.

¹⁾ Der Anwendungsfaktor berücksichtigt die erschwerten Betriebsbedingungen und wird vom Riemenhersteller angegeben (vielfach in unterschiedlicher Größe). Wenn keine Angaben bzw. Erfahrungswerte vorliegen, kann K_A nach **TB 3-5** als Ungefährwert entnommen werden.

Nach Wahl des Durchmessers der kleinen Scheibe $d_k(d_{dk})$ bzw. beim Synchronriemengetriebe der Zähnezahl z_k ergibt sich der *Durchmesser der großen Scheibe* aus

$$d_g = i \cdot d_{dk} \quad \text{bzw.} \quad d_{dg} = i \cdot d_{dk} \quad \text{bzw.} \quad i \cdot \frac{p}{\pi} \cdot z_k \quad (16.20)$$

p beim Synchronriemen die Riementeilung; Werte nach **TB 16-19**
 z_k beim Synchronriemengetriebe die Zähnezahl der kleinen Scheibe

Wellenabstand

ungefährer Wellenabstand e' : Der Wellenabstand ist in vielen Fällen konstruktiv vorgegeben. Hierbei ist – wie auch bei der freien Wahl des Wellenabstandes – darauf zu achten, dass sinnvolle Grenzwerte eingehalten werden: Der Wellenabstand muss einerseits so groß sein, dass sich die Scheiben nicht berühren (bei den Synchronscheiben sind die Durchmesser der Bordscheiben maßgebend), andererseits sind bei zu großen Abständen unerwünschte Trumschwingungen möglich, bei denen die Schwingungsamplituden benachbarte Maschinenteile berühren können. Sofern keine konstruktiv bedingten Vorgaben bestehen, sollten folgende Grenzwerte eingehalten werden

bei Flachriemen:	$0,7 \cdot (d_g + d_k) \leq e' \leq 2 \cdot (d_g + d_k)$
bei Keil- und Keilrippenriemen:	$0,7 \cdot (d_{dg} + d_{dk}) \leq e' \leq 2 \cdot (d_{dg} + d_{dk})$
bei Zahnriemen:	$0,5 \cdot (d_{dg} + d_{dk}) + 15 \text{ mm} \leq e' \leq 2 \cdot (d_{dg} + d_{dk})$

(16.21)

endgültiger Wellenabstand e : erst mit der festgelegten Riemenlänge, s. zu Gl. (16.23), ergibt sich der *endgültige Wellenmittlenabstand* aus

$$e \approx \frac{L_d}{4} - \frac{\pi}{8} \cdot (d_{dg} + d_{dk}) + \sqrt{\left[\frac{L_d}{4} - \frac{\pi}{8} \cdot (d_{dg} + d_{dk}) \right]^2 - \frac{(d_{dg} - d_{dk})^2}{8}} \quad (16.22)$$

L_d Riemenrichtlänge (bei Flachriemen L); festgelegter Wert,
 $d_{dk,g}$ Scheiben-Richtdurchmesser (bei Flachriemen $d_{k,g}$), bei Synchronriemengetrieben wird
 $d_{dk,g} = (p/\pi) \cdot z_{k,g}$

Riemenlänge

Mit den bereits festgelegten Konstruktionsdaten kann zwar die theoretische Riemenlänge (L' , L'_d) ermittelt werden, die aber im Regelfall nicht als endgültige Länge (L , L_d) festgelegt werden kann, da mit Ausnahme des Flachriemens die Riemen vielfach in festen Längenabstufungen (meist nach DIN 323 R40) als endlose Riemen vorrätig sind.

Die *theoretische Riemenlänge* ist zu errechnen aus

Flachriemen:	$L' = 2 \cdot e' + \frac{\pi}{2} \cdot (d_g + d_k) + \frac{(d_g - d_k)^2}{4 \cdot e'}$
übrige Riemen:	$L'_d = 2 \cdot e' + \frac{\pi}{2} \cdot (d_{dg} + d_{dk}) + \frac{(d_{dg} - d_{dk})^2}{4 \cdot e'}$

(16.23)

Festlegung der Riemenlänge L , L_d : Flachriemen werden aus Meterware hergestellt. $L = L'$ ist somit zwar möglich, es sollte jedoch auch hier ein sinnvoller Wert für L festgelegt werden. Bei „festen“ Wellenabständen ist zur Erzeugung der erforderlichen Dehnung die Riemenlänge als Bestelllänge entsprechend zu verkleinern auf die Länge $L = L' \cdot (100 - \epsilon_1)/100$ mit ϵ_1 nach **TB 16-8**.

Keil- und Keilrippenriemen: hier ist für L_d die am nächsten kommende Normlänge (nach Normzahlreihe R40) bzw. nach Herstellerangaben (gegenüber der Norm vielfach eine wesentlich feinere Stufung) vorzusehen; bei nach Innenlänge L_i bemessenen Riemens (Normalkeilriemen) ist das Korrekturmaß zu beachten; $L_i = L_d - \Delta L$ mit der Längendifferenz ΔL aus **TB 16-12**.

Synchronriemen: die Festlegung erfolgt mit der Riemenzähnezahl z_R aus $L_d = z_R \cdot p$ mit $z_R \approx z'_R = L'_d/p$ und der Teilung p (**TB 16-19**).

Umschlingungswinkel an der kleinen Scheibe

Der Umschlingungswinkel β_k bestimmt gemeinsam mit dem Reibwert $\mu(\mu')$ die Ausbeute und damit die Nutzkraft des Riemengetriebes, siehe zu Gl. 16.4. Große Umschlingungswinkel erfordern zudem eine geringere Anpresskraft und damit eine geringere Wellenbelastung.

Bei vorgegebenen Scheibendurchmessern und Wellenabständen ergibt sich der *Umschlingungswinkel* aus

$$\beta_k = 2 \cdot \arccos \left(\frac{d_g - d_k}{2 \cdot e} \right) = 2 \cdot \arccos \left(\frac{d_{dg} - d_{dk}}{2 \cdot e} \right) = 2 \cdot \arccos \left(\frac{p/\pi \cdot (z_g - z_k)}{2 \cdot e} \right) \quad (16.24)$$

Spann- und Verstellwege x, y

Zur Übertragung des Drehmoments muss durch *Dehnen* (Spannen) des Riemens der erforderliche Anpressdruck aufgebracht werden, um den Kraftschluss zu ermöglichen. Zur Erzeugung der erforderlichen Vorspannung σ wird aus der Beziehung $\sigma = \varepsilon \cdot E$ die notwendige Dehnung $\varepsilon = \sigma/E = (F/A_S)/E$. In der Regel wird diese Dehnung durch Vergrößerung des Wellenabstandes gegenüber seinem errechneten Wert e oder mittels einer eigenen Spannvorrichtung, s. 16.2.1-3, erreicht. Bei festen Wellenabständen kann bei Flachriemengetrieben auch die stumpfe Riemenlänge als Bestelllänge entsprechend verkleinert werden um das Maß $\Delta L = \varepsilon \cdot L$ (Vorteil der individuellen Konfektionierung des Riemens).

Zur Vergrößerung des Wellenabstandes e um den erforderlichen (Spann-)Betrag ist konstruktiv das Spannen des Riemens durch Sicherstellen eines genügend großen Spannweges zu ermöglichen. Wenn herstellerseits keine besonderen Hinweise vorliegen, kann der Bereitstellungsweg zum Spannen, der *Verstellweg x* erfahrungsgemäß ermittelt werden aus¹⁾

Flachriemen:	$x \geq 0,03 \cdot L$	(16.25)
Keil-, Keilrippenriemen:	$x \geq 0,03 \cdot L_d$	
Synchronriemen:	$x \geq 0,005 \cdot L_d$	

Zum zwanglosen Auflegen des Riemens (insbesondere bei Keil-, Keilrippen- und Synchronriemen) muss konstruktiv eine Verringerung des Wellenabstandes um den *Auflegeweg y* vorgesehen werden:

Flachriemen:	$y \geq 0,015 \cdot L$	(16.26)
Keil-, Keilrippenriemen:	$y \geq 0,015 \cdot L_d$	
Synchronriemen:	$y \geq (1 \dots 2,5) \cdot p$	

L, L_d festgelegte Riemenlänge
 p Riementeilung

16

3. Leistungsberechnung

Nach Festlegen der geometrischen Größen des Riemengetriebes erfolgt die Leistungsberechnung. Bei Flach- und Synchronriemen ist für den gewählten Riementyp die erforderliche *Riemenbreite*, bei Keil- und Keilrippenriemen die erforderliche *Strang- bzw. Rippenzahl* entsprechend der maximal zu übertragenden Umfangskraft einerseits und der jeweils zulässigen spezifischen Umfangskraft andererseits zu ermitteln. Die für die einzelnen Riemen angegebenen zulässigen spezifischen Belastungen beruhen auf Versuchsergebnissen unter bestimmten Bedingungen (d_d, L_d, β), sodass diese zulässigen Werte für die konstruktiv vorliegenden Bedingungen mit ent-

¹⁾ Der übliche Begriff *Spannweg* ist im Zusammenhang mit der Gl. (16.25) irreführend, die hier aufgeführten Erfahrungswerte geben lediglich eine ausreichende Verstellbarkeit des Wellenabstandes an zum Spannen des Riemens.

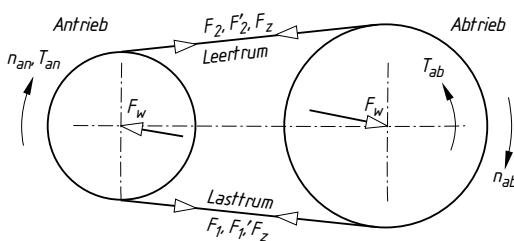


Bild 16-20 Kräfte, Momente und Bewegungsgrößen am Riemengetriebe

F_1	Trumkraft im Lasttrum
F'_1	F_1 ohne Fliehkraft
F_2	Trumkraft im Leertrum
F'_2	F_2 ohne Fliehkraft
F_z	Fliehkraft
F_0	Trumkraft des gespannten Riemens im Stillstand
F_t	Umfangskraft ($F_t = F'_1 - F'_2$)
F_w	Wellenkraft (Spannkraft)
F_{w0}	Wellenkraft im Stillstand (Vorspannkraft)
K_A	Anwendungsfaktor
P	zu übertragende Leistung
P'	Berechnungsleistung $P' = K_A \cdot P$
T_{an}	Antriebsmoment
T_{ab}	Abtriebsmoment
v	Riengeschwindigkeit
n_{an}	Antriebsdrehzahl
n_{ab}	Abtriebsdrehzahl

sprechenden Faktoren „korrigiert“ werden müssen. Schwer zu erfassen sind die wirklich vorherrschenden Betriebsbedingungen, die u. a. durch den Anwendungsfaktor K_A erfasst werden.

Umfangskraft F_t

Unter Berücksichtigung der dynamischen Betriebsverhältnisse wird die *größte zu übertragende Umfangskraft*

$$F_t = \frac{P'}{v} = \frac{K_A \cdot P_{nenn}}{v} = \frac{K_A \cdot T_{nenn}}{(d_d/2)} \quad (16.27)$$

P' , P_{nenn}	Berechnungsleistung, zu übertragende Leistung
K_A	Anwendungsfaktor, wenn keine Herstellerangaben vorliegen, K_A nach TB 3-5
d_d	Scheibenrichtdurchmesser (bei Flachriemen d)
v	Riengeschwindigkeit aus $v = d_d \cdot \pi \cdot n$

Riemenbreiten, Riemenanzahl

Flachriemen: Für den Mehrschichtflachriemen *Extremultus* wird mit der spezifischen Umfangskraft $F'_t = f(d_1, \beta_1, \text{Rimentiyp})$ aus **TB 16-8** die *rechnerische Riemenbreite*

$$b' = F_t / F'_t \quad (16.28)$$

Nach **TB 16-9** wird für den rechnerischen Wert b' die nächstgrößere Riemenbreite b und die zugehörige Scheibenbreite B festgelegt.

Keilriemen, Keilrippenriemen: Zur sicheren Übertragung der Berechnungsleistung $P' = K_A \cdot P$ ist nach Festlegung des Riemenprofils die *erforderliche Anzahl der Keilriemen* bzw. die *erforderliche Rippenanzahl* zu ermitteln aus

$$z \geq \frac{P'}{(P_N + \dot{U}_z) \cdot c_1 \cdot c_2} = \frac{K_A \cdot P_{nenn}}{(P_N + \dot{U}_z) \cdot c_1 \cdot c_2} \quad (16.29)$$

K_A	Anwendungsfaktor zur Berücksichtigung der dynamischen Betriebsverhältnisse; wenn keine Herstellerangaben vorliegen, sind Werte nach TB 3-5 anzunehmen
P_{nenn}	die vom Keilriementrieb zu übertragende Nennleistung
P_N	die von <i>einem</i> Keilriemen bzw. von <i>einer</i> Rippe übertragbare Nennleistung; Werte nach TB 16-15
\dot{U}_z	Übersetzungszuschlag für $i > 1$; Werte nach TB 16-16
c_1	Winkelfaktor; Werte für $\beta_1 \leq 180^\circ$ nach TB 16-17
c_2	Längenfaktor, der die Leistungsänderung bei Abweichung der tatsächlichen Richtlänge L_d von der „Riemenbezugslänge“ berücksichtigt; Werte nach TB 16-17

Hinweis: P_N ist der ermittelte Prüfstandswert bei $i = 1$, $\beta_1 = \beta_2 = 180^\circ$ und der Riemenbezugs-länge L . Von diesen Bedingungen abweichende Werte werden durch Korrekturfaktoren berücksichtigt.

\hat{U}_z berücksichtigt die Leistungserhöhung, die sich bei $i > 1$ durch die geringere Biegebeanspruchung bei der Riemenumlenkung an der großen Scheibe gegenüber den Prüfstandsbedingungen ergibt.

c_1 ist das Verhältnis der Ausbeute $\kappa_{(\beta)}$ für das vorliegende (reale) Riemengetriebe zur Ausbeute $\kappa_{(180^\circ)}$ unter Prüfstandsbedingungen mit $\kappa = (m - 1)/m$ und $m = \hat{e}^{\mu\beta}$, c_1 ist somit auch vom Reibwert μ (μ') abhängig!

c_2 berücksichtigt die gegenüber den Prüfstandsbedingungen abweichende Biegewechselzahl (kleinere bei $L_d > L_N$ bzw. größere bei $L_d < L_N$). Bei gleicher Lebensdauer wird die Nennleistung des Riemens geringfügig größer bzw. kleiner.

Ergibt die Berechnung Mehrsträngigkeit ($z > 1$), sollte aus Kosten-, Montage-, Austausch- und Belastungsgründen der *Verbundkeilriemen* (Kraftbänder, bestehend aus mehreren Keilriemen, die durch eine Deckplatte miteinander verbunden sind, Herstelleranfrage) oder der *Keilrippenriemen* in Erwägung gezogen werden.

Synchronriemen: Bei Synchronriemen erfolgt die Kraftübertragung durch *Formschluss*. Maßgebend für die Höhe der übertragbaren Kraft ist die zulässige Flächenpressung an den Zahnflanken sowie die Anzahl der sich im Eingriff befindlichen Zähne z_e . Aufgrund unvermeidlicher Teilungsfehler können maximal nur 12 Zähne als tragend angesehen werden.

Die *eingreifende Zähnezahl* z_e ergibt sich aus

$$z_e = \frac{z_k \cdot \beta_k^\circ}{360^\circ} \leq 12 \quad (16.30)$$

Mit $z_e \leq 12$ und der aus Versuchen ermittelten übertragbaren spezifischen Leistung P_{spez} (je mm Riemenbreite und Zahn) nach **TB 16-20**, kann aus der Berechnungsleistung P' bei Nenn-drehzahl für den Synchronriemen die *erforderliche Mindestbreite* ermittelt werden aus

$$b \geq \frac{P'}{z_k \cdot z_e \cdot P_{\text{spez}}} = \frac{K_A \cdot P_{\text{nenn}}}{z_k \cdot z_e \cdot P_{\text{spez}}} \quad (16.31)$$

bzw. mit dem aus Versuchen ermittelten übertragbaren *spezifischen Drehmoment* T_{spez} (je mm Riemenbreite und Zahn) aus dem größten Drehmoment bei entsprechend zugeordneter Drehzahl (zu beachten ist dabei das oft bedeutend größere Anlaufdrehmoment bei $n = 0$)

$b \geq \frac{T_{\text{max}}}{z_k \cdot z_e \cdot T_{\text{spez}}}$	b	K_A, z_k, z_e	P_{nenn}	P_{spez}	T_{max}	T_{spez}
	mm	1	kW	kW/mm	Nm	Nm/mm

16
(16.32)

K_A Anwendungsfaktor nach **TB 3-5**, s. zu Gl. (16.29).
 $P_{\text{nenn}}, T_{\text{max}}$ vom Synchronriemen zu übertragende Nennleistung bzw. größtes zu übertragendes Drehmoment

$P_{\text{spez}}, T_{\text{spez}}$ vom Synchronriemen übertragbare spezifische Leistung bzw. spezifisches Drehmoment; Werte nach **TB 16-20**

z_k Zähnezahl der kleinen Synchronscheibe

z_e eingreifende Zähnezahl nach Gl. (16.30), nach unten abgerundet

Maßgebend ist die aus den Gln. (16.31) und (16.32) größere Riemenbreite b .

4. Vorspannung; Wellenbelastung

Zur Erzeugung des erforderlichen Kraftschlusses muss der Riemen gespannt (gedehnt) werden. Die Vorspannkraft F_v (Trumkraft) wird mit F'_1 und F'_2 für den Stillstand ($n = 0$) $F_v = (F'_1 + F'_2)/2$ und die dann von der Welle aufzunehmende theoretische Kraft $F'_w = F'_1 + F'_2$. Wie unter 16.3.1-1 ausgeführt, versuchen die Fliehkräfte F_z im Betriebszustand den Riemen von der Scheibe abzuheben. Da aber auch dann der erforderliche Anpressdruck noch vorhan-

den sein muss, ist bei $n = 0$ eine um den Fliehkraftanteil größere Vorspannkraft im Riementrum $F_v = [(F'_1 + F_z/2) + (F'_2 + F_z/2)]/2 = (F_z + F'_1 + F'_2)/2$ bzw. mit dem Riemenquerschnitt A_S , dem Elastizitätsmodul E und der Dehnung ε_{ges} (einschließlich der Fliehkraftdehnung) aus $F_v = A_S \cdot E \cdot \varepsilon_{\text{ges}}$ notwendig (homogener Riemenwerkstoff vorausgesetzt). Die Wellenbelastung im Stillstand ist also größer als im Betriebszustand!

Für die *Wellenbelastung im Betriebszustand* wird allgemein

$$F_w = \sqrt{F_1'^2 + F_2'^2 - 2 \cdot F_1' \cdot F_2' \cdot \cos \beta_k} \approx k \cdot F_t \quad (16.33)$$

F'_1, F'_2 Trumkräfte im Last- und Leertrum (jeweils ohne Fliehkraftanteil)

β_1 Umschlingungswinkel an der kleinen Scheibe in °

k Kraftverhältnis; Werte nach **TB 16-5**

Die Wellenbelastung im Stillstand ergibt sich analog mit den um den Fliehkraftanteil F_z nach Gl. (16.5) erhöhten Trumkräften aus Gl. (16.7).

Für den *Extremultus Mehrschichtriemen* wird nach Angaben des Herstellers die *Wellenbelastung im Stillstand*

$$F_{w0} = \varepsilon_{\text{ges}} \cdot k_1 \cdot b' = (\varepsilon_1 + \varepsilon_2) \cdot k_1 \cdot b' \quad \begin{array}{c|c|c|c} F_{w0} & \varepsilon, \varepsilon_1, \varepsilon_2 & k_1 & b' \\ \hline \text{N} & \% & 1 & \text{mm} \end{array} \quad (16.34)$$

ε_1 erforderliche (Kraftschluss-)Dehnung des Riemens im Stillstand; Werte nach **TB 16-8**

ε_2 durch die Fliehkraft bewirkte zusätzliche Dehnung; Werte nach **TB 16-10**

k_1 Faktor zur Berücksichtigung des Riementyps; z. B. *Riementyp 14* $\cong k_1 = 14$; s. **TB 16-6**

b' Riemenbreite nach Gl. (16.28)

Da die zu übertragende Umfangskraft $F_t = F_1 - F_2$ und das Kraftverhältnis $F_1/F_2 = e^{\mu \beta_k}$ ist, wird ersichtlich, dass sowohl die (während der Riemenlebensdauer veränderliche und von den Umwelteinflüssen abhängige) Reibzahl $\mu(\mu')$ als auch der Umschlingungswinkel β die Höhe der Wellenbelastung F_w mitbestimmen; die exakte Berechnung der Wellenbelastung ist für den praktischen Anwendungsfall somit kaum möglich. Für Überschlagsberechnungen können zur Auslegung des Konstruktionsumfeldes (z. B. für die Wellen- und Lagerdimensionierung) für die Ermittlung der *Wellenbelastung* nachfolgende Beziehungen angegeben werden:

Flachriemen:	$F_{w0} = k \cdot F_t \approx (1,5 \dots 2,0) \cdot F_t$	(16.35)
Keil- und Keilrippenriemen:	$F_{w0} = k \cdot F_t \approx (1,3 \dots 1,5) \cdot F_t$	
Synchronriemen:	$F_{w0} = k \cdot F_t \approx 1,1 \cdot F_t$	

Hierbei sind bei den Flach-, Keil- und Keilrippenriemen die kleineren Werte für k für große Umschlingungswinkel β und große Reibwerte $\mu(\mu')$ einzusetzen und umgekehrt. In kritischen Fällen sind die Werte für k noch zu erhöhen! Sitzt die Riemscheibe auf dem Wellenzapfen eines E-Motors, muss im Einzelfall geprüft werden, ob diese Belastung von der Welle aufgenommen werden kann; die Hersteller der Elektro-Motoren weisen z. B. die jeweils zulässige Radialbelastung – abhängig von der Bauart, Drehzahl und Ausführung des Motors – in ihren Katalogen aus, s. **TB 16-21**.

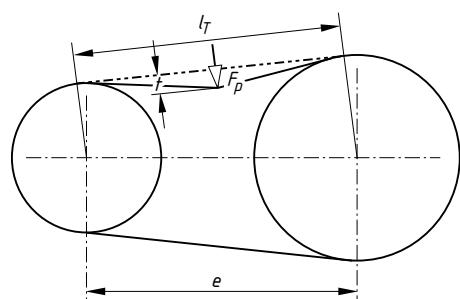


Bild 16-21 Einstellung der Vorspannkraft mit Hilfe der Trumeindrücktiefe

Die Kontrolle, ob die notwendige Spannkraft bei der Wellenbelastung nach Gl. (16.7) bzw. für den Extremultusriemen nach Gl. (16.34) bei der Montage des Riemens erreicht wurde, kann (annähernd) entweder durch Messen der Riemendehnung $\Delta L = \varepsilon_{\text{ges}} \cdot L$ oder durch Messen der Eindrücktiefe t durch die Prüfkraft F_P (s. **Bild 16-21**) des mit F_v vorgespannten Trums nach Herstellerangaben erfolgen.

5. Kontrollabfragen

Nach der konstruktiven Auslegung des Riemengetriebes ist gegebenenfalls nachzuweisen, dass zulässige Grenzwerte hinsichtlich der Riemengeschwindigkeit, der Biegefrequenz und der Riemenzugkraft nicht überschritten werden:

Riemengeschwindigkeit: Da mit zunehmender Riemengeschwindigkeit aufgrund des Fliehkraftanteils die übertragbare Leistung merklich abnimmt, s. **Bild 16-6** und wie in **TB 16-15** angedeutet, ist ein Einsatz des Riemens über den Wert $P/P_{\max} = 1$ hinaus nicht sinnvoll. Der Riemenhersteller gibt für den individuellen Riementyp und -größe sinnvolle Grenzwerte für v_{zul} an, anderenfalls sind Richtwerte für v_{\max} nach **TB 16-1** (Flachriemen), **TB 16-2** (Keil- und Keilrippenriemen) und **TB 16-19** (Synchronriemen) anzunehmen. Die auf den Wirkdurchmesser d_w bezogene *Riemengeschwindigkeit* beträgt

$$v = d_w \cdot \pi \cdot n \leq v_{\max} \quad (16.36)$$

d_w Wirkdurchmesser

Flachriemen: $d_w = d + t$ (t für Extremultus-Riemen s. **TB 16-6**)

Keilriemen: $d_w = d_d$

Keilrippenriemen: $d_w = d_d + 2h_b$ (h_b nach **TB 16-14**)

Synchronriemen: $d_w = d_d$

n Drehzahl

v_{\max} maximale Riemengeschwindigkeit nach Herstellerangaben (Anhaltswerte s. auch **TB 16-1**, **TB 16-2** und **TB 16-3**; die Anhaltswerte gelten nur unter günstigsten Bedingungen. Für den Individualfall wird Herstelleranfrage empfohlen!)

Biegefrequenz: Die Riemenlebensdauer wird auch durch die Höhe der Biegefrequenz bestimmt. Hohe Frequenzen führen vor allem bei kleinen Scheibendurchmessern aufgrund größerer Walkarbeit zu höheren Temperaturen, wodurch sowohl die Lebensdauer herabgesetzt als auch der Wirkungsgrad des Riementriebes gemindert wird. Dies ist besonders bei Gegenbiegung des Riemens (z. B. beim Einsatz von Spannrollen) zu beachten. Die *Biegefrequenz* errechnet sich aus

$$f_B = \frac{v \cdot z}{L_d} \leq f_{B \text{ zul}} \quad (16.37)$$

v Riemengeschwindigkeit

z Anzahl der überlaufenden Scheiben, für die offene 2-Scheibenausführung ohne Spannrolle ist $z = 2$

L_d festgelegte Riemenlänge (bei Flachriemen stumpfe Länge L)

$f_{B \text{ zul}}$ zulässige Biegefrequenz, (allgemeine Angaben nach **TB 16-1**, **TB 16-2** bzw. **TB 16-3**; die Anhaltswerte gelten nur unter günstigsten Bedingungen; für den Individualfall wird Herstelleranfrage empfohlen!). Für den Extremultus-Riemen wird herstellerseits angegeben mit $k = 1$ für die Ausführung G und $k = 0,7$ für die Ausführung L mit dem Scheibenbezugsdurchmesser d_{IN} nach **TB 16-6** $f_{B \text{ zul}} \approx k \cdot (5800/d_{IN}) \cdot (d_1/d_{IN})^3$. (Für genauere Werte ist die Herstelleranfrage unerlässlich)

Riemenzugkraft: Bei möglicher Überbeanspruchung des Riemengetriebes (z. B. Anfahren unter Last) muss sichergestellt sein, dass der Riemen nicht zerstört wird. Während bei den Flach-, Keil- und Keilrippenriemen der Riemen unter erschwerten Bedingungen zu gleiten beginnt, muss beim Synchronriemen aufgrund des Formschlusses die erhöhte Last von den Zugsträngen aufgenommen werden. Insofern ist beim Synchronriemen mit $F_{\max} = T_{\max}/(d_d/2)$ zusätzlich der Nachweis zu führen, dass $F_{\max} \leq F_{\text{zul}}$ ist mit F_{zul} nach **TB 16-19c**.

16.4 Berechnungsbeispiele

Beispiel 16.1: Der Antrieb eines Sauglüfters ist als Flachriemengetriebe (Siegling-Extremultus) auszulegen (**Bild 16-22**). Der vorgesehene Drehstrommotor 180M hat eine Antriebsleistung $P = 18,5 \text{ kW}$ bei einer Drehzahl $n_1 = n_k = 1450 \text{ min}^{-1}$, die Lüfterdrehzahl $n_2 = n_g \approx 800 \text{ min}^{-1}$. Aus baulichen Gründen kann der Durchmesser d_g der Riemscheibe auf der Lüfterseite maximal 500 mm betragen, der Wellenabstand $e' \approx 800 \text{ mm}$. Als Betriebsverhältnisse sollen hier angenommen werden: mittlerer Anlauf, stoßfreie Volllast, tägliche Betriebsdauer $\approx 8 \text{ h}$.

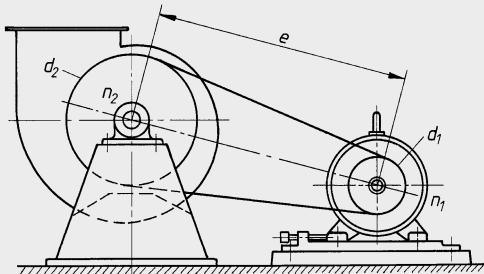


Bild 16-22
Lüfterantrieb

► **Lösung:** Die Berechnung erfolgt nach dem im **Bild 16-18** dargestellten Ablaufplan.

- Festlegen der Riemenausführung:** Für den vorliegenden üblichen Antrieb wird nach **TB 16-6** die Ausführung 80LT gewählt.
- Wahl der Scheibendurchmesser:** Für den gewählten Riemen könnte hinsichtlich der Biegewilligkeit des Extremultusriemens nach **TB 16-7** für $P/n_1 = 18,5/1450 = 0,0128 \text{ kW min}^{-1}$ ein kleiner Scheibendurchmesser $d = 180 \text{ mm}$ gewählt werden. Zur Vermeidung hoher Umfangskräfte und damit auch großer Wellenkkräfte wird für den Scheibendurchmesser $d_1 = d_k = 280 \text{ mm}$ vorgesehen. Damit wird der Durchmesser der Lüfterscheibe

$$d_g = i \cdot d_k = (n_1/n_2) \cdot d_k = (1450 \text{ min}^{-1}/800 \text{ min}^{-1}) \cdot 280 \text{ mm} = 507 \text{ mm}.$$

Nach DIN 111, s. **TB 16-9**, wird $d_g = 500 \text{ mm}$ festgelegt. Damit wird die Lüfterdrehzahl

$$n_2 = n_g = n_1 \cdot (d_k/d_g) = \dots \approx 812 \text{ min}^{-1}.$$

- Vorläufiger Wellenabstand:** Der Wellenabstand ist mit $e \approx 800 \text{ mm}$ bereits vorgegeben. Dieser Wert liegt auch innerhalb des Erfahrungsbereiches nach Gl. (16.21):

$$0,7 \cdot (d_g + d_k) \leq e' \leq 2 \cdot (d_g + d_k) = \dots = 546 \text{ mm} \dots 1560 \text{ mm}.$$

- Riemenlänge:** Nach Gl. (16.23) wird die stumpfe Riemenlänge mit $d_1 = d_k = 280 \text{ mm}$, $d_2 = d_g = 500 \text{ mm}$, $e = 800 \text{ mm}$

$$L'_d \approx 2 \cdot e' + \frac{\pi}{2} \cdot (d_g + d_k) + \frac{(d_g - d_k)^2}{4 \cdot e'} = \dots = 2840 \text{ mm}.$$

Die Riemenlänge wird mit $L = 2800 \text{ mm}$ festgelegt.

- Tatsächlicher Wellenabstand:** Mit $L = 2800 \text{ mm}$, $d_k = 280 \text{ mm}$ und $d_g = 500 \text{ mm}$ wird nach Gl. (16.22)

$$e_{\text{vorh}} \approx \frac{L_d}{4} - \frac{\pi}{8} \cdot (d_g + d_k) + \sqrt{\left(\frac{L_d}{4} - \frac{\pi}{8} \cdot (d_g + d_k)\right)^2 - \frac{(d_g - d_k)^2}{8}} = \dots \approx 780 \text{ mm}.$$

- Umschlingungswinkel:** Der Umschlingungswinkel an der kleinen Scheibe wird nach Gl. (16.24)

$$\beta_k = 2 \cdot \arccos \cdot \left(\frac{d_g - d_k}{2 \cdot e} \right) = \dots \approx 164^\circ.$$

- Wahl des Riementyps:** Für $d_k = 280 \text{ mm}$ und $\beta_k \approx 164^\circ$ wird nach **TB 16-8** der Riementyp 28 gewählt. Gleichzeitig wird die übertragbare spezifische Tangentialkraft $F_t' \approx 32 \text{ N/mm}$ abgelesen.

- h) Riemenbreite:** Mit der zu übertragenden Umfangskraft unter Berücksichtigung des Anwendungsfaktors $K_A \approx 1,3$ nach **TB 3-5** nach Gl. (16.27)

$$F_t = \frac{P'}{v} = \frac{K_A \cdot P_{\text{nenn}}}{v} = \frac{K_A \cdot P_{\text{nenn}}}{d_k \cdot \pi \cdot n_k} = \frac{1,3 \cdot 18,5 \cdot 10^3 \text{ Nm s}^{-1}}{0,28 \text{ m} \cdot \pi \cdot 24,17 \text{ s}^{-1}} \approx 1130 \text{ N}$$

wird die rechnerische Riemenbreite nach Gl. (16.28) mit $F'_t \approx 32 \text{ N/mm}$

$$b' = F_t/F'_t = \dots \approx 35 \text{ mm}.$$

Nach **TB 16-9** bzw. DIN 111 wird $b = 40 \text{ mm}$ und die zugeordnete kleinste Kranzbreite $B = 50 \text{ mm}$ festgelegt.

- i) Wellenbelastung:** Nach Gl. (16.34) wird für den Extremultusriemen mit $k_1 = 28$, $b' = 35 \text{ mm}$, $\varepsilon_1 \approx 2,2$, (ε_2 ist vernachlässigbar gering) die Wellenbelastung im Stillstand $F_{w0} = \varepsilon_{\text{ges}} \cdot k_1 \cdot b' = (\varepsilon_1 + \varepsilon_2) \cdot k_1 \cdot b' = \dots \approx 2160 \text{ N}$. Damit ist das Kraftverhältnis $k = F_{w0}/F_t = \dots \approx 2$.

Nach **TB 16-21** ist für den gewählten Motor eine auf die Wellenmitte bezogene zulässige Wellenbelastung von 2150 N angegeben. Dieser Wert wird hier geringfügig überschritten. Nach Rücksprache mit dem Motorenhersteller könnte eventuell auch ein Motor mit verstärkter Lagerung eingesetzt werden. Eine weitere Möglichkeit zur Verminderung der Wellenbelastung ist der Einsatz größerer Scheibendurchmesser (hier allerdings nur bei Inkaufnahme der Vergrößerung des Wellenabstandes).

- j) Riemengeschwindigkeit:** Mit der Riemendicke $t = 3,6 \text{ mm}$ nach **TB 16-6b** für die Riemenausführung 80 LT Typ 28 wird mit $d_k = 280 \text{ mm}$, somit $d_{wk} = d_k + t$, und $n_k = (1450/60) \text{ s}^{-1}$ nach Gl. (16.36)

$$v = d_{wk} \cdot \pi \cdot n_k = \dots \approx 20 \text{ m/s} < v_{\text{max}} \approx 60 \text{ m/s}$$

nach **TB 16-10**; die zulässige Riemengeschwindigkeit wird nicht überschritten.

- k) Biegefrequenz:** Die im Betrieb vorhandene Biegefrequenz ist nach Gl. (16.37) mit $v = 20 \text{ m/s}$, $z = 2$ Scheiben und der Riemenlänge $L = 2800 \text{ mm}$ $f_B = v \cdot z/L = \dots \approx 14 \text{ s}^{-1}$. Die zulässige Biegefrequenz für die Ausführung L mit dem Scheibenbezugsdurchmesser $d_{1N} = 280 \text{ mm}$ nach **TB 16-6b** und $k \approx 0,7$ wird

$$f_{B,zul} \approx k \cdot (5800/d_{1N}) \cdot (d_1/d_{1N})^3 = \dots \approx 15 \text{ s}^{-1};$$

der zulässige Wert wird nicht überschritten.

- **Beispiel 16.2:** Der Antrieb des Sauglüfters mit den Daten nach Beispiel 16.1 und **Bild 16-22** ist als Schmalkeilriemengetriebe auszulegen.

- **Lösung:** Die Berechnung erfolgt in Anlehnung an dem im **Bild 16-18** dargestellten Ablaufplan.

- a) **Wahl des Keilriemenprofils:** Mit der Berechnungsleistung aus $K_A = 1,3$ und $P_{\text{nenn}} = 18,5 \text{ kW}$

$$P' = K_A \cdot P_{\text{nenn}} = \dots \approx 24 \text{ kW}$$

und der Antriebsdrehzahl $n_1 = 1450 \text{ min}^{-1}$ wird nach **TB 16-11** gewählt der Schmalkeilriemen-Profil SPA.

- b) **Scheibendurchmesser:** Für das Profil SPA wird mit gleicher Begründung wie zum Beispiel 16.1 angegeben der Scheibenrichtdurchmesser mit $d_{dk} = 200 \text{ mm}$ gewählt. Damit ergibt sich der Scheibendurchmesser am Lüfter mit

$$d_{dg} = i \cdot d_{dk} = (n_k/n_g) = \dots \approx 363 \text{ mm};$$

gewählt nach **TB 1-16** (R20) $d_{dg} = 355 \text{ mm}$. Die Drehzahl der Lüfterscheibe wird somit $n_2 = n_g = n_1 \cdot (d_{dk}/d_{dg}) = \dots \approx 817 \text{ min}^{-1}$.

- c) **Riemenlänge:** Mit $e' = 800 \text{ mm}$, $d_{dk} = 200 \text{ mm}$ und $d_{dg} = 355 \text{ mm}$ wird die Richtlänge nach Gl. (16.23)

$$L'_d = 2 \cdot e' + \frac{\pi}{2} \cdot (d_{dg} + d_{dk}) + \frac{(d_{dg} - d_{dk})^2}{4 \cdot e'} = \dots \approx 2480 \text{ mm}.$$

Nach **TB 16-12** bzw. **TB 1-16** (R 40) festgelegt: $L_d = 2500 \text{ mm}$.

- d) **Wellenabstand:** Mit $L_d = 2500 \text{ mm}$, $d_{dk} = 200 \text{ mm}$, $d_{dg} = 355 \text{ mm}$ wird nach Gl. (16.22)

$$e \approx \frac{L_d}{4} - \frac{\pi}{8} \cdot (d_{dg} + d_{dk}) + \sqrt{\left(\frac{L_d}{4} - \frac{\pi}{8} \cdot (d_{dg} + d_{dk})\right)^2 - \frac{(d_{dg} - d_{dk})^2}{8}} = \dots \approx 810 \text{ mm}.$$

Der Verstellweg zum Spannen nach Gl. (16.25) für Keilriemen $x \geq 0,03 \cdot L_d = \dots \approx 75 \text{ mm}$, der Verstellweg zum Auflegen nach Gl. (16.25) für Keilriemen $y \geq 0,015 \cdot L_d = \dots \approx 38 \text{ mm}$; festgelegt: $y = 40 \text{ mm}$.

- e) **Umschlingungswinkel an der kleinen Scheibe:** Mit $e = 810 \text{ mm}$, $d_{dk} = 200 \text{ mm}$, $d_{dg} = 355 \text{ mm}$ wird nach Gl. (16.24)

$$\beta_k = 2 \cdot \arccos \cdot \left(\frac{d_{dg} - d_{dk}}{2 \cdot e} \right) = \dots \approx 176^\circ.$$

- f) **Anzahl der Schmalkeilriemen:** Mit der Berechnungsleistung $P' = 24 \text{ kW}$, s. unter a), der Nennleistung $P_N \approx 9,7 \text{ kW}/\text{Riemen}$ nach **TB 16-15b** für $d_{dk} = 200 \text{ mm}$ und $n_k = 1450 \text{ min}^{-1}$, dem Übersetzungs zuschlag $\dot{U}_z \approx 0,45 \text{ kW}/\text{Riemen}$ nach **TB 16-16b** für $i \approx 1,78$, dem Winkelfaktor $c_1 \approx 0,99$ nach **TB 16-17a** für $\beta_k = 176^\circ$ und $c_2 \approx 1$ nach **TB 16-17c** für Profil SPA und $L_d = 2500 \text{ mm}$ wird nach Gl. (16.29)

$$z \geq \frac{P'}{(P_N + \dot{U}_z) \cdot c_1 \cdot c_2} = \dots \approx 2,4; \quad \text{festgelegt: } z = 3.$$

Bestellangabe: 1 Satz Schmalkeilriemen DIN 7753-3 × SPA 2500.

Hinweis: Da die Berechnung Mehrsträngigkeit ergab, sollte der Verbundkeilriemen in Erwagung gezogen werden, s. zu Gl. (16.29).

- g) **Wellenbelastung:** Mit $P' = 24 \text{ kW}$, $d_{dk} = 200 \text{ mm}$, $n_k = 1450 \text{ min}^{-1}$ wird nach Gl. (16.27) die Umfangskraft

$$F_t = \frac{P'}{v} = \frac{K_A \cdot P_{nenn}}{v} = \frac{K_A \cdot P_{nenn}}{d_{dk} \cdot \pi \cdot n_k} = \frac{1,3 \cdot 18,5 \cdot 10^3 \text{ Nm s}^{-1}}{0,2 \text{ m} \cdot \pi \cdot 24,17 \text{ s}^{-1}} \approx 1600 \text{ N}$$

und damit wird für Keilriemen nach Gl. (16.35) überschlägig

$$F_{w0} = k \cdot F_t \approx (1,3 \dots 1,5) \cdot F_t = \dots \approx 2080 \text{ N} \dots 2400 \text{ N}.$$

Es besteht die Gefahr der Überschreitung des zulässigen Wertes F_{wzul} , s. zu Beispiel 16.1; eine Anfrage beim Motorenhersteller wird empfohlen! Eine Alternativlösung könnte auch die Ausführung mit der Profilgröße SPZ sein mit $d_{dk} = 160 \text{ mm}$ und $z = 5$ Riemen (s. **TB 16-21**).

- h) **Riemengeschwindigkeit:** Mit $d_{dk} = 200 \text{ mm}$ und $n_k = 1450 \text{ min}^{-1}$ nach Gl. (16.36)

$$v = d_{dk} \cdot \pi \cdot n_k = 0,2 \text{ m} \cdot \pi \cdot 24,17 \text{ s}^{-1} \approx 15 \text{ m/s};$$

die zulässige Riemengeschwindigkeit $v_{max} \approx 42 \text{ m/s}$ nach **TB 16-2** wird nicht überschritten (die Anhaltswerte gelten nur unter günstigsten Bedingungen; für den Individualfall wird Herstelleranfrage empfohlen!)

- l) **Biegefrequenz:** Die im Betrieb vorhandene Biegefrequenz ist nach Gl. (16.37) mit $v = 15 \text{ m/s}$, $z = 2$ Scheiben und der Riemenlänge $L = 2500 \text{ mm}$ $f_B = v \cdot z / L_d = \dots \approx 12 \text{ s}^{-1} \leq f_{Bmax} \approx 100 \text{ s}^{-1}$ nach **TB 16-2**; der zulässige Wert wird nicht überschritten (die Anhaltswerte gelten nur unter günstigsten Bedingungen, für den Individualfall wird Herstelleranfrage empfohlen!)

■ **Beispiel 16.3:** Der Antrieb des Sauglüfters nach Beispiel 16.1 und **Bild 16-22** ist mit einem Keilrippenriemen auszulegen.

► **Lösung:** Die Berechnung erfolgt in Anlehnung an den im **Bild 16-18** dargestellten Ablaufplan.

- a) **Wahl des Keilrippenriemens:** Mit der Berechnungsleistung aus $K_A = 1,3$ und $P_{nenn} = 18,5 \text{ kW}$

$$P' = K_A \cdot P_{nenn} = \dots \approx 24 \text{ kW} \quad \text{und der Antriebsdrehzahl} \quad n_1 = 1450 \text{ min}^{-1}$$

wird nach TB 16-11c gewählt der Keilrippenriemen, Profil PM.

- b) **Scheibendurchmesser:** Für das Profil PM wird mit gleicher Begründung wie zum Beispiel 16.1 angegeben der Scheibenrichtdurchmesser mit $d_{dk} = 224 \text{ mm}$ gewählt. Damit ergibt sich der Scheibendurchmesser am Lüfter mit

$$d_{dg} = i \cdot d_{dk} = (n_k / n_g) = \dots \approx 406 \text{ mm};$$

gewählt nach **TB 1-16** (R20) $d_{dg} = 400 \text{ mm}$. Die Drehzahl der Lüfterscheibe wird somit $n_2 = n_g = n_1 \cdot (d_{dk} / d_{dg}) = \dots \approx 812 \text{ min}^{-1}$.

- c) **Riemenlänge:** Mit $e' \approx 800 \text{ mm}$, $d_{dk} = 224 \text{ mm}$ und $d_{dg} = 400 \text{ mm}$ wird die Richtlänge nach Gl. (16.23)

$$L'_d \approx 2 \cdot e' + \frac{\pi}{2} \cdot (d_{dg} + d_{dk}) + \frac{(d_{dg} - d_{dk})^2}{4 \cdot e'} = \dots \approx 2590 \text{ mm}.$$

Nach **TB 1-16** (R 40) festgelegt: $L_d = 2500 \text{ mm}$.

- d) **Wellenabstand:** Mit $L_d = 2500 \text{ mm}$, $d_{dk} = 224 \text{ mm}$, $d_{dg} = 400 \text{ mm}$ wird nach Gl. (16.22)

$$e \approx \frac{L_d}{4} - \frac{\pi}{8} \cdot (d_{dg} + d_{dk}) + \sqrt{\left(\frac{L_d}{4} - \frac{\pi}{8} \cdot (d_{dg} + d_{dk}) \right)^2 - \frac{(d_{dg} - d_{dk})^2}{8}} = \dots \approx 755 \text{ mm}.$$

Der Verstellweg zum Spannen nach Gl. (16.25) für Keilriemen $x \geq 0,03 \cdot L_d = \dots \approx 75 \text{ mm}$ der Verstellweg zum Auflegen nach Gl. (16.25) für Keilriemen $y \geq 0,015 \cdot L_d = \dots \approx 38 \text{ mm}$; festgelegt $y = 40 \text{ mm}$.

- e) **Umschlingungswinkel an der kleinen Scheibe:** Mit $e = 755 \text{ mm}$, $d_{dk} = 224 \text{ mm}$, $d_{dg} = 400 \text{ mm}$ wird nach Gl. (16.24)

$$\beta_k = 2 \cdot \arccos \left(\frac{d_{dg} - d_{dk}}{2 \cdot e} \right) = \dots \approx 167^\circ.$$

- f) **Rippenanzahl:** Mit der Berechnungsleistung $P' = 24 \text{ kW}$, s. unter a), der Nennleistung $P_N \approx 9,6 \text{ kW}/\text{Rippe}$ nach **TB 16-15c** für $d_{dk} = 224 \text{ mm}$ und $n_k = 1450 \text{ min}^{-1}$, dem Übersetzungszuschlag $\dot{U}_z \approx 0,95 \text{ kW}/\text{Riemen}$ nach **TB 16-16b** für $i = 1,79$, dem Winkelfaktor $c_1 \approx 0,97$ nach **TB 16-17a** für $\beta_k = 167^\circ$ und $c_2 = 0,9$ nach **TB 16-17c** für Profil PM und $L_d = 2500 \text{ mm}$ wird nach Gl. (16.29)

$$z \geq \frac{P'}{(P_N + \dot{U}_z) \cdot c_1 \cdot c_2} = \dots \approx 2,6;$$

festgelegt: $z = 3$.

Bestellangabe: Keilrippenriemen DIN 7867-3PM 2500.

- g) **Wellenbelastung:** Mit $P' = 24 \text{ kW}$, $d_{dk} = 224 \text{ mm}$, $n_k = 1450 \text{ min}^{-1}$ wird nach Gl. (16.27)

$$F_t = \frac{P'}{v} = \frac{K_A \cdot P_{nenn}}{v} = \frac{K_A \cdot P_{nenn}}{d_{dk} \cdot \pi \cdot n_k} = \frac{1,3 \cdot 18,5 \cdot 10^3 \text{ Nm s}^{-1}}{0,224 \text{ m} \cdot \pi \cdot (1450/60) \text{ s}^{-1}} \approx 1420 \text{ N}$$

wird für Keilrippenriemen nach Gl. (16.35) überschlägig die Wellenbelastung

$$F_{w0} = k \cdot F_t \approx (1,3 \dots 1,5) \cdot F_t = \dots \approx 1850 \dots 2150 \text{ N}.$$

Es besteht keine Gefahr der Überschreitung des zulässigen Wertes $F_{w,zul}$, s. zu Beispiel 16.1.

- h) **Riemengeschwindigkeit:** Mit $d_{dk} = 224 \text{ mm}$, $n_k = 1450 \text{ min}^{-1}$ und $h_0 = 5 \text{ mm}$ für Profil PM nach **TB 16-14** wird nach Gl. (16.36)

$$v = d_w \cdot \pi \cdot n = (d_{dk} + 2 \cdot h_0) \cdot \pi \cdot n_k = (0,224 \text{ m} + 2 \cdot 0,005 \text{ m}) \cdot \pi \cdot (1450/60) \text{ s}^{-1} \approx 17,8 \text{ m/s};$$

die zulässige Riemengeschwindigkeit $v_{max} \approx 30 \text{ m/s}$ nach **TB 16-14** wird nicht überschritten (die Anhaltswerte gelten nur unter günstigsten Bedingungen, für den Individualfall wird Herstelleranfrage empfohlen!)

- i) **Biegefrequenz:** Die im Betrieb vorhandene Biegefrequenz ist nach Gl. (16.37) mit $v = 17,8 \text{ m/s}$, $z = 2$ Scheiben und der Riemenlänge $L = 2500 \text{ mm}$ $f_B = v \cdot z / L_d = \dots \approx 14,2 \text{ s}^{-1} \leq f_{B,max} \approx 200 \text{ s}^{-1}$; die zulässige Biegefrequenz nach **TB 16-2** wird nicht überschritten (die Anhaltswerte gelten nur unter günstigsten Bedingungen; für den Individualfall wird Herstelleranfrage empfohlen!).

- **Beispiel 16.4:** Für den Antrieb einer Spezial-Bohrmaschine mit einer konstanten Spindeldrehzahl $n_2 = 1000 \text{ min}^{-1}$ ist ein geeignetes Synchronriemengetriebe auszulegen. Zum Antrieb wird ein Synchromotor mit $P = 1,5 \text{ kW}$ bei $n_1 = 3000 \text{ min}^{-1}$ vorgesehen. Aus konstruktiven Gründen soll der Wellenabstand $e' \approx 290 \text{ mm}$ und die Zahnscheibendurchmesser maximal 200 mm betragen. Erschwerte Betriebsbedingungen sind nicht zu erwarten; $K_A \approx 1$.

- **Lösung:** Die Berechnung erfolgt in Anlehnung an den im **Bild 16-18** dargestellten Ablaufplan.

- a) **Wahl des Riemenprofils:** Mit der Berechnungsleistung aus $K_A = 1$ und $P_{nenn} = 1,5 \text{ KW}$

$$P' = K_A \cdot P_{nenn} = \dots \approx 1,5 \text{ kW}$$

und der Antriebsdrehzahl $n_1 = 3000 \text{ min}^{-1}$ wird nach **TB 16-18** gewählt: Profil T5.

- b) **Festlegen der Zähnezahl:** Mit Rücksicht auf den Durchmesser der Motorwelle wird (frei) gewählt: $z_k = 38$ Zähne. Damit wird $z_g = z_k \cdot n_1 / n_2 = \dots \approx 114$ Zähne.

- c) **Scheibendurchmesser:** Mit $p = 5 \text{ mm}$ wird nach Gl. (16.20)

$$d_{dk} = (p/\pi) \cdot z_k = \dots \approx 60,48 \text{ mm} \quad \text{und} \quad d_{dg} = (p/\pi) \cdot z_g = \dots \approx 181,44 \text{ mm}.$$

- d) **Riemenlänge:** Mit $e' \approx 290 \text{ mm}$, $d_{dk} = 60,48 \text{ mm}$ und $d_{dg} = 181,44 \text{ mm}$ wird die Richtlänge nach Gl. (16.23)

$$L'_d \approx 2 \cdot e' + \frac{\pi}{2} \cdot (d_{dg} + d_{dk}) + \frac{(d_{dg} - d_{dk})^2}{4 \cdot e'} = \dots \approx 973 \text{ mm}.$$

Die rechnerische Zähnezahl des Synchronriemens beträgt $z'_R = L'_d/p = \dots \approx 194,5$ Zähne.

Nach **TB 16-19d** wird festgelegt: $z_R = 198$ Zähne. Damit wird die Riemenrichtlänge: $L_d = z_R \cdot p = \dots \approx 990 \text{ mm}$.

e) **Wellenabstand:** Mit $L_d = 990 \text{ mm}$, $d_{dk} = 60,48 \text{ mm}$, $d_{dg} = 181,44 \text{ mm}$ wird nach Gl. (16.22)

$$e \approx \frac{L_d}{4} - \frac{\pi}{8} \cdot (d_{dg} + d_{dk}) + \sqrt{\left(\frac{L_d}{4} - \frac{\pi}{8} \cdot (d_{dg} + d_{dk})\right)^2 - \frac{(d_{dg} - d_{dk})^2}{8}} = \dots \approx 299 \text{ mm}.$$

Erfahrungsgemäß sollte der Wellenabstand in den Grenzen $e' \approx (0,5 \dots 2) \cdot (d_{dk} + d_{dg}) = \dots \approx 121 \dots 484 \text{ mm}$ liegen. Der Verstellweg zum Spannen nach Gl. (16.25) für Synchronriemen $x \geq 0,005 \cdot L_d = \dots \approx 5 \text{ mm}$. Mit der Teilung $p = 5 \text{ mm}$ wird der Verstellweg zum Auflegen nach Gl. (16.25) für Synchronriemen $y \geq (1 \dots 2,5) \cdot p = \dots \approx 5 \dots 12,5 \text{ mm}$. Festgelegt werden für $x = 5 \text{ mm}$; $y = 12 \text{ mm}$.

f) **Umschlingungswinkel an der kleinen Scheibe:** Mit $e = 299 \text{ mm}$, $d_{dk} = 60,48 \text{ mm}$, $d_{dg} = 181,44 \text{ mm}$ wird nach Gl. (16.24)

$$\beta_k = 2 \cdot \arccos \cdot \left(\frac{d_{dg} - d_{dk}}{2 \cdot e} \right) = \dots \approx 156^\circ.$$

g) **Riemenbreite:** Mit der eingreifenden Zähnezahl nach Gl. (16.28) $z_e = (z_k \cdot \beta_k^\circ) / 360^\circ = \dots \approx 16$ (Folgerechnung also mit $z_e = 12$, s. zu Gl. (16.30)). Mit $P_{\text{spez}} \approx 3,1 \cdot 10^{-4} \text{ kW/mm}$ nach **TB 16-20** für das Profil T5, $P = 1,5 \text{ kW}$, $K_A = 1$ wird die erforderliche Riemenbreite aus der Leistungsbetrachtung nach Gl. (16.31)

$$b' \geq \frac{P'}{z_k \cdot z_e \cdot P_{\text{spez}}} = \frac{K_A \cdot P}{z_k \cdot z_e \cdot P_{\text{spez}}} = \dots \approx 10,6 \text{ mm};$$

nach Gl. (16.32) wird mit $M = 9550 \cdot P/n \approx 4,8 \text{ Nm}$, $M_{\text{spez}} \approx 2 \cdot 10^{-3} \text{ Nm/mm}$ bei $n = 0$

$$b' \geq \frac{M}{z_k \cdot z_e \cdot M_{\text{spez}}} = \dots \approx 6 \text{ mm};$$

festgelegt wird für die Riemenbreite $b = 12 \text{ mm}$.

h) **Riengeschwindigkeit:** Mit $d_{dk} = 60,48 \text{ mm}$, $n_k = 3000 \text{ min}^{-1}$ wird die Riengeschwindigkeit

$$v = d_{dk} \cdot \pi \cdot n_k = 0,06048 \text{ m} \cdot \pi \cdot (3000/60) \text{ s}^{-1} \approx 9,5 \text{ m/s};$$

die zulässige Riengeschwindigkeit $v_{\text{zul}} \approx 80 \text{ m/s}$ nach **TB 16-18a** wird somit nicht überschritten (die Anhaltswerte gelten nur unter günstigsten Bedingungen; für den Individualfall wird Herstelleranfrage empfohlen!).

i) **Wellenkraft:** Mit $P' = 1,5 \text{ kW}$, $v = 9,5 \text{ m/s}$ wird nach Gl. (16.27) die Umfangskraft

$$F_t = \frac{P' \cdot 1,5 \cdot 10^3 \text{ Nm s}^{-1}}{v \cdot 9,5 \text{ m/s}} \approx 158 \text{ N} < F_{\text{zul}} \approx 370 \text{ N}$$

mit F_{zul} nach Tb 16-19 für $b = 12 \text{ mm}$ und Profil T5 und damit nach Gl. (16.35) $F_{w0} = 1,1 \cdot F_t = \dots \approx 243 \text{ N}$.

k) **Biegefrequenz:** Die im Betrieb vorhandene Biegefrequenz ist nach Gl. (16.37) mit $v = 9,5 \text{ m/s}$, $z = 2$ Scheiben und der Riemenlänge $L_d = 990 \text{ mm}$ $f_B = v \cdot z / L_d = \dots \approx 20 \text{ s}^{-1}$; der zulässige Wert $f_{B,\text{max}} \approx 200 \text{ s}^{-1}$ nach **TB 16-3** wird nicht überschritten (die Anhaltswerte gelten nur unter günstigsten Bedingungen; für den Individualfall wird Herstelleranfrage empfohlen!).

Bestellangabe: *Synchronriemen 12 T5/990* (12 mm Breite b , T5 = Riemenprofil mit $P = 5 \text{ mm}$ Teilung, 990 mm Richtlänge L_d = Bestelllänge).

16.5 Literatur

Arntz-Optibelt-Gruppe, (Hrg.): Keilriemen, eine Monographie. Essen: Ernst Heyer, 1972
Grote, K.-H.; Feldhusen, J. (Hrsg.): Dubbel: Taschenbuch für den Maschinenbau. 24. Auflage. Berlin: Springer, 2014

Fronius, St. (Hrg.): Maschinenelemente, Antriebselemente. Berlin: Verlag Technik, 1971

Krause, W., Nagel, T., Schenk, W.: Synchronriemengetriebe, Antriebstechnik 31 (1992) Nr. 4

Niemann, G., Winter, H.: Maschinenelemente, Bd. III, Schraubrad-, Kegelrad-, Schnecken-, Ketten-, Riemen-, Reibradgetriebe, Kupplungen, Bremsen, Freiläufe, 2. Aufl. Berlin: Springer, 1983
VDI-Richtlinie 2758: Riemengetriebe. Düsseldorf: VDI, 1993

Weitere Information und Schriften der Firmen:

Arntz-Optibelt, Höxter (www.optibelt.com); Contitech, Antriebssysteme GmbH, Hannover (www.contitech.de); Siegling GmbH, Hannover (www.siegling.de); Wilhelm Hermann Müller GmbH & Co. KG, Hannover (www.whm.net).

17 Kettengetriebe

17.1 Funktion und Wirkung

17.1.1 Aufgaben und Einsatz

Kettengetriebe werden wegen ihrer Zuverlässigkeit und Wirtschaftlichkeit vielseitig für Leistungsübertragungen verwendet, z. B. bei Fahrzeugen, im Motorenbau, bei Landmaschinen, Werkzeug- und Textilmaschinen, bei Holzbearbeitungsmaschinen, Druckereimaschinen und im Transportwesen.

Kettengetriebe nehmen hinsichtlich ihrer Eigenschaften, des Bauaufwandes, der übertragbaren Leistung und der Anforderung an Wartung eine Mittelstellung zwischen den Riemen- und Zahnradgetrieben ein. Kettengetriebe gehören wie Riemengetriebe zu den *Zugmittelgetrieben* und werden wie diese bei größeren Wellenabständen an parallelen, möglichst waagerechten Wellen verwendet. Von einem treibenden Rad können auch mehrere Räder mit gleichen oder entgegengesetztem Drehsinn über eine Kette angetrieben werden.

Vorteile gegenüber Riemengetrieben: Formschlüssige und schlupffreie Leistungsübertragung und damit konstante Übersetzung. Geringere Lagerbelastungen, da Ketten ohne Vorspannung laufen. Sie sind unempfindlich gegen hohe Temperaturen, Feuchtigkeit und Schmutz. Es ergeben sich kleinere Bauabmessungen bei gleichen Leistungen.

Nachteile: Unelastische, starre Kraftübertragung, gekreuzte Wellen sind nicht möglich. Kettengetriebe sind teurer als leistungsmäßig vergleichbare Riemengetriebe. Schwingungen durch ungleichförmige Ket tengeschwindigkeit infolge des Polygoneffektes (s. Abschnitt 17.1.5).

17.1.2 Kettenarten, Ausführung und Anwendung

Die zahlreichen Kettenarten können zweckmäßig eingeteilt werden in

1. *Gliederketten*, die als Rundglieder- oder Stegketten meist als Hand- und Lastketten bei Hebezeugen und in der Fördertechnik Verwendung finden.
2. *Gelenkketten*, die in verschiedenen Ausführungen auch als Lastketten, Förderketten, insbesondere aber als Getriebeketten infrage kommen.

Für Kettengetriebe werden vor allem *Stahlgelenkketten* verwendet, von denen die wichtigsten, genormten Arten beschrieben werden sollen. (Bauformen und Benennung von Ketten und Ketten(teilen) s. DIN 8194.)

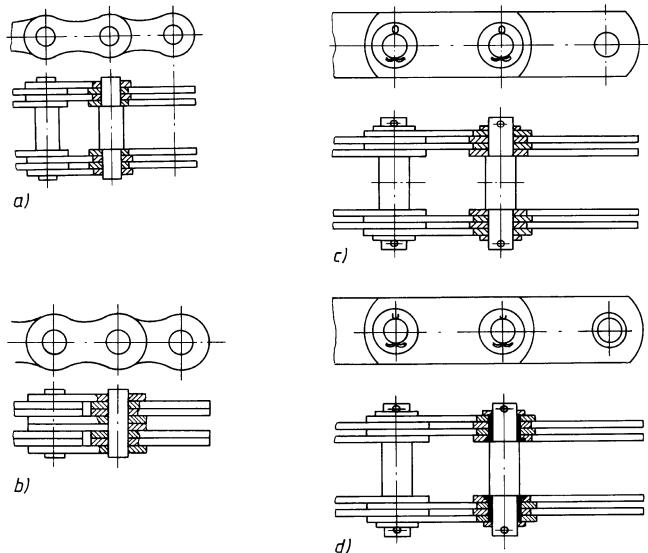
17

Bolzenketten

Bolzenketten stellen die einfachste und billigste Bauart der Gelenkketten dar. Ihre Laschen (z. B. aus E335) drehen sich unmittelbar auf vernieteten bzw. versplinteten Bolzen (z. B. aus E295).

Zu ihnen gehören die *Gallketten* nach DIN 8150 mit mehreren Außen- und Innenlaschen je Glied (**Bild 17-1a**), ferner die *Flyerketten* nach DIN ISO 4347 (**Bild 17-1b**) sowie die *Ziehbankketten* nach DIN 8156 (ohne Buchsen) und DIN 8157 (mit Buchsen) (**Bild 17-1c** und **d**).

Die Zahnkette ist nach der Rollenkette die wichtigste Antriebskette. Genormt sind Zahnketten mit Wiegegelenk und 30° Eingriffswinkel (DIN 8190) und die Profilabmessungen der zugehörigen Kettenräder mit Evolventenverzahnung (DIN 8191), **Bild 17-2a**. Die Drehmoment- und Bewegungsübertragung erfolgt durch Zahnlaschen, deren Zahnflanken einen Winkel von 60° einschließen. Beim Auflaufen auf das Kettenrad kommen die Zahnflanken ohne zu gleiten an den

**Bild 17-1**

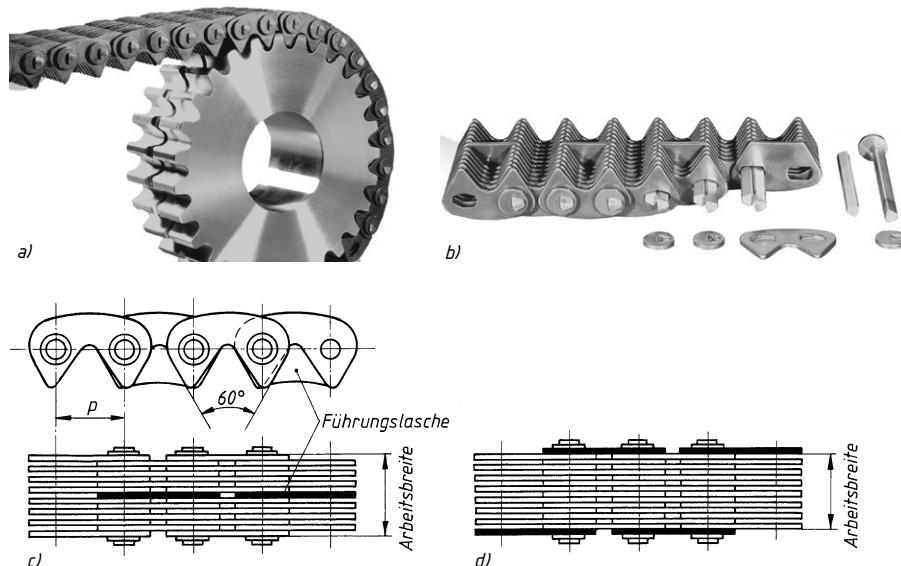
Bolzenketten

- a) Gallkette
- b) Flyerkette
- c) Ziehbankkette ohne Buchsen
- d) Ziehbankkette mit Buchsen

Kettenradzähnen zur Anlage. Durch die stark negativ profilverschobene Evolventenverzahnung der Kettenräder, den günstigen Eingriffswinkel und die geringe Masse der Laschen tritt nur ein schwacher Einlaufstoß auf.

Den Aufbau des Wiegegelenkes zeigt **Bild 17-2b**.

Das seitliche Ablaufen der Zahnkette vom Kettenrad wird durch Führungslaschen verhindert. Dabei unterscheidet man Innen- und Außenführung, **Bild 17-2c** und **d**. Bei Innenführung erhalten die Kettenräder eine Ringnut entsprechend der Laschendicke. Sie wird bevorzugt bei breiten Ketten (>20 mm) und hohen Kettengeschwindigkeiten.

**Bild 17-2** Zahnketten

- a) Antriebszahnkette und Zahnkettenrad mit Innenführung, b) Kettenaufbau aus Zahn- und Führungslaschen, zweiteiligem Wiegegelenk (Profilzapfen) und Nietscheiben, c) mit Innenführung, d) mit Außenführung (Werkbild)

Zahnketten mit Wiegegelenk können im Allgemeinen nicht weiter als bis zur Geraden aufgebogen werden (Rückensteifigkeit) und lassen nur ein Abknicken der Kettenglieder bis ca. 30° zu. Die Mindestzähnezahl der Kettenräder beträgt deshalb 13 Zähne. Moderne Hochleistungszahnketten weichen herstellerbezogen von DIN 8190 ab. Sie lassen Kettengeschwindigkeiten bis 50 m/s zu, weisen verbesserte Laufruhe, höhere Belastbarkeit und Verschleißfestigkeit auf.

Außer den erwähnten Ketten sind neben den genormten Arten auch eine Reihe von Sonderausführungen, wie z. B. Förder- und Transportketten im Gebrauch.

Buchsenketten

Buchsenketten (**Bild 17-3**) haben im Vergleich zu Bolzenketten eine höhere Verschleißfestigkeit, da ihre Innenlaschen auf Buchsen gepresst sind, die beweglich auf den mit den Außenlaschen fest verbundenen Bolzen sitzen. Die Flächenpressung ist dadurch erheblich geringer als bei Bolzenketten. Die Laschen sind meist aus E355, die Bolzen aus Einsatzgehärtetem Stahl C15. Sie sind geeignet für $v \leq 5$ m/s.

Buchsenketten werden für kleine Teilungen (p) nach DIN 8154, DIN 8164 ausgeführt (**Bild 17-3a**). Ebenfalls zu den Buchsenketten zählen die *Förderketten mit Vollbolzen (ohne Rollen)* (**Bild 17-3b**) nach DIN 8165, DIN 8167, DIN 8175, DIN 8176; *Förderketten mit Vollbolzen (mit Rollen)* (**Bild 17-3c**) nach DIN 8165, DIN 8167, DIN 8176; *Förderketten mit Hohlbolzen (mit und ohne Rollen)* (**Bild 17-3d** und **e**) nach DIN 8168; *Förderketten mit Befestigungslaschen* nach DIN 8165, DIN 8167, DIN 8168, DIN 8175.

Neben den genormten Buchsenketten gibt es auch Sonderausführungen für spezielle Anwendungsbereiche.

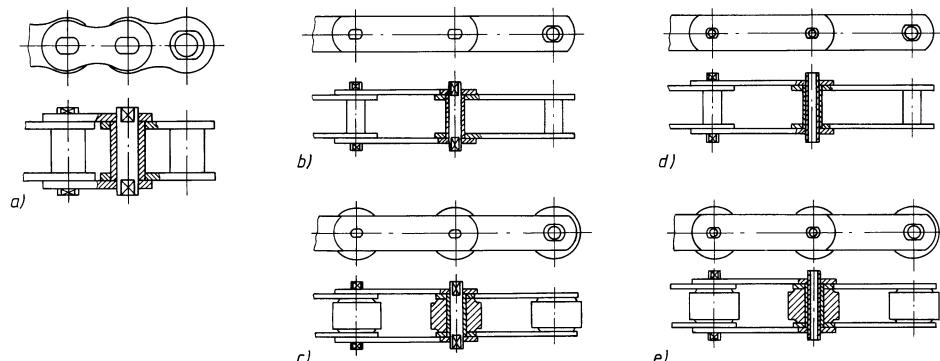


Bild 17-3 Buchsenketten. a) Buchsenkette, b) Förderkette mit Vollbolzen, ohne Rollen, c) Förderkette mit Vollbolzen, mit Rolle, d) Förderkette mit Hohlbolzen, ohne Rolle, e) Förderkette mit Hohlbolzen, mit Rolle

Rollenketten

Den *Rollenketten* kommt wegen des fast unbeschränkten Anwendungsbereichs die größte Bedeutung zu, obwohl sie die teuerste Ausführung der Stahlgelenkketten darstellen. Sie unterscheiden sich von den Buchsenketten durch eine auf den Buchsen gelagerte, gehärtete und geschliffene (Schon-)Rolle zur Verschleiß- und Geräuschminderung (**Bild 17-4**).

In normaler Ausführung werden Rollenketten nach DIN 8187 (europäische Bauart) und nach DIN 8188 (amerikanische Bauart) sowie nach ISO/R606 aus legierten Stählen als Einfach- und

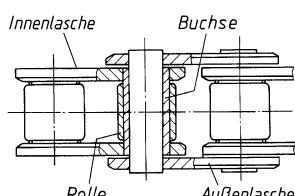


Bild 17-4
Rollenkette, schematische Darstellung des Kettengelenks

Mehrfach-Rollenketten (**Bild 17-5a** und **b**) hergestellt, wodurch ihr Anwendungsbereich als Antriebsketten auf große Leistungen (>1000 kW) und hohe Ket tengeschwindigkeiten (bis 30 m/s) erweitert wird. Als Förderketten werden *Rollenketten mit Befestigungslaschen* nach DIN 8187 und DIN 8188 (**Bild 17-5c**), *langgliedrige Rollenketten* nach DIN 8181 (**Bild 17-5d**) sowie die *Rotaryketten* nach DIN 8182 (**Bild 17-5e**) eingesetzt, wobei die Ket tengeschwindigkeit meist unter 3 m/s liegt.

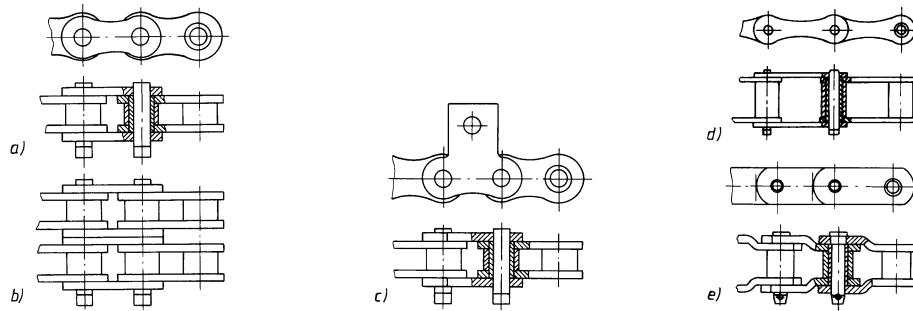


Bild 17-5 Rollenketten. a) Einfach-, b) Zweifach-Rollenkette, c) Rollenkette mit Befestigungslasche, d) Langgliedrige Rollenkette, e) Rotarykette

Wo mit mangelhafter Schmierung zu rechnen ist oder diese wegen schlechter Zugänglichkeit kaum möglich ist oder wo aus betrieblichen Gründen, z. B. bei Maschinen in der Nahrungsmittelindustrie, auf Schmierung ganz verzichtet werden muss, werden zweckmäßig *Rollenketten mit Buchsen aus Kunststoff* (meist Polyamid) eingesetzt (**Bild 17-6**).

Bei Ketten mit Stahlbuchsen würde sich bei fehlender Schmierung ein die Lebensdauer erheblich verkürzender, starker Verschleiß in den Gelenken ergeben. Dagegen zeigen die mit Polyamid-Trockengleitlagern vergleichbaren Gelenke mit Kunststoffbuchsen, selbst bei völligem Trockenlauf, einen nur geringen Verschleiß und damit eine hohe Lebensdauer. Selbstverständlich ist ihre Belastbarkeit dabei begrenzt und liegt unter der von geschmierten Rollenketten mit Stahlbuchsen.

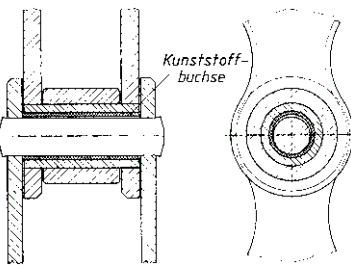


Bild 17-6
Rollenkette, Ausführung mit Kunststoffbuchse

17

Sonderbauformen

Von den Herstellerfirmen wurden für die verschiedenen Anwendungsgebiete Spezialketten entwickelt, so z. B. die Scharnierbandkette für Transportbänder nach DIN 8153 (**Bild 17-7a**) und als Transport- und Verstellketten die zerlegbare Gelenkkette (**Bild 17-7b**) und mit höherer Tragfähigkeit die Stahlbolzenkette (**Bild 17-7c**).

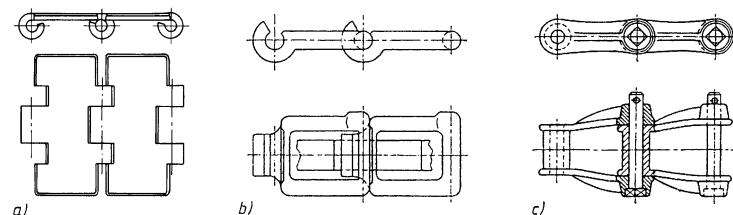


Bild 17-7 Ketten in Sonderausführung. a) Scharnierbandkette, b) zerlegbare Gelenkkette aus Temperguss, c) Stahlbolzenkette

17.1.3 Kettenräder

Zu einem Kettengetriebe gehören mindestens zwei Kettenräder, die von der Kette umschlossen werden.

In ihrem Aufbau sind die Kettenräder für alle Stahlgelenkketten grundsätzlich gleich, lediglich die Verzahnung ist, entsprechend der jeweils verwendeten Kette, unterschiedlich.

Die Verzahnung der Kettenräder muss so ausgeführt sein, dass die Kette nahezu reibungslos in die Verzahnung eingreift und dass eine während des Betriebes auftretende Kettenlängung, die erfahrungsgemäß $\approx 2\%$ beträgt, entsprechend berücksichtigt wird, um Sicherheit, Laufruhe und Lebensdauer des Triebes zu gewährleisten. Kettenräder können vorteilhaft vom Kettenhersteller bezogen werden.

Die Verbindung der Kettenräder mit den Wellen erfolgt mit einer der möglichen Wellen-Naben-Verbindungen entsprechend Kapitel 12.

Die Führung der Kette erfolgt im Allgemeinen durch das Eingreifen der Zähne des Kettenrades in die Kettenglieder (z. B. Rollenkette, s. **Bild 17-8a**). Lediglich bei der Zahnkette ist eine zusätzliche Innen- bzw. Außenführung (s. **Bild 17-8b** bzw. c) erforderlich.

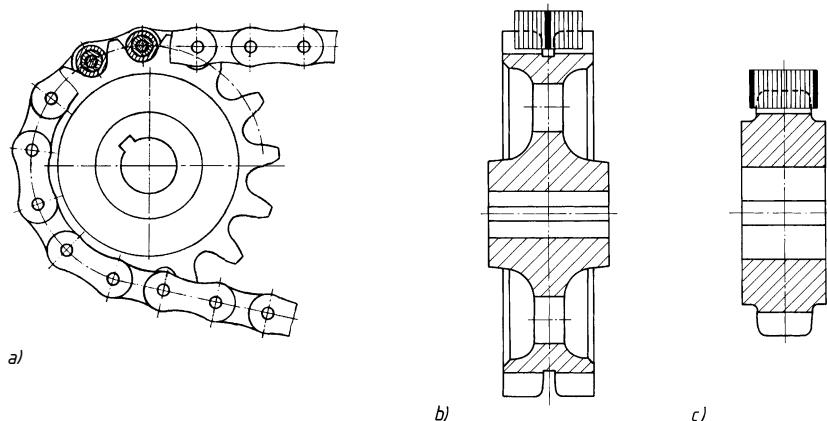


Bild 17-8 Führung der Kette. a) bei Rollenkette durch Eingriff der Zähne, b) bei Zahnkette durch Innenlasche, c) bei Zahnkette mit Außenlasche

17.1.4 Verbindungsglieder für Rollenketten

Vorzugsweise werden Rollenketten in offenen Strängen mit der Länge $l = X \cdot p$ (X = Anzahl der Kettenglieder, p = Teilung der Kette) geliefert. Bei *gerader* Gliederzahl X sind die Endglieder stets Innenglieder. Die Verbindung zur endlosen Kette kann durch Außenglieder (Steckglieder) mit Niet-, Splint-, Feder-, Draht- oder Schraubverschluss hergestellt werden (**Bild 17-9**). Endlose Ketten werden normalerweise nur auf ausdrücklichen Wunsch geliefert.

17

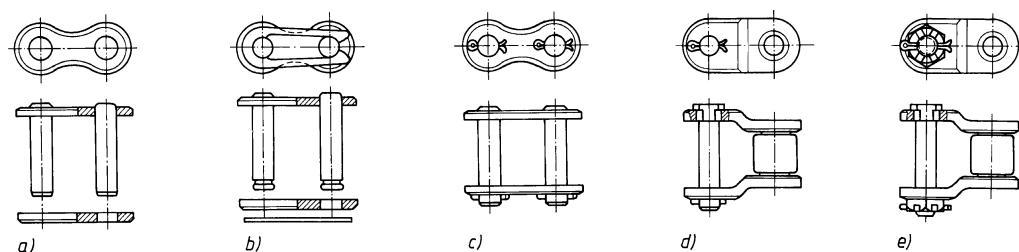


Bild 17-9 Verbindungsglieder. a) Nietglied (Außenglied), b) Steckglied mit Federverschluss, c) Steckglied mit Splintverschluss, d) gekröpftes Glied mit Splintverschluss, e) gekröpftes Glied mit Schraubverschluss

Gekröpfte Verbindungsglieder, die bei *ungerader* Gliederzahl erforderlich werden, sollten wegen ihrer geringeren Tragfähigkeit vermieden werden.

17.1.5 Mechanik der Kettengetriebe

Die Kette umschlingt die Räder in Form eines Vielecks. Daraus ergibt sich, dass der wirksame Raddurchmesser zwischen $d_{\max} \cong d$ und $d_{\min} \cong d \cdot \cos \tau/2$ ($\tau/2$ halber Teilungswinkel) und entsprechend die Ket tengeschwindigkeit zwischen $v_{k\max} = v_k$ und $v_{k\min} = v_k \cdot \cos \tau/2$ schwanken (s. **Bild 17-10**).

Die Ket tengeschwindigkeit ändert sich periodisch, wobei mit kleiner werdender Zähnezahl des Kettenrades die Höhe des prozentualen Geschwindigkeitsunterschiedes zunimmt. Trägt man die Ungleichförmigkeit in Abhängigkeit von der Zähnezahl des Kettenrades auf (**Bild 17-11**), so erkennt man, dass bei $z = 16$ die Ungleichförmigkeit bereits 2 %, bei $z = 20$ lediglich 1,2 % beträgt, bei $z < 16$ dagegen stark zunimmt.

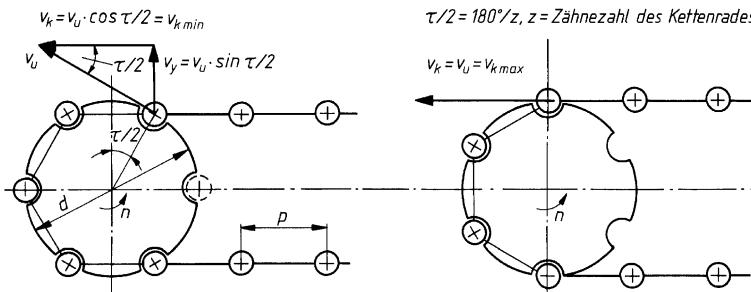


Bild 17-10 Polygoneffekt beim Kettengetriebe

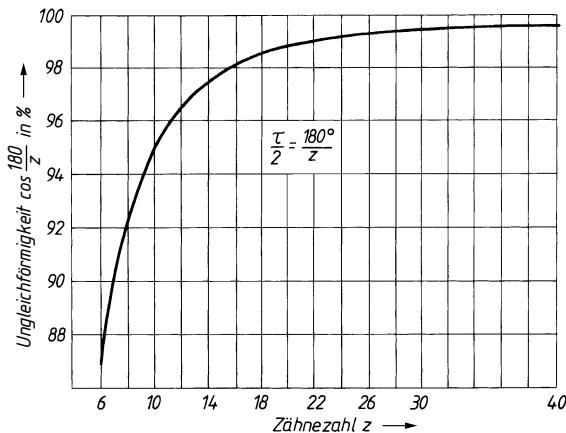


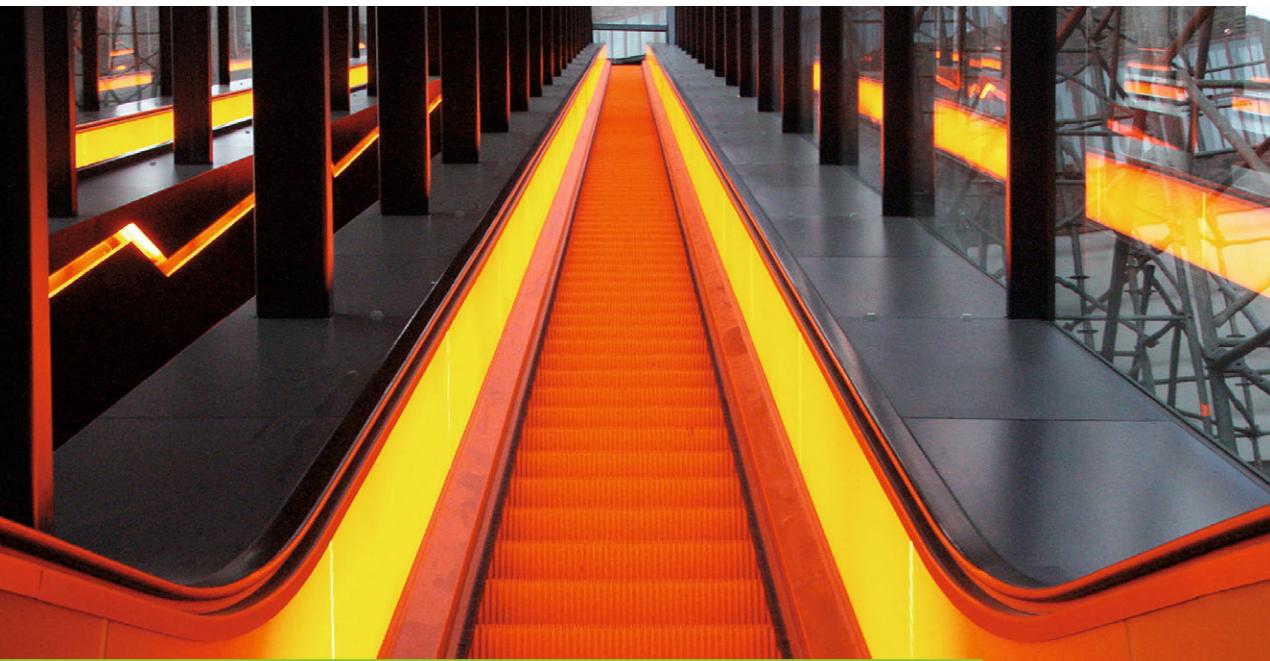
Bild 17-11
Ungleichförmigkeit der Ket tengeschwindigkeit

Die Ungleichförmigkeit der Kettenfortschrittsgeschwindigkeit (*Vieleckwirkung* bzw. *Polygoneffekt*) führt nicht nur zu einem unruhigen Lauf der Kette und im Resonanzbereich zu Schwingungen (Längs- und Querschwingungen), sondern kann durch die damit einhergehende Massenbeschleunigung und -verzögerung der Kette ($a_{\max} = p \cdot \omega^2/2$ in m/s² mit ω in 1/s und Teilung p in m) im Resonanzbereich theoretisch zu hohen Zusatzkräften und damit zur vorzeitigen Zerstörung der Kette führen. Aufgrund der hohen Elastizität der Kette ist der Polygoneffekt für die praktische Auslegung der Kette jedoch unbedeutend, wenn $z \geq 19$ und bei höheren Geschwindigkeiten eine kleine Teilung p vorgesehen wird. Kettenräder mit $z < 17$ sollten nur bei Handbetrieb oder langsam laufenden Ketten vorgesehen werden.

90 JAHRE

IN BEWEGUNG

KettenWulf



**Ohne unsere Ketten wäre der Eintritt in dieses
Museum eine sportliche Herausforderung.**

Hersteller von Ketten und Kettenrädern für die Industrie.

Mit über 1200 Mitarbeitern und Vertriebs- und Produktionsstandorten in Europa, den USA und Asien zählt die KettenWulf Gruppe seit über 90 Jahren zu den führenden Markenherstellern von Ketten und Kettenrädern.

Unsere Kompetenz liegt in der Fertigung und dem Vertrieb von kundenspezifisch ausgeführten Förderketten, Antriebsketten und Kettenrädern für die unterschiedlichsten Anwendungen und Branchen, wie zum Beispiel die Fahrtreppen-, Automobil- und Schüttgüterindustrie sowie die Förder- und Lagertechnik.

www.kettenwulf.com

KettenWulf Betriebs GmbH

Zum Hohenstein 15
59889 Eslohe-Kückelheim
T + 49.(0)2973.801-0
F + 49.(0)2973.801-228
service@kettenwulf.com



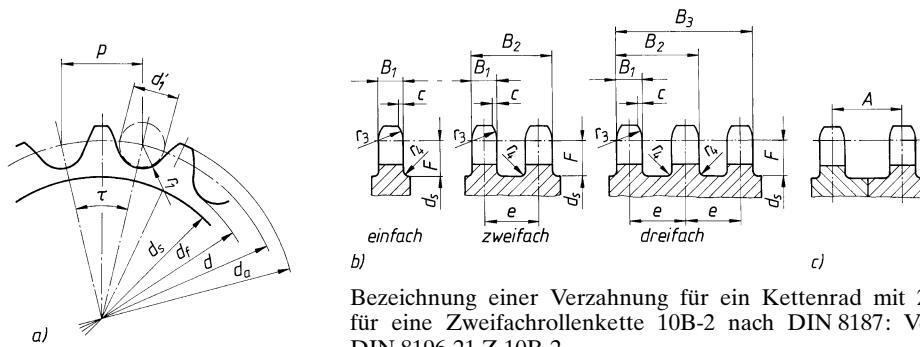
17.2 Gestalten und Entwerfen von Rollenkettengetrieben

Die Berechnungen für Rollenkettengetriebe sind in DIN ISO 10823 genormt. Bei der Berechnung eines Kettengetriebes sind neben der zu übertragenden Leistung, den gewünschten Drehzahlen, dem Übersetzungsverhältnis und dem Achsabstand auch die Belastungsart, die Umgebungseinflüsse, wie Schmutz, Betriebstemperatur usw., sowie die Schmierverhältnisse zu beachten. Für die verlangten Betriebsdaten wird die Übersetzung i möglichst mit handelsüblichen Standard-Kettenrädern festgelegt (s. unter 17.2.2).

Für Getriebe mit anderen Ketten gilt Analoges.

17.2.1 Verzahnungsangaben

Für Rollenketten nach DIN 8187 und 8188 ist die Verzahnung nach DIN 8196 genormt (s. **Bild 17-12** und **TB 17-2**). Dabei wird die Zahnflanke der Kettenräder so gestaltet, dass ein zwangloses Ablaufen der Kette, eine optimale Kraftübertragung mit kleinen Reaktionskräften und eine günstige Stoßrichtung der Rollen möglich sind.



Bezeichnung einer Verzahnung für ein Kettenrad mit 21 Zähnen für eine Zweifachrollenkette 10B-2 nach DIN 8187: Verzahnung DIN 8196-21 Z 10B-2.

Bild 17-12 Ausführung der Verzahnung der Kettenräder für Rollenketten nach DIN 8187 und 8188.
a) Zahnlückenprofil, b) Zahnbreitenprofil, c) Abstand A zweier Räder bei zwei Einfach-Ketten

Für die Kettengetriebe ist mit der Teilung p und der Zähnezahl z die mittlere Übersetzung

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{d_2}{d_1} \quad (17.1)$$

n_1, n_2 Drehzahl des treibenden bzw. des getriebenen Kettenrades

z_2, z_1 Zähnezahl des getriebenen bzw. des treibenden Rades

d_2, d_1 Teilkreisdurchmesser des getriebenen bzw. des treibenden Rades nach Gl. (17.3)

der *Teilungswinkel*

$$\tau = \frac{360^\circ}{z} \quad (17.2)$$

der *Teilkreisdurchmesser*

$$d = \frac{p}{\sin \frac{\tau}{2}} = \frac{p}{\sin \left(\frac{180^\circ}{z} \right)} \quad (17.3)$$

der *Fußkreisdurchmesser*

$$d_f = d - d'_1 \quad (17.4)$$

der *Kopfkreisdurchmesser*

praktisch ausreichend genau bzw. abhängig von der Zahnlückenform

$$d_a \approx d \cdot \cos \frac{\tau}{2} + 0,8d'_1 \quad (17.5a)$$

$$d_{a\max} = d + 1,25 \cdot p - d'_1 \quad (17.5b)$$

$$d_{a\min} = d + \left(1 - \frac{1,6}{z}\right) \cdot p - d'_1 \quad (17.5c)$$

der *Durchmesser der Freidrehung unter dem Fußkreis*

$$d_s = \frac{p}{\tan \tau/2} - 1,05 \cdot g_1 - 2r_4 - 1 \quad (17.6a)$$

$$d_s \approx d - 2F \quad (17.6b)$$

d Teilkreisdurchmesser nach Gl. (17.3)

p Kettenteilung nach **TB 17-1**

d'_1 max. Rollendurchmesser der Kette nach **TB 17-1**

g_1 max. Laschenhöhe der Kette nach **TB 17-1**

F Freistichmaß nach **TB 17-2**

r_4 Radfasenradius nach **TB 17-2**

Die Maße für die Breiten B_1, B_2, B_3 , für den Radfasenradius r_4 , für den Abstand e bei mehrsträngigen Ketten und für den Mittenabstand A bei getrennten Kettensträngen können aus **TB 17-2** entnommen werden.

Der Zahnfasenradius sollte $r_3 \geq p$ und die Zahnfasenbreite $c = 0,1 \dots 0,15 \cdot p$ ausgeführt werden.

17.2.2 Festlegen der Zähnezahlen für die Kettenräder

In Frage kommen meist Kettenräder mit folgenden Zähnezahlen:

$z = 11 \dots 13$ bei $v < 4$ m/s, $p < 20$ mm und Trumlängen über 50 Glieder für weniger empfindliche Antriebe, aber auch bei kurzlebigen Ketten und bei beschränktem Bauraum

$z = 14 \dots 16$ bei $v < 7$ m/s für mittlere Belastungen

$z = 17 \dots 25$ bei $v < 24$ m/s, günstig für Kleinräder

$z = 30 \dots 80$ üblich für Großräder

$z = 80 \dots 120$ obere Grenze für Großräder

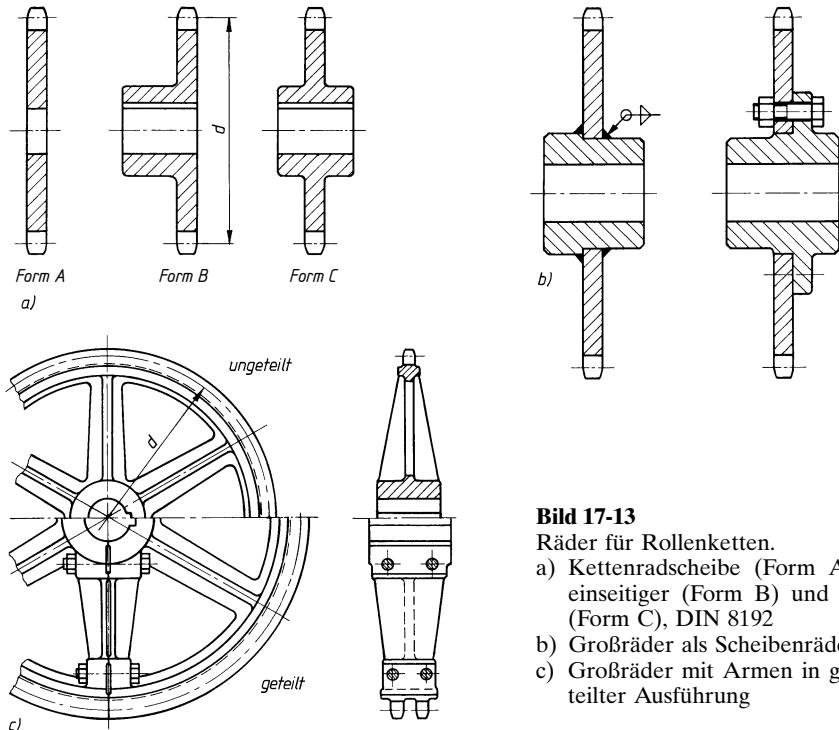
z bis 150 möglich, aber nicht zu empfehlen, da bei Verwendung der üblichen Kleinräder mit zunehmendem Verschleiß der Eingriff der Kette mehr und mehr an den Zahnköpfen erfolgt.

Somit sind die erreichbaren Übersetzungen $i = n_1/n_2 = z_2/z_1 = d_2/d_1$ begrenzt. Normal ist $i < 7$, möglich $i = 10$ bei niedrigen Ketengeschwindigkeiten.

für Kleinräder (13) (15) 17 19 21 23 25 ($-$)-Werte möglichst vermeiden.
für Großräder 38 57 76 95 114

Selbstverständlich können auch, falls erforderlich, beliebige andere Zähnezahlen verwendet werden. Vorteilhaft wirken sich stets Trumlängen aus, die gleich einem ganzen Vielfachen der Kettenteilung entsprechen. *Ungerade Zähnezahlen* sind zu bevorzugen, um beim Lauf ein häufiges, verschleißförderndes Zusammentreffen eines Kettengliedes mit der gleichen Zahnlücke zu vermeiden.

Beachte: Übersetzungen ins Schnelle (kleines Rad getrieben) sind ungünstig und sollten daher möglichst vermieden werden.

**Bild 17-13**

Räder für Rollenketten.

- Kettenradscheibe (Form A), Kettenrad mit einseitiger (Form B) und zweiseitiger Nabe (Form C), DIN 8192
- Großräder als Scheibenräder
- Großräder mit Armen in geteilter und ungeheimer Ausführung

17.2.3 Gestalten der Kettenräder

Die Form der Räder wird wesentlich durch die Zähnezahl und die übertragbare Leistung bestimmt. Welche Ausführungsart in Frage kommt, hängt von konstruktiven Gegebenheiten, oft auch von der Stückzahl oder der Auswechselbarkeit ab.

Bild 17-13 zeigt verschiedene Ausführungsformen der Kettenräder. Kleinräder werden als Scheibenräder, Großräder ebenfalls als Scheibenräder oder bei großen Durchmessern mit Armen ausgeführt.

Ein Rad für Zahnketten mit Innenführung zeigt **Bild 17-8b**, mit Außenführung **Bild 17-8c**.

Kettenräder werden meist aus Stahl, Stahlguss, Temperi-guss, Grauguss, aber auch aus Kunststoff gefertigt.

Für Radkörper, die gegossen, geschmiedet, geschweißt oder gedreht werden, wird bei Kleinrädern unter 30 Zähnen Stahl höherer Festigkeit (z. B. E355) bis zu Kettengeschwindigkeiten von $\approx 7 \text{ m/s}$, bei höheren Geschwindigkeiten Vergütungs- oder Einsatzstahl verwendet. Großräder werden für mittlere Geschwindigkeiten aus Gusseisen oder Stahlguss, für höhere Geschwindigkeiten aus Vergütungsstahl gefertigt. Bei hoher Kettengeschwindigkeit und stoßhafter Belastung sollte das kleine Kettenrad gehärtet sein und eine Mindestzähnezahl von 25 haben.

17.2.4 Kettenauswahl

Die Wahl der geeigneten Kettengröße und -ausführung (Einfach- oder Mehrfachkette) erfolgt mit Hilfe von Leistungsdiagrammen, z. B. nach **TB 17-3**. Da die Hersteller ihre Ketten unterschiedlich bewerten, wird die Benutzung von deren Leistungsdiagrammen empfohlen. Die dachförmigen Leistungskurven für jede Kettengröße werden dabei begrenzt durch die meist maßgebende Laschenermüdung (ansteigender Kurvenast), durch die Rollen- und Buchsenermüdung (abfallender Kurvenast) und durch den Bolzen- und Buchsenverschleiß (fast senkrechter Kurvenast), s. Kurven nach ISO 10823 in **TB 17-3**. Die Linien stellen die oberen Grenzen für den

Einsatz der Kettengetriebe dar. Sie gelten für folgende Bedingungen:

- Kettengebiete mit zwei fluchtenden Kettenrädern auf parallelen, horizontalen Wellen
- Zähnezahl des Kleinrades $z_1 = 19$
- Übersetzung von 1:3 bis 3:1
- Kettenlänge von $X = 120$ Gliedern
- ausreichende Schmierung (s. unter 17.2.9)
- gleichförmiger Betrieb ohne Überlagerung äußerer dynamischer Kräfte
- 15 000 Betriebsstunden Lebenserwartung
- Einfachkette ohne gekröpfte Glied

Für diese Betriebsverhältnisse entspricht die „Diagrammleistung“ P_D der Antriebsleistung P_1 .

Meist liegen jedoch hiervom abweichende Verhältnisse vor, so dass die für die Kettenwahl maßgebende Diagrammleistung P_D unter Berücksichtigung der Einflussgrößen zunächst zu ermitteln ist aus

$$P_D \approx \frac{K_A \cdot P_1 \cdot f_1}{f_2 \cdot f_3 \cdot f_4 \cdot f_5 \cdot f_6} \quad (17.7)$$

P_1 Antriebsleistung; es ist auch $P_1 = P_2/\eta$, wenn für die verlangte Abtriebsleistung ein durchschnittlicher Wirkungsgrad des Kettengetriebes $\eta = 0,98$ angenommen wird

K_A Anwendungsfaktor zur Berücksichtigung stoßartiger Belastung nach **TB 3-5**

f_1 Faktor zur Berücksichtigung der Zähnezahl nach **TB 17-5**

f_2 Korrekturfaktor zur Berücksichtigung der unterschiedlichen Achsabstände; Werte nach **TB 17-6**

f_3 Korrekturfaktor zur Berücksichtigung der Kettengliedform; $f_3 = 0,8$ bei Ketten mit gekröpftem Verbindungsglied, sonst $f_3 = 1$

f_4 Korrekturfaktor zur Berücksichtigung der von der Kette zu überlaufenden Räder. Mit n Kettenrädern wird $f_4 = 0,9^{(n-2)}$; für das normale Kettengetriebe mit $n = 2$ wird $f_4 = 1$

f_5 Korrekturfaktor zur Berücksichtigung der von $L_h = 15000$ h abweichenden Lebensdauer; $f_5 \approx (15000/L_h)^{1/3}$

f_6 Korrekturfaktor zur Berücksichtigung der Umweltbedingungen, Werte nach **TB 17-7**
 $(f_2 \cdot f_3 \cdot f_4 \cdot f_5 \cdot f_6) = 1$ für Überschlagsrechnungen

Vielfach kann man zwischen Einfach-Ketten mit größerer Teilung und Mehrfach-Ketten mit kleinerer Teilung wählen. Mehrfach-Ketten ermöglichen aufgrund der kleineren Teilung bei gleicher Zähnezahl der Kettenräder kleinere Raddurchmesser, wodurch der vielfachen Forderung nach kompakter Bauweise Rechnung getragen werden kann. Kettengetriebe mit kleiner Teilung und großer Zähnezahl erzeugen weniger Geräusch und Schwingungen als Ketten großer Teilung beim Lauf über Räder mit kleinerer Zähnezahl.

Übersetzungen $i > 3$ sowie Kettenlängen $X > 120$ Glieder lassen allgemein bei sonst gleichen Voraussetzungen eine größere Lebensdauer erwarten, während für $i < 3$ und $X < 120$ Glieder sowie bei Kettengetrieben mit 3 und mehr Kettenräden eine niedrigere Lebensdauer als die dem Leistungsdiagramm zugrunde gelegte Lebensdauer von 15 000 Betriebsstunden erwartet werden kann.

Eine Nachprüfung der mit Hilfe des Leistungsdiagramms gewählten Kette erübrigts sich, wenn der auftretende Stützzug F_s in ungünstigen Fällen durch entsprechende Maßnahmen (s. unter 17.2.8) abgebaut wird. Die auftretende Fliehzugkraft F_z ist bereits in den Werten des Leistungsdiagramms berücksichtigt.

17

17.2.5 Gliederzahl, Achsabstand

Die Laufruhe wird durch einen kleineren Achsabstand verbessert. Größere Achsabstände ergeben einen geringeren Verschleiß. Der *günstigste Achsabstand* liegt zwischen

$$a = (30 \dots 50) \cdot p \quad (17.8)$$

Er soll jedoch einen Umschlingungswinkel von mindestens 120° ermöglichen. Vorteilhaft ist ein nachstellbarer Achsabstand um den Verschiebeweg $s = 1,5 \cdot p$ bzw. eine Einstellmöglichkeit mit-

tels Hilfseinrichtungen (s. 17.2.8). Bei schräger Anordnung und Verwendung von Spannschienen (**Bild 17-15b**) beträgt der waagerechte Verschiebeweg des Kettenrades $s = 1,5p/\cos \delta$.

Von besonderer Bedeutung ist der Zusammenhang zwischen dem Achsabstand a , der Anzahl der Kettenglieder X bei gegebener Kettenteilung p und den gewählten Zähnezahlen der Kettenräder z_1 und z_2 .

Nach DIN ISO 10823 wird für den gewünschten Achsabstand a_0 zunächst die *Gliederzahl* angehähert errechnet:

$$X_0 \approx 2 \frac{a_0}{p} + \frac{z_1 + z_2}{2} + \left(\frac{z_2 - z_1}{2 \cdot \pi} \right)^2 \cdot \frac{p}{a_0} \quad (17.9)$$

a_0 soll dabei so gewählt werden, dass sich durch Runden eine gerade Gliederzahl (z. B. 80 oder 82, nicht 81) der Kette ergibt, um gekröpfte Verbindungsglieder, besonders an hoch belasteten Ketten, zu vermeiden, deren Tragfähigkeit nur etwa 80 % der von geraden Gliedern beträgt.

Mit der ermittelten Gliederzahl kann der *tatsächliche Achsabstand* bestimmt werden aus

$$a = \frac{p}{4} \cdot \left[\left(X - \frac{z_1 + z_2}{2} \right) + \sqrt{\left(X - \frac{z_1 + z_2}{2} \right)^2 - 2 \cdot \left(\frac{z_2 - z_1}{\pi} \right)^2} \right] \quad (17.10)$$

- p Kettenteilung
 X Gliederzahl der Kette
 z_1, z_2 Zähnezahlen der Kettenräder

Die Ermittlung der Gliederzahl X bei einem Kettengetriebe, bei dem die Kette über mehrere Kettenräder läuft (s. **Bild 17-14**), ist zeichnerisch oft einfacher als die mathematische Berechnung und ausreichend genau. Durch maßstabsgerechtes Aufzeichnen des Antriebes (Maßstab 1:1 oder größer) lassen sich die einzelnen Teillängen l_1, l_2 usw. ebenso wie die Bogenlängen b_1, b_2 abmessen bzw. errechnen aus $b = r \cdot \text{arc } \alpha$, wobei der Winkel α der Zeichnung zu entnehmen ist. Die *Gesamtlänge* der Kette ergibt sich dann aus der *Addition* der *Teillängen*

$$L \approx l_1 + l_2 + \dots + b_1 + b_2 + \dots \quad (17.11)$$

- l_1, l_2 Teillängen
 b_1, b_2 Bogenlängen aus $b = r \cdot \text{arc } \alpha$

Die erforderliche Gliederzahl der Kette wird dann

$$X \approx \frac{L}{p} \quad (17.12)$$

wobei das Ergebnis auf eine gerade Gliederzahl aufzurunden ist.

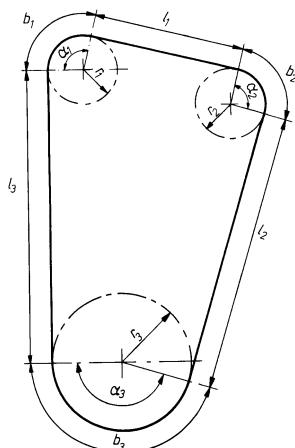


Bild 17-14
Kettengetriebe mit 3 Kettenräder

17.2.6 Anordnung der Kettengetriebe

Der einwandfreie Lauf des Kettengetriebes wird wesentlich durch die zweckmäßige Anordnung, sorgfältige Montage und richtige Schmierung bestimmt. Am häufigsten wird wegen des einfachen Aufbaus und seiner Anspruchslosigkeit der Zweiradantrieb verwendet (**Bild 17-15**). Günstig ist die waagerechte oder schräge Anordnung bis zu 60° Neigung gegen die Waagerechte, wenn das Lasttrum oben liegt, weil sich dann der Stützzug, d. h. die Belastung in Längsrichtung der Kette durch den Einfluss des Eigengewichts vorteilhaft auswirkt und die Kette gut in die Verzahnung eingeführt wird. Bei Kettengetrieben mit einer Neigung zur Waagerechten größer als 60° muß durch geeignete Hilfsmittel für die notwendige Kettenspannung gesorgt werden (s. unter 17.2.8).

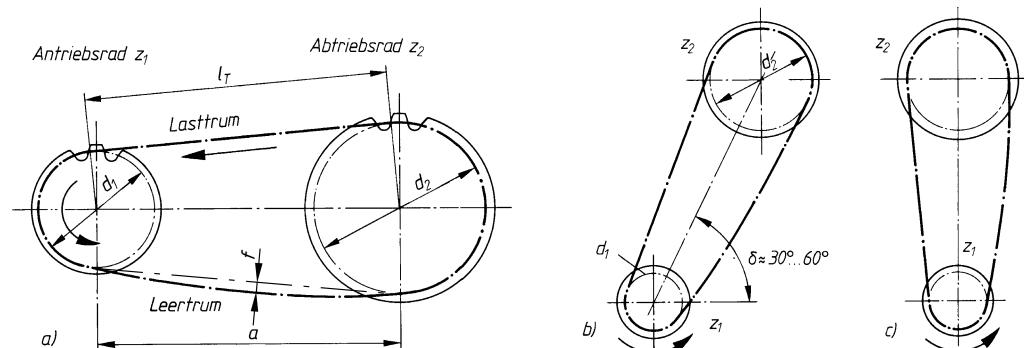


Bild 17-15 Anordnung der Kettengetriebe. a) waagerecht, b) schräg, c) senkrecht (ungünstig!)

17.2.7 Durchhang des Kettentrums

Infolge der Vieleckwirkung der Kettenräder ändern sich beim Lauf auch die Trumlängen periodisch, weshalb ein Durchhang des Leertrums der Kette gefordert werden muss.

Bezieht man den *Durchhang* f als Abstand des am weitesten durchhängenden Kettengliedes von der geraden Verbindung der beiden Aufhängepunkte auf die Länge des gespannten Trums l_T (**Bild 17-18**), so ergibt sich der *relative Durchhang*

$$f_{\text{rel}} = \frac{f}{l_T}; \quad f_{\text{rel}} = \frac{f}{l_T} \cdot 100 \text{ in \%} \quad (17.13)$$

Er soll normal 1 ... 3 % betragen, um zusätzliche Kettenbelastungen zu vermeiden. Nicht eingelaufene Ketten können einen Durchhang von etwa 1 % von a haben, denn der anfänglich stärkere Verschleiß ergibt dann den gewünschten Wert. Bei zu großem f_{rel} wird der Umschlingungswinkel der Kette um die Räder verringert, so dass bei zu kleinem Stützzug ein Springen der Kette über die Verzahnung eintreten kann.

17

17.2.8 Hilfseinrichtungen

Über ein Antriebsrad können unabhängig vom Bauraum auch mehrere Räder angetrieben werden, sofern für genügend große Umschlingungswinkel (mindestens 120°) gesorgt wird (Mehrradkettengetriebe, **Bild 17-16a**).

Die Kettenlänge wird für solche Getriebe meist zeichnerisch bestimmt und dann wird die erforderliche Gliederzahl ermittelt.

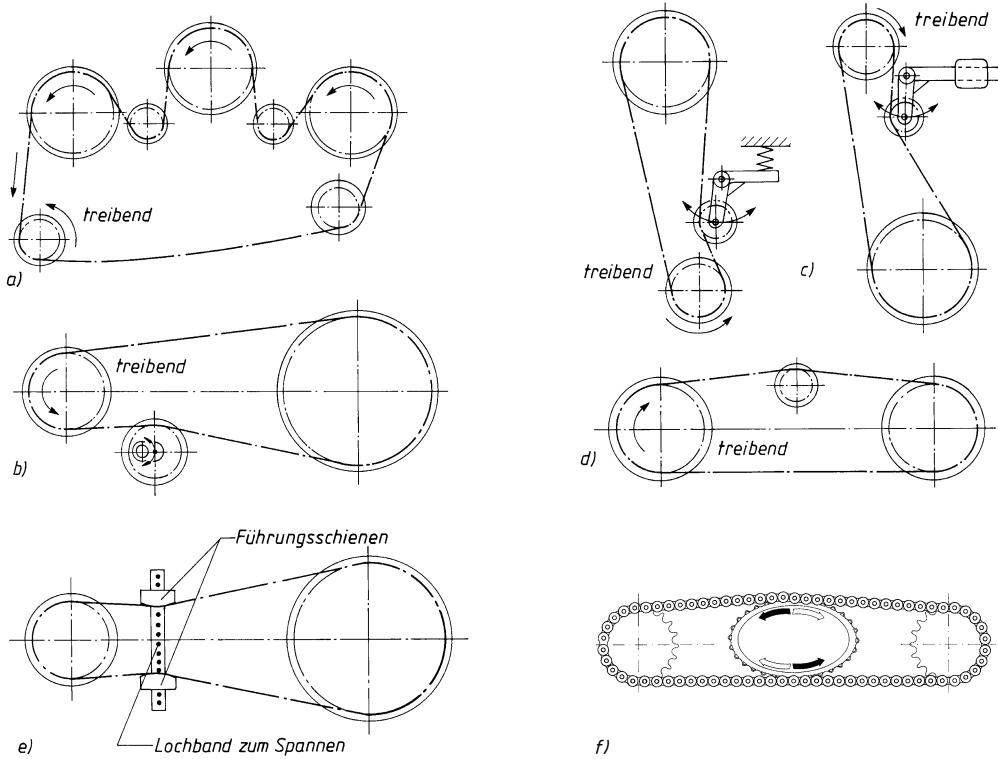


Bild 17-16 Kettengetriebe mit Hilfseinrichtungen.

a) Antrieb mit Leiträdern (Umlenkräder), b) exzentrisches Spannrad, c) Spannräder mit Feder bzw. Gegengewicht, d) Stützrad (Spannrad), e) Kettenspannsystem Optichain-CC (Fa. Optibelt), f) Roll-Ring (Ebert Kettenspanntechnik GmbH)

Zahlreiche Hilfseinrichtungen, wie Leiträder oder Leitschienen, Stützräder oder Spannräder (am Leertrum), dienen zur Führung der Kettenröhre (**Bild 17-16b** bis **e**). Sie sollen neben der Regulierung des Umschlingungswinkels auch die Stützlage besonders bei größeren Achsabständen aufnehmen, KettenSchwingungen vermeiden und eine gewisse Einstellbarkeit u. a. nach Verschleiß sowie bei ungünstigen, z. B. senkrechten Anordnungen, gewährleisten (**Bild 17-17**).

17

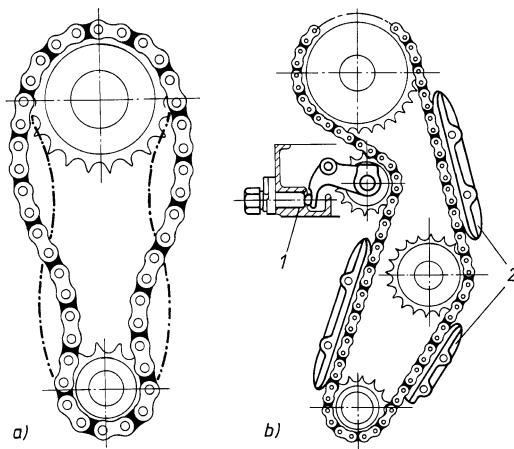
Allgemeine Voraussetzungen für die Montage sind in jedem Falle, dass die Wellen und Kettenräder wellenparallel und schlagfrei laufen und die Ketten nicht zu straff gespannt sind.

Der als *ROLL-RING* bezeichnete Kettenspanner (s. **Bild 17-16f**) basiert auf einem rotationselastokinetischen Prinzip und realisiert drei Funktionen. Erstens spannt er die Kette, zweitens sichert er die Kettenlage in der Zugarbeit und drittens lässt sich das Kettenspannelement so auslegen, dass es die Spannkraft und die Dämpfung in der Antriebsarbeit regelt.

Der ROLL-RING wird von Hand durch Zusammendrücken zur Ellipse verspannt und in diesem Zustand in den Kettengetriebe eingesetzt. Durch teilweises Rückfedern nach dem Loslassen des Roll-Ringes erfolgt die Spannung der Kette.

Die Dimensionierung der Produktreihe der ROLL-RING-Kettenspanner erfolgt durch den Hersteller für genormte Rollenketten nach der statistischen Häufigkeit der Zähnezahlen der Kettenräder.

Optimiert sind sie für die Vorzugszähnezahlen. Sie brauchen deshalb vom Anwender nicht eingestellt zu werden.

**Bild 17-17**

- a) Darstellung einer „schwingenden“ Kette
- b) Kettenspannung und Schwingungsdämpfung
 - 1 hydraulisch betätigtes Spannrad
 - 2 Schwingungsdämpfer

17.2.9 Schmierung und Wartung der Kettengetriebe

Eine sorgfältige und wirksame Schmierung der Kette ist Voraussetzung zum Erreichen der dem Leistungsdiagramm (**TB 17-3**) zugrunde gelegten Lebensdauer von 15000 Betriebsstunden. Die Art der Schmierung richtet sich nach der Ket tengeschwindigkeit (**TB 17-8**) und muss umso intensiver sein, je größer diese ist.

Schmiernittel hoher Viskosität haben wohl eine größere Haftfähigkeit und sind geräusch- und schwingungsdämpfend, gewährleisten aber nicht immer eine ausreichende Schmierung der Gleitstellen zwischen Bolzen und Buchse (Hülse). Nach DIN ISO 10823 ist entsprechend der Umgebungstemperatur eine bestimmte Viskositätsklasse zu wählen:

Umgebungstemperatur in °C	$-5 \leq t \leq +25$	$+5 < t \leq +25$	$+25 < t \leq +45$	$+45 < t \leq +70$
Viskositätsklasse des Schmieröls	VG 68 (SAE 20)	VG 100 (SAE 30)	VG 150 (SAE 40)	VG 220 (SAE 50)

Vielfach müssen Schutzkästen oder dgl. angebracht werden, die u. U. gleichzeitig als Ölbehälter verschleißfördernden Schmutz fernhalten, unbeabsichtigte Berührung verhindern, aber auch geräuschdämpfend wirken können.

Wie schon unter 17.1.2 erwähnt, können *Rollenketten mit Kunststoffbuchsen* auch ohne jede Schmierung laufen und eine ausreichende Lebensdauer erreichen. Jedoch zeigen diese Ketten während des Einlaufens eine stärkere Verschleißlängung als die „normalen“ Rollenketten, so dass sie anfangs öfter nachgespannt werden müssen. Nach einer bestimmten Einlaufzeit wird unter gleichen Betriebsbedingungen die Längung dann sogar kleiner als bei Stahlbuchsenketten.

Wenn die Kette entsprechend den vorliegenden Betriebsbedingungen richtig ausgewählt und sorgfältig eingebaut wurde und die entsprechend der Ket tengeschwindigkeit empfohlene Schmierung gewährleistet ist, benötigt das Kettengetriebe verhältnismäßig wenig Wartung. Diese beschränkt sich bei geschützten Antrieben auf eine regelmäßige (meist jährliche) Reinigung des Ölbehälters sowie die Erneuerung der Ölfüllung. Offene Kettengetriebe sind je nach Verschmutzung spätestens alle 3 bis 6 Monate mit Petroleum, Dieselöl oder Waschbenzin zu reinigen. Die Kette ist auf evtl. vorhandene schadhafte Glieder zu untersuchen, die gegebenenfalls auszutauschen sind. Ebenfalls sind die Kettenräder vor dem Wiederauflegen der Kette gründlich zu reinigen und bei starkem Verschleiß durch neue Räder zu ersetzen.

Niemals neue Ketten auf abgenutzte Kettenräder legen!

17.3 Berechnung der Kräfte am Kettengetriebe

Die rechnerische Kettenzugkraft im Lasttrum (gleich Umfangskraft am Kettenrad), die sich aus der allgemeinen Beziehung $P = F_t \cdot v$ ermitteln lässt, wird im Betriebszustand von zusätzlichen Kräften überlagert, die sich aus der Eigenart des Kettengetriebes ergeben. Die resultierende Betriebskraft im Lasttrum wird hauptsächlich durch folgende Einzelkräfte bestimmt:

1. (statische) Kettenzugkraft F_t aus der Leistungsberechnung

$$F_t = \frac{P_1}{v} = \frac{T_1}{d_1/2} \quad (17.14)$$

P_1	Antriebsleistung
v	Kettengeschwindigkeit aus $v = d_1 \cdot \pi \cdot n_1$
T_1	Antriebsmoment
d_1	Teilkreisdurchmesser des Antriebsrades

Hinweis: Bedingt durch die Vieleckwirkung der Verzahnung ist der wirksame Radius ($d/2$) veränderlich (s. **Bild 17-10**), so dass der rechnerische Wert für F_t mit kleiner werdender Zähnezahl geringfügig größer werden kann.

2. Fliehzug F_z , der sich als Gegenkraft zur Fliehkraft sowohl für den Last- als auch den Leertrum ergibt und bei Kettengeschwindigkeiten $v > 7 \text{ m/s}$ nicht mehr vernachlässigt werden darf. Die Werte für F_z können u. U. die Werte der statischen Kettenzugkraft überschreiten. Die Fliehzugkraft ergibt sich aus

$$F_z = q \cdot v^2 \quad \begin{array}{c|c|c} F_z & q & v \\ \hline \text{N} & \text{kg/m} & \text{m/s} \end{array} \quad (17.15)$$

q	Längen-Gewicht der Kette nach DIN bzw. TB 17-1
v	Kettengeschwindigkeit, s. zu Gl. (17.14)

3. Stützzug F_s , der besonders bei größeren Kettenteilungen und längeren, nicht abgestützten Trumen beachtet werden muss. Der Wert für den Stützzug hängt ab von dem Durchhang des Leertrums, dessen Länge und Gewichtskraft. Nimmt man an, dass die Belastung des durchhängenden Trums nur über der Horizontalprojektion der aufgespannten Kettenlinie wirkt, so kann unter Berücksichtigung der waagerechten Komponente der *Stützzug bei annähernd waagerechter Lage des Leertrums* ($\psi \approx 0^\circ$, s. **Bild 17-18**) berechnet werden aus

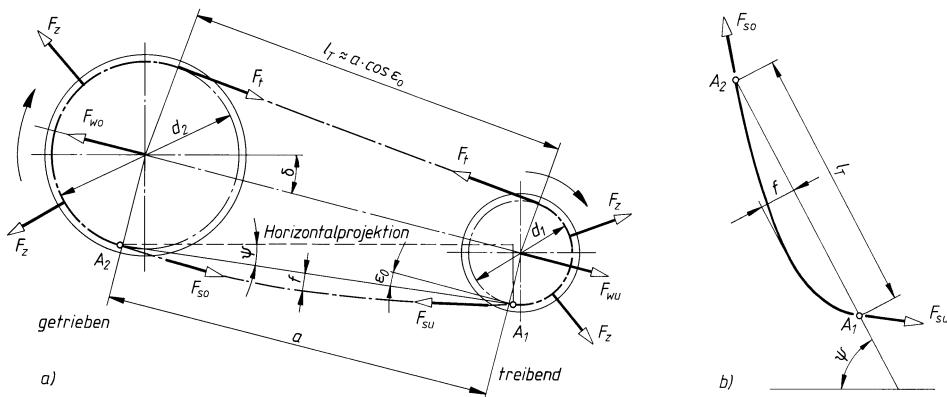
$$F_s \approx \frac{F_G \cdot l_T}{8 \cdot f} = \frac{q \cdot g \cdot l_T}{8 \cdot f_{rel}} \quad \begin{array}{c|c|c|c|c|c} F_s, F_G & l_T & q & g & f & f_{rel} \\ \hline \text{N} & \text{m} & \text{kg/m} & \text{m/s}^2 & \text{m} & 1 \end{array} \quad (17.16)$$

F_G	Gewichtskraft des Kettentrums (Trumgewicht)
f	Durchhang des Lostrums
l_T	Länge des Kettentrums
$f_{rel} = \frac{f}{l_T}$	relativer Durchhang nach Gl. (17.13)
g	Fallbeschleunigung, $g \approx 9,81 \text{ m/s}^2$
q	Längen-Gewicht der Kette nach TB 17-1 .

Bei *geneigter Lage des Leertrums* ($\psi > 0^\circ$) wird der Stützzug am oberen und unteren Kettenrad bei gleichem f_{rel} kleiner (**Bild 17-18**).

Allgemein stellt man sich eine Getriebeanordnung vor, bei der das Verhältnis der Leertrumlängen auf dem durchhängenden Bogen gemessen zum Abstand l_T der beiden Aufhängepunkte A_1 und A_2 des Leertrums ebenso groß ist wie bei einem Kettengetriebe mit horizontaler Lage des Leertrums (**Bild 17-18b**).

Für den Neigungswinkel ψ der Verbindungsleitung der beiden Aufhängepunkte A_1 und A_2 , der sich aus der Neigung δ der Achsmitten gegen die Waagerechte und aus dem Trumneigungswinkel ε_0 aus $\sin \varepsilon_0 = (d_2 - d_1)/(2 \cdot a)$ (s. **Bild 17-18**) zu $\psi = \delta - \varepsilon_0$ ergibt, können in Abhängigkeit

**Bild 17-18** Kräfte an der Kette und an den Kettenrädern

des relativen Durchhangs f_{rel} des Leertrums der *Stützzug am oberen Kettenrad* aus

$$F_{\text{so}} \approx q \cdot g \cdot l_T \cdot (F'_s + \sin \psi) \quad (17.17)$$

der *Stützzug am unteren Kettenrad* aus

$$F_{\text{su}} \approx q \cdot g \cdot l_T \cdot F'_s \quad (17.18)$$

q, g, l_T wie zu Gl. (17.16)

F'_s spezifischer Stützzug nach **TB 17-4**

ψ Neigungswinkel aus $\psi = \delta - \varepsilon_0$ (s. **Bild 17-18**) mit ε_0 aus $\sin \varepsilon_0 = (d_2 - d_1)/(2 \cdot a)$

berechnet werden.

Die Stützüge belasten die Lager zusätzlich. Unter Berücksichtigung des Anwendungsfaktors K_A und Vernachlässigung der Vieleckwirkung (s. unter 17.1.5) ergibt sich die *Wellenbelastung bei annähernd waagerechter Lage des Leertrums*

$$F_w \approx F_t \cdot K_A + 2 \cdot F_s \quad (17.19)$$

F_t Kettenzugkraft in N nach Gl. (17.14)

F_s Stützzug nach Gl. (17.16)

K_A Anwendungsfaktor zur Berücksichtigung stoßartiger Belastung nach **TB 3-5**

Bei *geneigter Lage des Leertrums* ergeben sich mit F_{so} und F_{su} an Stelle von F_s die Wellenbelastungen F_{wo} und F_{wu} (s. **Bild 17-18**).

Die *resultierende Betriebskraft* im Lasttrum der Kette ergibt sich somit bei annähernd waagerechter Lage des Leertrums unter Berücksichtigung ungünstiger Betriebsverhältnisse

$$F_{\text{ges}} = F_t \cdot K_A + F_z + F_s \quad (17.20)$$

Bei *geneigter Lage des Leertrums* ist F_{so} an Stelle von F_s zu setzen.

Gleitschienen aus Stahl oder Kunststoff, die die Kette unterstützen und außerdem exakt führen, können die zusätzliche Kettenbelastung durch den Stützzug verhindern, ebenso die durch den Polygoneneffekt auftretenden Schwingungen der Kette verringern (s. auch 17.2.8).

17.4 Berechnungsbeispiel

- Der Antrieb eines Bandförderers soll durch einen Getriebemotor über ein Kettengetriebe erfolgen. Der Getriebemotor hat eine Leistung $P_1 = 3 \text{ kW}$ und die Abtriebsdrehzahl $n_1 = 125 \text{ min}^{-1}$. Die Drehzahl der Bandrolle beträgt $n_2 \approx 50 \text{ min}^{-1}$. Der Achsabstand soll $a_0 \approx 1000 \text{ mm}$ betragen, die Wellenmitten des Getriebes sind um den Winkel $\delta \approx 40^\circ$ zur Waagerechten geneigt.

Für den zu erwartenden Einsatz des Bandförderers sind folgende Betriebsbedingungen anzunehmen: mittlerer Anlauf, Volllast mit mäßigen Stößen, tägliche Laufzeit 8 h. Von staubfreier Umgebung und ausreichender Schmierung ist auszugehen.

Zu berechnen bzw. festzulegen sind:

- die Zähnezahlen z_1 und z_2 der Kettenräder
- eine geeignete Rollenkette nach DIN 8187
- die vorzusehende Schmierungsart
- die Wellenbelastung F_w

► **Lösung a):** Zunächst wird die Übersetzung aufgrund der Drehzahlen ermittelt nach Gl. (17.1)

$$i = \frac{n_1}{n_2}, \quad i = \frac{125 \text{ min}^{-1}}{50 \text{ min}^{-1}} = 2,5.$$

Bei dieser Übersetzung liegen aus den unter 17.2.2 genannten Zähnezahlen für Standard-Rollenketten am nächsten: $z_1 = 23$ für das Kleinrad, $z_2 = 57$ für das Großrad.

Die tatsächliche Übersetzung wird dann:

$$i' = \frac{z_2}{z_1} = \frac{57}{23} \approx 2,48, \quad \text{also } i' \approx i = 2,5.$$

Ergebnis: Als Zähnezahlen werden gewählt für das treibende Kleinrad $z_1 = 23$, für das getriebene Großrad $z_2 = 57$.

► **Lösung b):** Die Wahl der Kettengröße wird mit Hilfe des Leistungsdiagramms (**TB 17-3**) vorgenommen. Da jedoch die hier vorliegenden Betriebsbedingungen von den Diagramm-Bedingungen abweichen, muss die erforderliche Diagrammleistung nach Gl. (17.7) ermittelt werden:

$$P_D \approx \frac{K_A \cdot P_1 \cdot f_1}{f_2 \cdot f_3 \cdot f_4 \cdot f_5 \cdot f_6}.$$

Der Anwendungsfaktor K_A wird entsprechend den vorliegenden Betriebsbedingungen nach **TB 3-5b** $K_A \approx 1,6$. Zur Berücksichtigung der Zähnezahl wird nach **TB 17-5** für $z_1 = 23$ der Faktor $f_1 \approx 0,8$ abgelesen. Der Achsabstandsfaktor f_2 wird zunächst 1 gesetzt, da die Kettenteilung noch unbekannt ist, $f_3 = 1$, da gerades Verbindungsglied vorgesehen wird; $f_4 = 1$ für $n = 2$; $f_5 = 1$ für eine angenommene Lebensdauer $L_h = 15000$ h; $f_6 \approx 0,9$ nach **TB 17-7**, da von Staubfreiheit und ausreichender Schmierung auszugehen ist. Damit wird die Diagrammleistung

$$P_D \approx \frac{1,6 \cdot 3 \text{ kW} \cdot 0,8}{1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 0,9} \approx 4,3 \text{ kW}.$$

Für diese Leistung und für $n_1 = 125 \text{ min}^{-1}$ wird nach Diagramm **TB 17-3** gewählt: Rollenkette Nr. 16 B, 1fach mit der Bezeichnung: Rollenkette DIN 8187 – 16 B-1.

Für den vorzusehenden Achsabstand $a_0 \approx 1000$ mm ergibt sich eine Kettengliederzahl nach Gl. (17.9)

$$X_0 \approx 2 \cdot \frac{a_0}{p} + \frac{z_1 + z_2}{2} + \left(\frac{z_2 - z_1}{2 \cdot \pi} \right)^2 \cdot \frac{p}{a_0}.$$

Für die gewählte Rollenkette 16B beträgt nach **TB 17-1** die Teilung $p = 25,4$ mm; damit

$$X_0 \approx 2 \cdot \frac{1000 \text{ mm}}{25,4 \text{ mm}} + \frac{23 + 57}{2} + \left(\frac{57 - 23}{2 \cdot \pi} \right)^2 \cdot \frac{25,4 \text{ mm}}{1000 \text{ mm}} = 119,5 \text{ Glieder}.$$

Gewählt wird nach den Empfehlungen unter 17.2.5 eine gerade Gliederzahl $X = 120$.

Hiermit wird der tatsächliche Achsabstand nach Gl. (17.10)

$$\begin{aligned} a &= \frac{p}{4} \cdot \left[\left(X - \frac{z_1 + z_2}{2} \right) + \sqrt{\left(X - \frac{z_1 + z_2}{2} \right)^2 - 2 \cdot \left(\frac{z_2 - z_1}{\pi} \right)^2} \right], \\ a &= \frac{25,4 \text{ mm}}{4} \cdot \left[\left(120 - \frac{23 + 57}{2} \right) + \sqrt{\left(120 - \frac{23 + 57}{2} \right)^2 - 2 \cdot \left(\frac{57 - 23}{\pi} \right)^2} \right] \\ &= 1006,6 \text{ mm} \approx 1007 \text{ mm}. \end{aligned}$$

Ergebnis: Einfach-Rollenkette Nr. 16B mit 120 Gliedern; Normbezeichnung: Rollenkette DIN 8187 – 16B – 1 × 120.

- **Lösung c):** Die Art der Schmierung ist abhängig von der Kettengeschwindigkeit v und der Kettengröße (s. **TB 17-8**). Die Kettengeschwindigkeit ergibt sich aus $v = d_1 \cdot \pi \cdot n_1$; der Teilkreisdurchmesser des Kleinrades wird nach Gl. (17.3):

$$d_1 = \frac{p}{\sin \frac{\tau}{2}} = \frac{p}{\sin \left(\frac{180^\circ}{z_1} \right)} = \frac{25,4 \text{ mm}}{\sin \left(\frac{180^\circ}{23} \right)} = 186,54 \text{ mm}.$$

Hiermit und mit $n_1 = 125 \text{ min}^{-1}$ wird

$$v = \frac{0,18654 \cdot \pi \cdot 125}{60} \approx 1,22 \text{ m/s}.$$

Nach **TB 17-8** liegt für $v = 1,22 \text{ m/s}$ und die Kettengröße Nr. 16B der Anwendungsfall zwischen den Bereichen 2 und 3. Sicherheitserwägungen sprechen für das Ölbad.

Ergebnis: Zur Schmierung der Rollenkette ist ein Gehäuse mit Ölbad vorzusehen.

- **Lösung d):** Die Wellenbelastung F_w wird infolge der Schräglage des Kettengetriebes am oberen Rad etwas größer als am unteren Rad, und zwar entsprechend dem Unterschied zwischen F'_{so} und F'_{su} . Für das obere Rad wird somit nach Gl. (17.19) mit F_{so} aus Gl. (17.17)

$$F_w \approx F_t \cdot K_A + 2 \cdot F_{so}.$$

Die Tangentialkraft aus Gl. (17.14)

$$F_t = \frac{P_1}{v} = \frac{3000 \text{ Nm/s}}{1,22 \text{ m/s}} \approx 2460 \text{ N}.$$

Der Stützzug am oberen Kettenrad wird nach Gl. (17.17)

$$F_{so} \approx q \cdot g \cdot l_T \cdot (F'_s + \sin \psi) \quad \text{mit}$$

$q = 2,7 \text{ kg/m}$ nach **TB 17-1**; $g = 9,81 \text{ m/s}^2$; $l_T \approx a \cdot \cos \epsilon_0$ mit ϵ_0 aus $\sin \epsilon_0 = (d_2 - d_1)/(2 \cdot a)$; nach Gl. (17.3)

$$d_2 = \frac{p}{\sin \left(\frac{180^\circ}{z_2} \right)} = \frac{25,4 \text{ mm}}{\sin \left(\frac{180^\circ}{57} \right)} = 461,08 \text{ mm}; \quad d_1 = 186,54 \text{ mm} \quad (\text{s. Lösung c})$$

$$\sin \epsilon_0 = \frac{461,08 \text{ mm} - 186,54 \text{ mm}}{2 \cdot 1007 \text{ mm}} \approx 0,14; \quad \epsilon_0 \approx 7,8^\circ$$

und hiermit die Trumlänge $l_T \approx 1007 \text{ mm} \cdot \cos 7,8^\circ \approx 998 \text{ mm}$. Für den Neigungswinkel des Leertrums $\psi = \delta - \epsilon_0 = 40^\circ - 7,8^\circ = 32,2^\circ$ wird der spezifische Stützzug bei einem „normalen“ relativen Durchhang $f_{rel} = 2\%$ nach **TB 17-4**

$$F'_s \approx 5$$

und damit der Stützzug

$$F_{so} \approx 2,7 \cdot 9,81 \cdot 0,998 \cdot (5 + \sin 32,2) \approx 146 \text{ N}.$$

Gegenüber der Umfangskraft ist der Stützzug F_{so} relativ klein und hätte hier ohne Bedenken vernachlässigt werden können.

Unter Berücksichtigung des Anwendungsfaktors $K_A \approx 1,6$ (s. unter Lösung b) wird die Wellenbelastung am oberen Rad

$$F_{wo} \approx 2460 \cdot 1,6 + 2 \cdot 146 \approx 4228 \text{ N}.$$

Ergebnis: Für das obere Rad wird die Wellenbelastung $F_{wo} \approx 4228 \text{ N}$.

17.5 Literatur

Berents, R.; Maahs, G.; Schiffner, H.; Vogt, E.: Handbuch der Kettentechnik. Einbeck: Arnold & Stolzenberg, 1989

DIN Deutsches Institut für Normung (Hrsg.): Maschinenbau. Normen für die Anwendung in der Praxis. 13. Aufl. Berlin: Beuth, 2008 (DIN-TAB 3)

Funk, W.: Zugmittelgetriebe. Grundlagen, Aufbau, Funktion. Berlin: Springer, 1995 (Konstruktionsbücher Band 39)

Hersteller von Stahlgelenkketten (Hrsg.): Stahlgelenkketten (Zusammenstellung von Sonderdrucken aus Fachzeitschriften), ca. 1969

Niemann, G.; Winter, H.: Maschinenelemente. Bd. III. 2. Aufl. Berlin: Springer, 1983

Rieg, F.; Kaczmarek, M. (Hrsg.): Taschenbuch der Maschinenelemente. Leipzig: Fachbuchverlag, 2006

Zollner, H.: Kettentriebe. München: Carl Hanser, 1966

Bildquellenverzeichnis

AVENTICS GmbH, Gronau: **Bild 17-2**

Weitere Informationen und Schriften von Firmen

Arnold & Stolzenberg GmbH, Einbeck (www.arnold-und-stolzenberg.de)

AVENTICS GmbH, Gronau (www.aventics.com)

Ebert Kettenspanntechnik GmbH, Schkeuditz (www.roll-ring.com)

iwis antriebssysteme GmbH & Co. KG, München (www.iwis.com)

Rexnord Kette GmbH, Betzdorf (www.rexnord.de)

Wippermann jr. GmbH, Hagen (www.wippermann.com)

18 Elemente zur Führung von Fluiden (Rohrleitungen)

18.1 Funktionen, Wirkungen und Einsatz

Rohrleitungen dienen zur Führung von flüssigen, gasförmigen und feinen festen Stoffen. Wenn Verbindungen leicht lösbar sein sollen oder die Anschlussstellen gegeneinander beweglich sein müssen, werden statt der starren Rohre Schläuche verwendet. In Systemen aus Rohrleitungen, Apparaten und Behältern übernehmen Armaturen als Rohrleitungsteile die Funktion des Stellens und Schaltens.

Das Fortleiten der Durchflusstoffe (Fluide) in den Rohrleitungsanlagen erfolgt entweder durch Absaugen (negativer Überdruck), durch Ausnutzung eines Höhenunterschieds zwischen Anfangs- und Endpunkt der Leitung (Gefälle) oder durch Pumpen bzw. Gebläse (Fremdenergie). Die Strömungsenergie erzeugt einen Volumenstrom mit entsprechender Geschwindigkeit und gewünschtem Druck. Außer der mechanischen und thermischen Beanspruchung der Rohrleitung sind die Rückwirkungen des Strömungssystems auf das Rohrnetz und die Umgebung (Halterungen) zu beachten. Abhängig von der Verlegungs- und Einbauart sind Isolations- und Korrosionsschutzmaßnahmen zu treffen.

Bei Produktionsanlagen werden Rohrleitungen innerhalb der Produktionsstätte benötigt. Zum Fortleiten und Verteilen von Stoffen (Wasser, Gas, Öl) werden Rohrleitungs-Verteilungssysteme in Form von Rohrnetzen eingesetzt. Außer dem einfachen Strahlennetz werden wegen der hohen Betriebssicherheit zum Versorgen mehrerer Verbraucher Ringnetze oder vermaschte Netze ausgeführt.

Im Apparatebau werden Rohrleitungen auch für den Ablauf chemischer und physikalischer Prozesse herangezogen (Kühlung, Mischung, chem. Reaktionen).

Mit Hilfe von Trägermedien (Luft, Wasser) können in Rohrleitungen auch Feststoffe transportiert werden. Die pneumatische und die hydraulische Förderung dient zum Transport feiner Materialien (Getreide, Sand, Schlamm, Zement). Fließfähiges Material (z. B. Beton) kann mittels Feststoffpumpen (Betonpumpen) durch Rohrleitungen über weite Strecken transportiert werden.

In hydraulischen Systemen haben Rohrleitungen die Aufgabe, Hydroaggregate untereinander und mit Verbrauchern zu verbinden. Die dabei verwendeten Präzisionsstahlrohre und Rohrverschraubungen müssen den hohen Drücken, der Pulsation und den Vibrationen Stand halten, denen sie ausgesetzt sind. Auslegungsdaten s. **TB 18-11**.

18.2 Bauformen

18.2.1 Rohre

Hinsichtlich Werkstoff, Rohrart, Benennung und Einsatzbereich gilt allgemein die Übersicht **TB 18-1**. Die Wahl der richtigen Rohrart und des geeigneten Rohrwerkstoffs, unter Beachtung der Regelwerke, ist zusammen mit der Berechnung der Rohre (vgl. 18.4) mitentscheidend für die Betriebssicherheit der Anlage. Als Rohrquerschnittsform wird überwiegend die Kreisfläche benutzt.

Nahtlose und geschweißte Stahlrohre ermöglichen eine gleichzeitige Verwendung des Rohres als Leitung und als Bauelement. Bedingt durch die hohe Festigkeit und Zähigkeit der Rohr-

stähle kann bei großer Sicherheit gegen Bruch immer leicht gebaut werden. Dies garantiert eine gute Werkstoffausnutzung, schnelle Herstellung und große Wirtschaftlichkeit. Geschweißte Rohrleitungsverbindungen sind durch ihre Verformungsfähigkeit dynamischen und thermischen Beanspruchungen am besten gewachsen. Flanschverbindungen sind nur bei Armaturen und Messstellen erforderlich.

TB 18-1 gibt eine Übersicht über die Normung von Stahlrohren. Sie basieren auf DIN EN 10 220 und enthalten außer Vorzugswanddicken jeweils drei Durchmesserreihen, wobei nur für die Reihe 1 das zur Konstruktion einer Rohrleitung erforderliche Zubehör genormt ist, s. **TB 1-13b**. Nahtlose und geschweißte Stahlrohre für Druckbeanspruchung sind in DIN EN 10 216-1 bis -5 und DIN EN 10 217-1 bis -6 mit den Vorzugswerten nach DIN EN 10 220 genormt. Als Rohrwerkstoffe stehen zur Verfügung unlegierte und legierte Stähle mit festgelegten Eigenschaften bei Raumtemperatur, erhöhten und tieferen Temperaturen, aus legierten Feinkornbaustählen und aus nichtrostenden Stählen, z. B. **TB 1-13d**.

Zur Verhinderung der Korrosion sind bei Rohren aus un- und niedriglegierten Stählen entsprechende Schutzmaßnahmen erforderlich. Außer Schutzüberzügen (z. B. aus Zink) werden bei erdverlegten Leitungen Rohrumhüllungen und -auskleidungen aus Bitumen, Kunststoff oder Zementmörtel aufgebracht.

Präzisionsstahlrohre nach DIN EN 10 305-1 bis -6 werden aus nahtlosen oder geschweißten Vorrohren durch Kaltwalzen oder Kaltziehen erzeugt. Sie sind durch genaue Grenzabmaße und eine festgelegte Oberflächenrauheit definiert. Mit kreisrundem, quadratischem oder rechteckigem Querschnitt werden sie auch als Konstruktionselemente im Maschinen- und Fahrzeugbau eingesetzt. Häufig finden sie Anwendung als Hydraulikleitungen mit lötlosen Rohrverschraubungen (**TB 18-11**). Vorzugsmaße für Durchmesser und Wanddicke, die mit geringen Abweichungen auf DIN EN 10 220 basieren, sowie Grenzabmaße, enthält **TB 1-13c**.

Gewinderohre aus S 195 T mit Eignung zum Schweißen und Gewindeschneiden nach DIN EN 10255 werden für den Transport und die Verteilung wässriger Flüssigkeiten und Gase eingesetzt. Festgelegt sind nahtlose und geschweißte Rohre mit Nenndurchmesser 10,2 mm bis 165,1 mm (R 1/8 bis R 6) in den Wanddickenreihen schwer und mittel und drei weitere Rohrarten mit festgelegter Wanddicke. Im gleichen Durchmesserbereich bis PN 100 zugelassen sind Gewinderohre mit Gütevorschrift nach DIN 2442, s. **TB 18-1**.

Nahtlose Stahlrohre für schwellende Beanspruchung, die vorzugsweise in hydraulischen Hochdruckanlagen mit zulässigem Druck bis 500 bar verwendet werden, s. **TB 18-1**. Für warmgefertigte Rohre und für Präzisionsstahlrohre enthalten DIN 2445-1 und DIN 2445-2 eine Auswahl von Rohrabmessungen, die in der Hydraulik als Standard-Druckrohre eingesetzt werden, s. **TB 18-11**. Die in den Tabellen enthaltenen Rohre ($d_a = 21,3$ bis 355,6 mm bzw. $d_a = 4$ mm bis 50 mm) sind gegen plastisches Verformen und gegen Dauerbruch nach Lastfall A (Schwingbreite 120 bar) und Lastfall B (Schwingbreite 0 bis $p + 60$ bar) nach DIN 2445 Beiblatt 1 gerechnet.

Druckrohre aus duktilem Gusseisen (s. auch **TB 18-1**) für Gas- und Wasserleitungen werden als Muffen- oder Flanschenrohre ausgeführt. Die Nenngusswanddicke der Rohre in mm wird nach der Formel $t = K (0,5 + 0,001 \text{ DN})$ festgelegt, wobei K 8, 9, 10, 11, 12 ... betragen kann. Dabei sind als kleinste Wanddicke 6 mm für Rohre und 7 mm für Formstücke gefordert. Die Wanddickenklasse K berücksichtigt Innendruck und äußere Belastungen. Technische Anforderungen wie Längsbiegefestigkeit, Ringsteifigkeit und Überdeckungshöhen s. Anhänge zu DIN EN 545 und DIN EN 969. Die Rohre erhalten in der Regel eine Zementmörtelauskleidung. Der Innenenschutz muss bei Trinkwasserleitungen den geltenden lebensmittelrechtlichen Vorschriften entsprechen. Als Außenschutz kommen je nach Bodengruppe in Frage: PE- oder Zementmörtel-Umhüllung, Zinküberzug oder bituminöser Überzug. Dabei sind unbedingt die DVGW-Arbeitsblätter zu beachten.

Rohre aus Kupfer und Kupferknetlegierungen nach DIN EN 12 449, nahtlos gezogen, Außen-durchmesser 3 mm bis 450 mm und Wanddicken von 0,3 bis 20 mm für allgemeine Verwendung.

Genormt sind dabei Cu, niedrig legiertes Cu, Cu-Ni-Leg., Cu-Ni-Zn-Leg., Cu-Sn-Leg., Cu-Zn-Leg. und Cu-Zn-Pb-Leg. in den Zuständen M, R ..., H ... und S.

Für Wasser- und Gasleitungen, Sanitärinstallationen und Heizungsanlagen auch nahtlose Rohre aus Kupfer (Cu-DHP) nach DIN EN 1057 mit einem Außendurchmesser von 6 mm bis 267 mm bei Wanddicken von 0,5 bis 3 mm, s. **TB 18-1**.

Vorteilhaft bei Kupferrohren ist besonders ihre hohe Korrosionsbeständigkeit, gute Umformbarkeit, sichere Verbindungstechnik und keine Inkrustationen.

Rohre aus Aluminium und Aluminiumlegierungen, nahtlos gezogen nach DIN EN 754-7 und stranggepresst nach DIN EN 755, von 3 bis 350 mm und 8 bis 450 mm Außendurchmesser; für allgemeine Verwendung z. B. aus ENAW-1050A O/H111 oder für tiefe Temperaturen z. B. aus ENAW-3003O, s. **TB 18-1**. Hauptanwendungsgründe sind die geringe Dichte, das gute Verhalten bei tiefen Temperaturen bis -270°C und die hohe Leitfähigkeit für Wärme und elektrischen Strom. Die meisten Al-Sorten sind gut schweiß- und lötbar und ausreichend korrosionsbeständig. Einsatz bevorzugt für Rohrleitungen und Behälter der chemischen und der Nahrungsmittelindustrie sowie für Luftzerlegungs- und Gasverflüssigungsanlagen.

Kunststoffrohre finden wegen ihrer guten Beständigkeit, niedrigen Dichte, guten Verarbeitbarkeit und geringen Rauigkeit der Rohrwandung breite Anwendung für Transportleitungen von Säuren und anderen wassergefährdenden Flüssigkeiten, als Heizungsrohre, für Gas- und Wasserleitungen und bei physiologischer Unbedenklichkeit in der Lebensmittelindustrie. Da das Verhalten der Thermoplaste zeit-, temperatur- und lastabhängig ist, erfolgt die Normung der Rohrabbmessungen für eine Mindestnutzungsdauer von 50 Jahren, einer Temperatur von 20°C und für das Medium Wasser.

Rohre aus *Polyvinylchlorid* sind als PVC-U in 6 Wanddickenreihen in DIN 8062/8061 und als PVC-C in 7 Wanddickenreihen in DIN 8079/8080 von drucklos bis PN 25 und 40 bis 630 mm Außendurchmesser genormt. Sie werden vorzugsweise durch Kleben verbunden und sind nicht beständig gegen aromatische und chlorierte Kohlenwasserstoffe.

Rohre aus *Polyethylen* sind als PE-LD in 3 Wanddickenbereichen für PN 2,5 bis PN 10 und Außendurchmessern von 10 bis 160 mm und als PE-HD (PE80 und PE100) mit PN 2,5 bis PN 16 in Außendurchmessern von 10 bis 1600 mm in DIN 8072/8073 genormt. Umfangreicher Einsatz im Bereich der erdverlegten Gas- und Trinkwasserleitungen. Sie werden durch Schweißen verbunden und sind nicht beständig gegen konzentrierte oxidierende Säuren.

Rohre aus *Polypropylen* sind nach DIN 8077/8078 in 6 Wanddickenreihen für PN 2,5 bis PN 20 und Außendurchmessern von 10 mm bis 1000 mm als Typ 1 und Typ 2 genormt. Typ 2 hat eine höhere Schlagzähigkeit bei tiefen Temperaturen. Die Verbindungen werden vorzugsweise geschweißt. PP ist ähnlich beständig wie PE, aber bis zu höheren Temperaturen verwendbar. Weite Verbreitung als Gas- und Wasserleitungen, in der Verfahrenstechnik und Lebensmittelindustrie.

18.2.2 Schläuche

Schläuche, als flexible, rohrförmige Halbzeuge aufgebaut aus mehreren Schichten und Einlagen, sind erforderlich für bewegliche, leicht lösbare Verbindungen, die keine Rückwirkung auf die angeschlossenen Aggregate ausüben.

DIN 20066 für fertig montierte Schlauchleitungen enthält Angaben über die für die Auswahl und Zuordnung von Schläuchen und Armaturen wichtigsten Merkmale sowie die wesentlichen Einbau- und Anschlussmaße.

Genormt sind z. B. Metallschläuche aus nichtrostenden Stählen für DN 15 bis DN 100, Drücke ≤ 16 bar und Temperaturen bis $+300^{\circ}\text{C}$ für chemische Stoffe nach DIN 2827, sowie aus austenitischen Stählen für DN 6 bis DN 300, Drücke ≤ 250 bar und Temperaturen von -200°C bis $+800^{\circ}\text{C}$, für Wasser, Dampf und chemische Stoffe nach DIN EN ISO 10380.

Von den Elastomerschläuchen sind z. B. genormt Schläuche mit Textileinlage für DN 10 bis DN 150, Drücke PN 10 bis PN 100 und Temperaturen von -30°C bis $+50^{\circ}\text{C}$ für Druckluft und Betriebswasser nach DIN 20 018-1 bis -4; Gummischläuche mit Drahtgeflechteinlage für DN 5 bis DN 51, Drücke PN 40 bis PN 400 und Temperaturen von -40°C bis $+100^{\circ}\text{C}$ für Hydraulikflüssigkeiten und Wasser nach DIN EN 853; sowie Gummischläuche mit Textileinlage von DN 5 bis DN 100, Drücke PN 10, 16 und 25 und Temperaturen von -40°C bis $+70^{\circ}\text{C}$ für Druckluft nach DIN EN ISO 2398.

Für den gefährdungsfreien Betrieb von Schlauchleitungen sind diese so zu montieren, dass Schlauchachse und Bewegungsrichtung in einer Ebene liegen, die Schläuche ausreichend lang sind, nicht über scharfe Kanten gezogen werden und der zulässige Biegeradius eingehalten wird.

18.2.3 Formstücke

Formstücke sind Bauteile von Rohrleitungsanlagen, z. B. Rohrbogen, Fittings, Abzweig- und Verbindungsstücke, Reinigungsstücke, Wasserabscheider usw., die oft hohen Beanspruchungen unterliegen und entsprechend dem Verwendungszweck aus nahtlosem Stahlrohr oder als Schmiedestücke, in Stahlguss oder duktilem Gusseisen gefertigt sind.

Kunststoff-Rohrleitungsteile wie Bogen, T-Stücke, Abzweige, Kreuze, Muffen, Nippel, Reduzierstücke, Verschraubungen usw. sind genormt für PVC-U-Fittings in DIN 8063-1 bis -12 für Klebverbindungen, für PP-Fittings in DIN 16 962-1 bis -13 für Heizelement-, Muffen- und Stumpfenschweißung und für PE-Fittings in DIN 16 963-1 bis -15 für Heizelement-Muffenschweißung, Heizwendel- und Stumpforschweißung.

18.2.4 Armaturen

Eine Armatur ist ein Rohrleitungsteil, das in Systemen aus Rohrleitungen, Behältern, Apparaten und Maschinen die Funktion des Schaltens und Stellens ausübt (DIN EN 736-1). Dabei wird unter Schalten verstanden, dass der Abschlusskörper im Wesentlichen die beiden Stellungen „geschlossen“ oder „offen“ einnimmt (Auf-Zu). Beim Stellen kann der Abschlusskörper funktionsbedingt auch Zwischenstellungen einnehmen. Die Grundbauarten sind definiert durch die Arbeitsbewegung ihres Abschlusskörpers und durch die Strömung im Abschlussbereich.

Der Werkstoff für Gehäuseteile wird entsprechend dem Rohrleitungsinhalt, der Betriebstemperatur und dem Betriebsdruck unter Berücksichtigung der Technischen Regeln z. B. nach DIN EN 1503-1 bis 4 gewählt. Die Gehäuse werden überwiegend gegossen, bestehen meist aus Gusseisen und bei hohen Anforderungen auch aus Stahlguss und Cu-Legierungen. Kunststoffgehäuse (PVC, PP, PA) gewinnen in der Chemie und bei Wasseraufbereitungsanlagen immer breitere Verwendung.

Für die wesentlichen Armaturenarten liegen Bauartnormen vor: DIN 3352 für Schieber, DIN EN 593 für Klappen, DIN 3356 für Ventile und DIN 3357 für Kugelhähne. Sie geben Aufschluss über den Bereich genormter Nennweiten und Nenndruckstufen, über die Formen, die Raumbedarfsmaße, Werkstoffe und Ausrüstung sowie über Anforderungen und Prüfung. Als Bezeichnung für eine genormte Armatur gelten die Nennweite, die Nenndruckangabe sowie eine Schlüsselnummer und ein Typkurzzeichen.

Beispiel: Bezeichnung eines Absperrventils von Nennweite 100 für Nenndruck 16, aus Gusseisen (Schlüsselnummer 2), Durchgangsform, Oberteil gerade und Flanschanschluss (A), Bauform und Ausrüstung nach Typ-Kurzzeichen 02 aus EN-GJL-250 (A):

Ventil DIN 3356 – 100 PN16 – 2 A 02 A

Bild 18-1 soll durch Vergleich der kennzeichnenden Merkmale die Auswahl der Armaturen erleichtern.



Pumpen



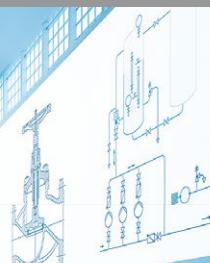
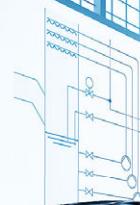
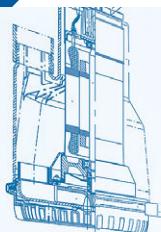
Armaturen



Service



ein Ziel



Technik, die Zeichen setzt

Zwei Symbole – drei Buchstaben: Die technischen Zeichen für „Pumpe“ und „Armatur“ sind eng mit „KSB“ verbunden. Wo Flüssigkeiten zu transportieren, zu regeln oder abzusperren sind, nutzen Kunden weltweit unsere Expertise. Auch Sie können auf unsere Produkte vertrauen. Die Marke KSB steht für kompetente Beratung, exzellente Qualität und höchste Sicherheit. Zugleich ist sie Garant für einen zuverlässigen und weltweit verfügbaren Service.

www.unseretechnik.ihrerfolg.ksb.de

Besuchen Sie uns auch unter www.ksb.com/sozialemedien

› **Unsere Technik. Ihr Erfolg.**

Pumpen • Armaturen • Service



Merkmal	Ventil	Schieber	Hahn	Klappe
Baulänge	groß	klein	mittel	klein
Bauhöhe	mittel	groß	klein	klein
Strömungswiderstand	mäßig	niedrig	niedrig	mäßig
Eignung für Richtungswechsel der Strömung	bedingt	gut	gut	gut
Öffnungs- bzw. Schließzeit	mittel	lang	kurz	mittel
Verstellkraft	mittel	klein	klein	schwankend
Verschleiß des Sitzes	gering	mäßig	hoch	gering
Einsatz	mittlere DN	größte DN	mittlere DN	größte DN
	höchste PN	mittlere PN	mittlere PN	kleine PN
Eignung der Stellvorgänge	sehr gut	schlecht	mäßig	gut
Molchung ¹⁾	nicht möglich	möglich	möglich	nicht möglich

Bild 18-1 Richtlinien zur Auswahl der Armaturen

1. Ventile

Der Abschlusskörper, ein Ventilteller, ein Ventilkegel ($30 \dots 60^\circ$) oder ein Kolben, bewegt sich geradlinig und längs zur Strömung durch Abheben vom Sitz um den Hub $h = d_i/4$ und wird durch eine Gewindespindel, durch Federkraft oder durch den Leitungsinhalt betätigt. Die Sitzbreite wird allgemein bei ebenen Dichtflächen ($0,04 \dots 0,1 d_i$), bei kegeligen ($0,02 \dots 0,05 d_i$) ausgeführt (**Bild 18-2a**).

Die Durchflussrichtung ist meist gegen die Unterfläche des Abschlusskörpers gerichtet. Zwecks sicherer Abdichtung muss die Sitzkraft F_S größer sein als die Betriebskraft $F_B = p \cdot d_i^2 \cdot \pi/4$, und damit $F_S \approx (1,25 \dots 1,5) F_B$.

Da Ventile nur bis $F_B \approx 40 \text{ kN}$ leicht bedienbar sind, wird bei höheren Belastungen die umgekehrte Strömungsrichtung gewählt, was jedoch zum Öffnen des Ventils den Einbau einer Umführung oder eines *Entlastungsventils* (Doppelsitz, Kolben) erforderlich macht.

Sind Ventile zwischen in einer Richtung liegende Rohrleitungsschnitte eingebaut, heißen sie *Durchgangsventile*, während sie zwischen unter 90° zusammenstoßenden Leitungsschnitten eingebaut als *Eckventile* bezeichnet werden.

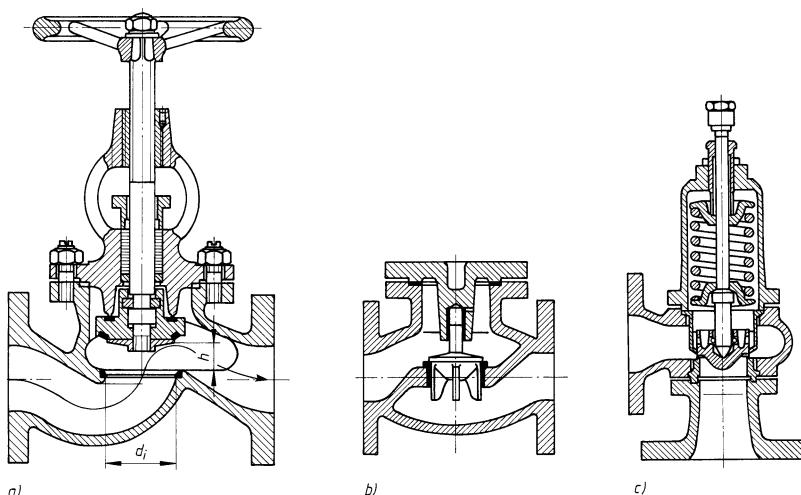


Bild 18-2 Ventile. a) Absperrventil, b) Rückschlagventil, c) federbelastetes Sicherheitsventil

¹⁾ Zur Reinigung der Rohre und zum Trennen der Medien werden zylinder- oder kugelförmige Gleitkörper (Molche) benutzt. Die Molchfahrt verlangt freien Durchgangsquerschnitt.

Nach ihren Aufgaben unterscheidet man:

Absperrventile (Bild 18-2a) zur Unterbrechung des Durchflusst Stromes,

Rückschlagventile (Bild 18-2b) zur Verhinderung des Rückströmens durch selbsttägiges Schließen beim Ausbleiben des Durchflusses,

Sicherheitsventile (Bild 18-2c) zum Schutz von Rohrleitungen, Behältern usw. bei Überschreiten des festgelegten Höchstdruckes durch selbsttägiges Öffnen.

Hinweis: Da der Abschlusskörper im Strömungsweg liegt, sind größere Druckverluste trotz strömungstechnischer Gestaltung schwer zu vermeiden. Außerdem muss bei hohen Drücken mit großen Kräften zur Ventilbetätigung gerechnet werden.

2. Schieber

Schieber werden für Gas, Druckluft, Wasser und Dampf mit DN 20...1000 und nach Form des Gehäuses als Flach-, Oval- oder Rundschieber ausgeführt. Für größere Leitungsbemessungen werden nur Schieber verwendet.

Die Bewegung des Abschlusskörpers erfolgt geradlinig quer zur Strömung. Als Abschlusskörper dient beim *Keilschieber* ein ungeteilter, starrer Keil, der zusätzlich durch den Spindeldruck auf die Dichtflächen gepresst wird (**Bild 18-3a**). Beim *Plattenschieber* sind es lose Platten, die durch den Druck des Leitungsinhalts oder meist durch dazwischenliegende Druck- bzw. Spreizstücke oder Kugeln angepresst werden, so dass die Spindeldichtung entlastet ist. Die lose Anordnung der Platten im Plattenhalter ermöglicht einen Ausgleich bei Temperaturänderungen, so dass Klemmen vermieden wird (**Bild 18-3b**).

Die Dichtflächen aus eingewalzten oder aufgeschweißten Ringen sind beim Parallelplattenschieber parallel, beim Keilplattenschieber gegeneinander geneigt. Leitrohre am unteren Ende des Plattenhalters ergeben eine einwandfreie, wirbellose Führung des Durchflusstromes. Durch stetige Abnahme des Durchflusquerschnittes nach innen (Einziehung) erhält man besonders bei hohen Drücken kleine Bauteile und Kräfte. Gegenüber Ventilen gestalten Schieber bei Freigabe des gesamten Querschnitts einen verlustarmen Durchfluss in beiden Richtungen. Schieber sind bauartbedingt reine Schaltarmaturen. Bei Zwischenstellungen beginnt der Abschlusskörper zu flattern. Die im freien Querschnitt vorhandenen hohen Geschwindigkeiten

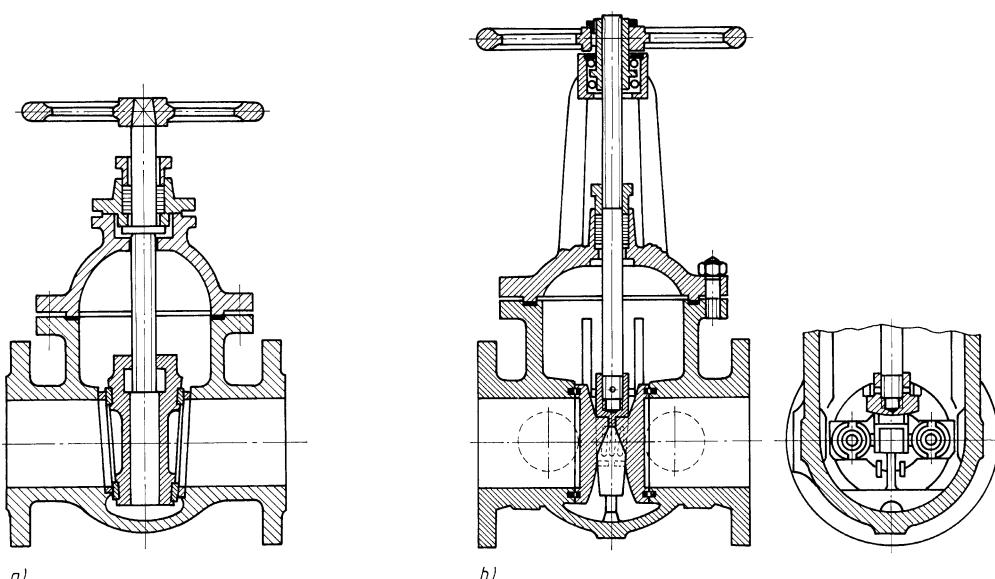


Bild 18-3 Absperrschieber. a) Keilschieber, b) Parallel-Plattenschieber

ten führen dann zum raschen Verschleiß der Dichtflächen. Wegen des erforderlichen größeren Hubes ergeben sich, insbesondere bei Handbedienung, längere Öffnungs- und Schließzeiten. Die Herstellungskosten der Schieber sind hoch. Nachteilig ist die schlechtere Zugänglichkeit der Dichtflächen, wodurch auch die Instandhaltung erschwert wird.

3. Hähne

Bei Hähnen bewegt sich der Abschlusskörper drehend um eine Achse quer zur Strömung und wird in Offenstellung durchströmt. Beim Kegelhahn ist der Abschlusskörper ein kegeliges Küken (Kegel 1:6) mit einem Durchgang in Form eines hochstehenden Ovals, **Bild 18-4a**. Die metallisch dichtenden Küken sind in das Gehäuse eingeschliffen und werden mit einem besonderen Hahnfett geschmiert. Bei hohen Drücken und Temperaturen oder aggressiven Medien werden Schmierhähne angewendet, **Bild 18-4b**.

Hähne weisen eine Reihe von Vorteilen auf: einfache robuste Bauweise, geringer Durchflusswiderstand, geringer Platzbedarf, schnelle Schließ- und Umschaltmöglichkeit und Ausbildung mit mehreren Anschlussstutzen. Da die Dichtflächen immer aufeinander gleiten, verschleißt sie rasch und werden undicht. Zum Betätigen sind große Drehmomente nötig, bei längeren Stillstandszeiten neigen sie zum Blockieren. Wegen ihrer Totraumfreiheit sind Hähne in der Chemie- und Lebensmittelindustrie sowie für Trinkwasserleitungen im Einsatz.

Eine wesentliche Weiterentwicklung stellt der Kugelhahn dar, **Bild 18-4c**. Sein Abschlusskörper ist eine Kugel mit zylindrischer Bohrung. In geöffnetem Zustand weist er praktisch keinen Strömungswiderstand auf. Kugelhähne mit Volldurchgang bzw. reduziertem Durchgang sind normiert von DN 4 bis DN 500 für PN 4 bis PN 400.

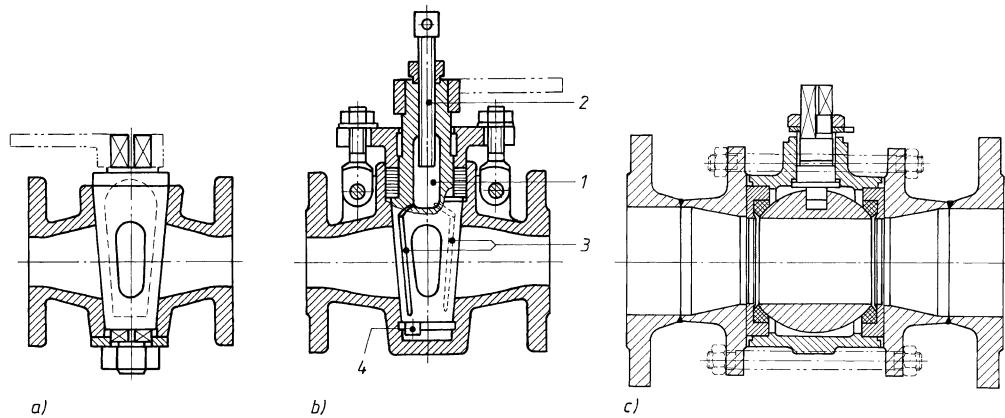
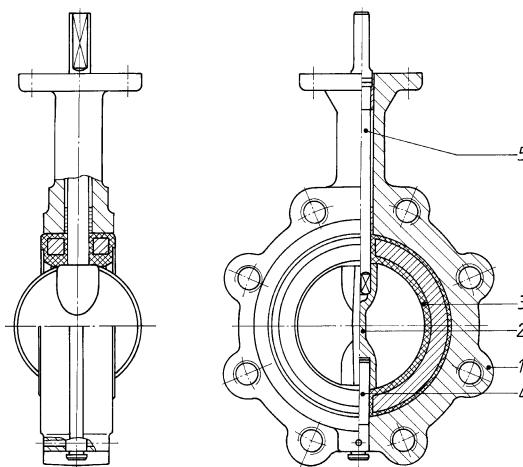


Bild 18-4 Hähne. a) einfacher Durchgangshahn, b) Schmierhahn (1 Schmierkammer, 2 Schmierspinde, 3 Schmiernuten, 4 Anschlag), c) Kugelhahn

4. Klappen

Bei Klappen bewegt sich der Abschlusskörper (Scheibe) drehend um eine Achse quer zur Strömung. Der Abschlusskörper ist in Offenstellung umströmt. Die Klappe nach **Bild 18-5** mit zentrischer Lagerung kann als Absperr- und Drosselklappe eingesetzt werden. Sie haben einen geringen Platzbedarf und werden bis zu den größten Nennweiten gebaut. Der Antrieb kann über Handhebel, Handgetriebe, elektrischen Schwenkantrieb oder pneumatisch erfolgen. Für die Sicherung der Leitungsanlagen gegen Zurückfließen des Mediums werden Rückschlagklappen eingesetzt. Dabei wird die Klappenscheibe von der Strömung angehoben. Bei zurückfließendem Medium oder Druckumkehr schließt die Klappe selbsttätig.

**Bild 18-5**

Absperrklappe.

- 1 Gehäuse
- 2 Klappenscheibe
- 3 Futter mit Einsatzring (auswechselbar)
- 4 Lagerzapfen
- 5 Antriebswelle

18.3 Gestalten und Entwerfen

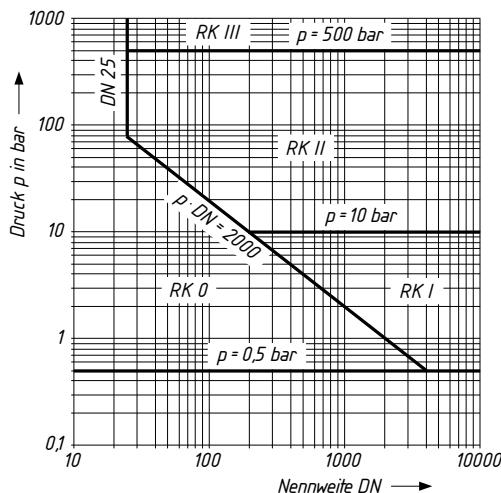
18.3.1 Vorschriften, Begriffe und Definitionen

Für zulässige Drücke von mehr als 0,5 bar unterliegen Rohrleitungen der Druckgeräte-Richtlinie (97/23/EG). Ihre Auslegung erfolgt nach DIN EN 13 480.

Die Einteilung in Rohrleitungsklassen 0 bis III erfolgt nach DIN EN 13 480-1 in Abhängigkeit vom Druck, von der Nennweite und der Fluidgruppe, **Bild 18-6**.

Für die Einstufung von Druckgeräten in Gefahrenkategorien werden Fluide (Gas und Flüssigkeit) in zwei Gruppen eingeteilt. *Gruppe 1* umfasst gefährliche Fluide die eingestuft sind als explosionsgefährlich, hoch oder leicht entzündlich, entzündlich, sehr giftig, giftig und brandfördernd. Zu *Gruppe 2* zählen die anderen weniger gefährlichen und ungefährlichen Fluide.

Die Rohrleitungsklassen RK bzw. Kategorien I bis III unterliegen der CE-Kennzeichnungspflicht. Die Kategorien haben Einfluss auf das Konformitätsbewertungsverfahren, die Herstellerzulassung und Art und Umfang der Prüfungen. An die Rohrleitungsklasse III werden die höchsten Anforderungen gestellt.



18

Bild 18-6 Rohrleitungsklassen (RK) entsprechend DIN EN 13 480-1 (z. B. Rohrleitung für Flüssigkeiten für Fluide der Gruppe 1, wenn deren DN größer als 25 und das Produkt $p \cdot DN$ größer als 2000 ist)

Grundlagen für die Normung der Rohre und Armaturen sind die nach DIN EN 1333 festgelegten Nenndruckstufen und die nach DIN EN ISO 6708 gestuften Nennweiten.

PN (bisher Nenndruck) ist eine alphanumerische Kenngröße für Referenzzwecke, bezogen auf eine Kombination von mechanischen und maßlichen Eigenschaften eines Bauteils eines Rohrleitungssystems. Sie umfasst die Buchstaben PN gefolgt von einer dimensionslosen Zahl. Die Zahl hinter den Buchstaben PN ist kein messbarer Wert und sollte nicht in Berechnungen verwendet werden. Die PN-Stufen müssen aus **TB 18-3** ausgewählt werden.

Die Nennweite (Kurzzeichen DN) ist eine Kenngröße, die bei Rohrleitungssystemen als kennzeichnendes Merkmal zueinander passender Teile, z. B. von Rohren und Armaturen, benutzt wird. Die Nennweiten nach **TB 18-4** haben keine Einheit und dürfen nicht als Maßeintragung benutzt werden, da sie nur annähernd den lichten Durchmessern in mm der Rohrleitungsteile entsprechen.

Der *zulässige Druck* ist ein aus Sicherheitsgründen festgelegter Grenzwert für den Arbeitsdruck der Rohrleitung. Zur Begrenzung sind geeignete Sicherheitseinrichtungen (z. B. Sicherheitsventile) erforderlich.

Die *zulässige Temperatur* ist die aus Sicherheitsgründen festgelegte Grenze für die Arbeitstemperatur der Rohrleitung.

Zulässige Parameter p/ϑ sind ein Wertepaar aus zulässigem Druck und zulässiger Temperatur, das in Abhängigkeit von den Sicherheitseinrichtungen festzulegen ist. Sie sind meist mit den Berechnungsparametern identisch. Die zulässigen Parameter müssen mindestens den maximalen Arbeitsparametern entsprechen, dürfen aber die Ratingparameter nicht übersteigen, s. **Bild 18-7**.

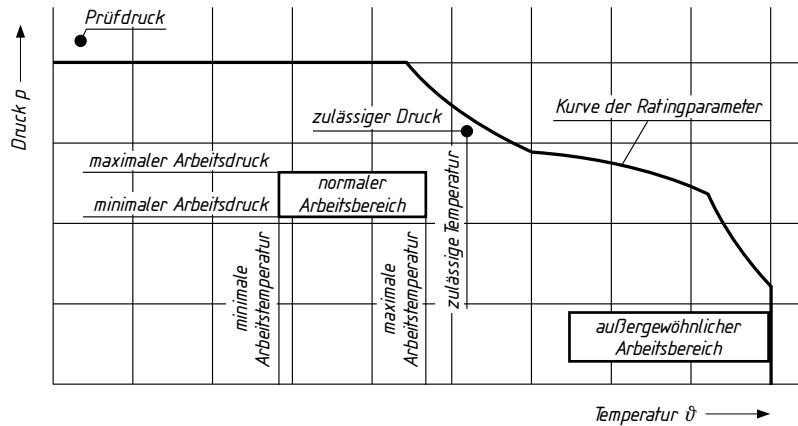


Bild 18-7 Druck- und Temperaturangaben für Druckgeräte nach DIN EN 764

Die *Ratingparameter* (p_{rat}/ϑ_{rat}) für ein Bauteil ergeben sich aus dem höchst zulässigen Innendruck, der auf Grund des Bauteilwerkstoffs, der Festigkeitsberechnung und weiterer Kriterien der zugeordneten Temperatur möglich ist. Ratingparameter sind Normen (z. B. Flanschverbindungen nach DIN EN 1092-1) oder Herstellerangaben zu entnehmen, oder durch Festigkeitsberechnung zu ermitteln (z. B. Rohre). Für eine komplette Rohrleitung, oft abgegrenzt durch eine Rohrklaasse, lassen sich die Ratingparameter als innere Hüllkurve aus den Ratingparametern der in ihr enthaltenen Bauteile (z. B. Armaturen, Rohre, Flansche) darstellen, s. **Bild 18-7**.

Die Prüfparameter ($p_{prüf}/\vartheta_{prüf}$) für die Festigkeitsprüfung einer Rohrleitung sind in der Druckgeräterichtlinie bzw. DIN EN 13 480-5 festgelegt, vgl. 18.4.2. Bei der üblichen Wasserdrukprüfung ist die Prüftemperatur gleich der Raumtemperatur.

18.3.2 Rohrverbindungen

Bei der Verbindung einzelner Rohrleitungsteile zu einer funktionsfähigen Leitung kann man zwischen lösbarer und unlösbarer Verbindungen unterscheiden. Zu den lösbarer Verbindungen gehören die Flansch- und Muffenverbindungen und die Rohrverschraubungen. Unlösbarer Verbindungen lassen sich durch Schweißen, Löten, Walzen, Sicken und Kleben herstellen. Die Verbindungen sollen die Festigkeit der Grundrohre aufweisen, müssen dicht und wirtschaftlich herstellbar sein.

1. Schweißverbindungen für Stahlrohre

Geschweißte Rohrverbindungen haben eine solche Bedeutung erlangt, dass an modernen Rohranlagen andere Verbindungsarten die Ausnahme bilden. Fehlerfrei ausgeführte Schweißnähte weisen die Festigkeit und Lebensdauer der Grundrohre auf, sie bleiben unverändert dicht, beanspruchen nur geringen Platz, sind temperaturbeständig und ermöglichen damit die zuverlässigste und wirtschaftlichste Verbindung.

Die Rohre werden möglichst stumpf (Kraftfluss!) oder überlappt, also mittels Kehlnähten, verbunden. Voraussetzung für die Güte der Stumpfschweißnaht ist das genaue Zusammenpassen der Rohre, eine einwandfreie Zentrierung der Rohrenden gegeneinander und ggf. eine Schweißkantenvorbereitung, die ein sicheres Legen der Wurzellage erlaubt. Beispiele für die Gestaltung von Schweißverbindungen an Rohrleitungen und Behältern gibt DIN EN 1708-1, siehe **Bild 18-8** und 6.2.5-5. Richtlinien für die Schweißnahtvorbereitung (Fugenformen) sind, abgestimmt mit DIN EN ISO 9692-1 (Bild 6-11) in DIN 2559 zu finden.

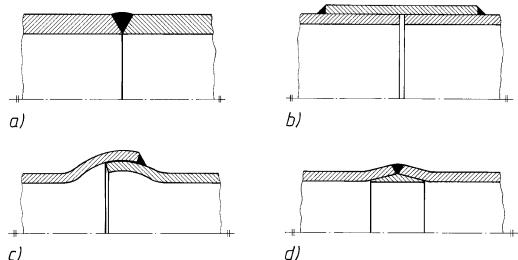


Bild 18-8 Geschweißte Rohrverbindungen.

- Stumpfnahrt, beste Ausführung
- Überschiebmuffe, vorteilhaft bei Reparaturen, vermeidet Zerstörung des Innenschutzes durch die Schweißnähte
- Kugelschweißmuffe, ermöglicht Achsabwinkelungen bis 10°
- Nippelschweißmuffe, erlaubt vollkommene Durchschweißung der V-Naht ohne Querschnittsverengung durch Schweißansätze

Gas- und Lichtbogenschweißen sind die beim Verbindungsschweißen von Rohrleitungen am meisten eingesetzten Verfahren. Bis etwa DN 100 ist das Gasschmelzschweißen das wirtschaftlichste Verfahren. Immer breitere Verwendung finden daneben die Schutzgassschweißverfahren MIG, MAG und WIG. Wenn, wie bei Rohren mit kleinen und mittleren Durchmessern, die Nahrückseite nicht zugänglich ist, muss zur Erzeugung einwandfreier Wurzellagen und zur Vermeidung von Zunderbildung (Betriebsstörungen!) Formiergas eingeleitet oder mit Einlegeringen gearbeitet werden, **Bild 18-8**. Die Prüfung der Schweißnähte erfolgt mit den üblichen zerstörungsfreien Prüfverfahren. Dampf-, Fernheiz- und frei verlegte Ölleitungen erfordern ab größeren Nennweiten eine Wärmebehandlung auf der Baustelle, die z. B. aus Vorwärmern, Spannungsarmglühen und Normalisieren bestehen kann.

18

2. Flanschverbindungen

Als lösbarer Verbindungen werden Flanschverbindungen vielfach durch Schweißverbindungen ersetzt und noch dort eingesetzt, wo Trennstellen vorgesehen werden müssen (z. B. Anschluss an Armaturen und Pumpen) oder wo aus Sicherheitsgründen nicht geschweißt werden darf.

Die Verbindung besteht aus den beiden Flanschen, der eingelegten Dichtung und den für das Zusammenpressen erforderlichen Schrauben und Muttern. Alle Teile sind weitgehend ge normt. Runde, nach PN bezeichnete Flansche für Rohre, Armaturen und Formstücke sind in

DIN EN 1092-1 bis -6 genormt. Festgelegt sind Flanschtypen, Dichtflächen, Maße, Toleranzen, Oberflächenbeschaffenheit und die Qualitätssicherung mit der zugehörigen Druck/Temperatur-Zuordnung. EN 1092 besteht aus den Teilen Stahlflansche (Teil 1), Gusseisenflansche (Teil 2), Flansche aus Kupfer-, Aluminium- und anderen metallischen und nichtmetallischen Werkstoffen (Teile 3 bis 6). **Bild 18-9** zeigt einige genormte Flanschtypen.

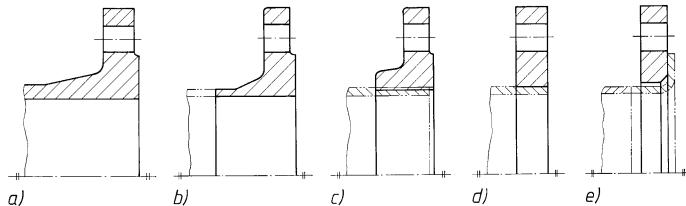


Bild 18-9 Genormte Flansche. a) Gusseisen- und Stahlgussflansch, b) Vorschweißflansch, c) Gewindeflansch mit Ansatz, d) glatter Flansch zum Löten oder Schweißen, e) loser Flansch für Bördelrohr

Durch die Maßnormen können Flansche gleicher Nennweite und gleichen Nenndruckes unabhängig von ihrer Bauform verbunden und gegeneinander ausgetauscht werden. Dadurch ist es möglich, Rohre aller Werkstoffe (GJL, St, NE-Metalle) beliebig miteinander zu verbinden.

Jeder Flansch erhält eine durch 4 teilbare Anzahl von Schraubenlöchern, die so anzurichten sind, dass sie symmetrisch zu den beiden Hauptachsen liegen und dass in diese Achsen keine Bohrungen fallen.

Anschlussmaße der Flansche für PN 6, PN 40 und PN 63 siehe **TB 18-2**. Die Dichtungen müssen zum Ausgleich von Dichtflächenungenauigkeiten elastisch sein, dabei aber auch den mechanischen und thermischen Einwirkungen standhalten; außerdem wird Beständigkeit gegenüber dem Leitungsinhalt gefordert. Verwendet werden überwiegend Weichdichtungen aus It-Werkstoffen, Metall-Weichstoffdichtungen und Metalldichtungen nach DIN EN 1514-1 bis 8. Näheres zur Dichtungstechnik siehe unter 19.2.

Flansche mit glatten Dichtleisten sind am preiswertesten und ermöglichen einen leichten Ein- und Ausbau, **Bild 18-9**. Nut- und Federflansche weisen die beste Dichtwirkung auf und werden bei hohen Drücken und Vakuum eingesetzt, besonders aber dort, wo austretende Medien Schäden verursachen könnten (Vergiftung, Brand), **Bild 18-10a**. Nachteilig ist die erschwerte Montage, da die anschließenden Rohrteile um das Maß der Feder auseinandergerückt werden müssen. Ähnliches gilt für Flansche mit Vor- und Rücksprung nach **Bild 18-10b**, aber keine Anwendung für Vakuum. Bei der Profildichtung nach **Bild 18-10c** liegt ein Rundgummiring in der V-förmigen Nut des Vorsprungflansches. Die Funktionen Dichten und Verbinden sind getrennt.

Für hohe Drücke werden Flansche mit Abschrägung für Membran-Schweißdichtungen (DIN 2695, **Bild 19-4b**) und mit Eindrehung für Linsendichtungen (DIN 2696) eingesetzt. Die Auswahl der Schrauben und Muttern ist nach DIN EN 1515 vorzunehmen.

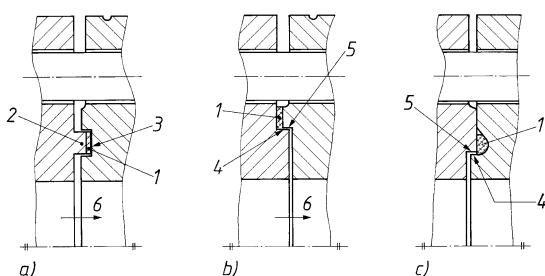


Bild 18-10

Formen der Dichtflächen bei Flanschverbindungen (vgl. EN 1514-1)

- Feder und Nut
- Vor- und Rücksprung
- Vorsprung mit Eindrehung und Rücksprung

1 Dichtring, **2** Feder, **3** Nut, **4** Vorsprung, **5** Rücksprung, **6** Strömungsrichtung

Hinweis: Soweit Flanschnormen bestehen, erübrigts sich eine Festigkeitsberechnung für Flansche und Schrauben, da die Abmessungen für bestimmte PN und DN festgelegt sind. In allen übrigen Fällen ist ein Festigkeitsnachweis nach DIN EN 1591 oder AD 2000-Merkblätter B7 und B8 zu führen, s. unter 19.2.2.

3. Rohrverschraubungen

Eine häufige und bewährte Verbindungsart für Versorgungsleitungen in der Hausinstallation ist die mittels Gewinderohren und Temperguss- bzw. Stahlfittings DIN EN 10 242. Man verwendet dabei ausschließlich das Whitworth-Rohrgewinde DIN EN 10226-1 mit zylindrischem Innen- und kegeligem Außengewinde (Kegel 1:16), **Bild 18-11**. Diese Gewindefverbindung ist so ausgelegt, dass die Dichtwirkung zum größten Teil durch die metallische Pressung der Gewindeflanken gegeneinander erreicht wird. Wenn nötig, darf ein geeignetes Dichtmittel (Kunststoffbänder, Hanf, Vlies) im Gewinde verwendet werden, um eine dichte Verbindung sicherzustellen. Bei allseitigem Rechtsgewinde gelten derartige Schraubverbindungen als unlösbar.

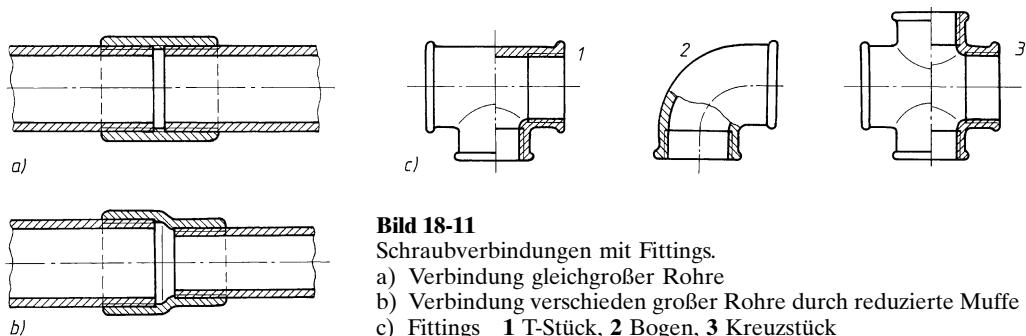


Bild 18-11

Schraubverbindungen mit Fittings.

- a) Verbindung gleichgroßer Rohre
- b) Verbindung verschieden großer Rohre durch reduzierte Muffe
- c) Fittings 1 T-Stück, 2 Bogen, 3 Kreuzstück

In den Leitungsnetzen der bei hohen Drücken (bis 630 bar) arbeitenden Ölhydraulik werden Rohrverschraubungen entsprechend den **Bildern 18-12** und **18-13** benutzt. Die Abdichtung erfolgt über metallischen Kontakt oder elastisch durch O-Ringe, s. **Bild 18-12**. Die Haltefunktion übernehmen Schneidringe oder Bördel oder Kegel zusammen mit der Überwurfmutter, vgl. **Bild 18-12**. Bei hohen Drücken und starken dynamischen Belastungen (Druckspitzen, mechanische Schwingungen) haben sich weichdichtende Schweißkegelverschraubungen (**Bild 18-12d**) besonders bewährt. Durch die O-Ring-Abdichtung und den Wegfall eines Schneidringes erreicht

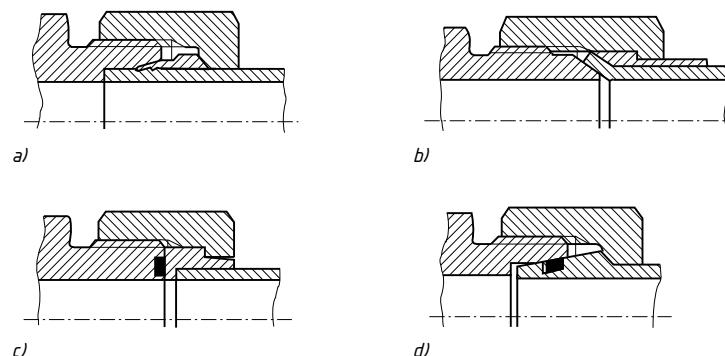
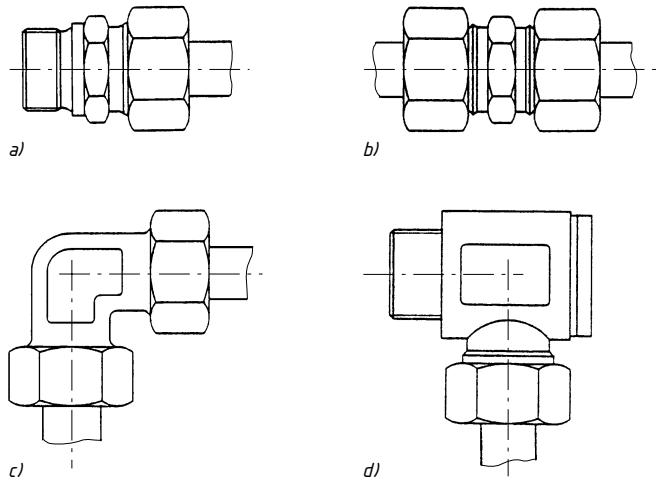


Bild 18-12 Rohrverschraubungen nach ISO 8434 für Hydraulikanlagen (Rohraußendurchmesser 6 bis 38 mm, bis PN 630). a) Schneidring, Dichtkegel 24° (DIN 2353), b) Bördel, Dichtkegel 37°, c) flach-dichtend mit O-Ring (Bördel oder Endstück 90°), d) Schweiß-(Dicht-)Kegel 24° mit O-Ring (DIN 3865)

**Bild 18-13**

- Verschraubungsarten.
- Gerade Einschraubverschraubung
 - gerade Verbindungs-Verschraubung
 - Winkelverschraubung
 - Schwenkverschraubung

man auch bei extremen Betriebsverhältnissen absolute Dichtheit der Verbindung bei hoher Biege-wechsel- und Druckimpulsfestigkeit. Metallisch dichtende Bördelverschraubungen (**Bild 18-12b**) kommen im Mitteldruckbereich der Hydraulik zum Einsatz. Bei der flachdichtenden Bördelver-schraubung 90° ist zu beachten, dass sie keine Fluchtungsfehler ausgleichen kann (**Bild 18-12c**). Auf der Grundlage des genormten 24°-Grundkörpers mit genormter Überwurfmutter wurden neue Verschraubungen entwickelt, so z. B. Schneidringe mit Weichdichtung und Formkopf mit/ ohne Weichdichtung.

Hydraulikrohre werden an Hydraulikgeräte mittels Einschraubzapfen und -löcher angeschlos-sen (**Bild 18-13a**). DIN 3852 sieht für zylindrisches und kegeliges Einschraubgewinde das Metri-sche Feingewinde und das Whitworth-Rohrgewinde vor (**TB 18-11**).

Die Abdichtung sollte durch einen elastomeren Dichtring erfolgen. In Rohrleitungsnetzen er-folgt die Verbindung der Rohre miteinander durch Verbindungsverschraubungen (Gerade-, Winkel-, T- und Kreuzform) und ggf. durch Schott- und Einschweißverschraubungen, s. **Bild 18-13b** und **c**. Wegen des erforderlichen Anziehdrehmomentes sind bei Rohraußendurchmesser über 38 mm Flanschverbindungen üblich.

4. Muffenverbindungen

Elastische Muffenverbindungen werden für Gusseisenrohre bei Gas- und Wasserleitungen (siehe **TB 18-1**) und bei Kunststoffrohren eingesetzt. Starre Muffenverbindungen (z. B. Stemm-muffen) werden seltener angewandt. Schweißmuffen siehe unter 18.3.2-1.

Bei der Steckmuffen-Verbindung, **Bild 18-14a**, wird ein Gummidichtring (2) in die Muffe (1) eingelegt. Nach dem Einfahren des glatten Rohrendes in die Muffenkammer wird durch Ver-formen des Dichtringes die radiale Dichtpressung erzielt.

Bei der Schraubmuffen-Verbindung wird das feste Einpressen des Gummidichtringes (3) durch einen Schraubring (2) bewirkt, **Bild 18-14b**.

Bei der Stopfbuchsenmuffen-Verbindung wird ein Gummidichtring (3) unter dem Druck des Stopfbuchsenrings (2) wie eine Stopfbuchsenpackung in die Dichtfuge gepresst, **Bild 18-14c**.

Alle genannten Ausführungen gestatten Winkelabweichungen und können Längsverschiebu-ngen aufnehmen. Sie ermöglichen daher die Ausführung sanfter Krümmungen ohne Formstücke und verhindern Rohrbrüche bei Senkungen des Erdreichs. Zur Aufnahme von Längskräften müssen die Leitungen allerdings entsprechend gesichert werden. Auch mit temperaturempfind-lichem Innenschutz versehene Rohre lassen sich schonend (keine Wärme!), einfach und schnell verlegen.

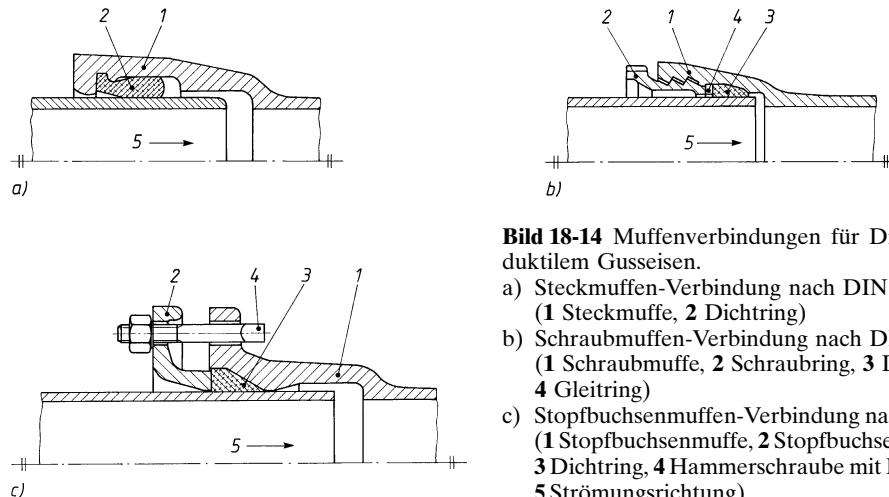


Bild 18-14 Muffenverbindungen für Druckrohre aus duktilem Gusseisen.

- Steckmuffen-Verbindung nach DIN 28 603
(1 Steckmuffe, 2 Dichtring)
- Schraubmuffen-Verbindung nach DIN 28 601
(1 Schraubmuffe, 2 Schraubring, 3 Dichtring, 4 Gleitring)
- Stopfbuchsenmuffen-Verbindung nach DIN 28 602
(1 Stopfbuchsenmuffe, 2 Stopfbuchsring, 3 Dichtring, 4 Hammerschraube mit Mutter, 5 Strömungsrichtung)

18.3.3 Dehnungsausgleicher

Rohrleitungen sind infolge Temperaturänderungen des Leitungsinhalts oder der Umgebung Längenänderungen unterworfen, die durch eine elastische Gestaltung der Rohrleitung ausgeglichen werden müssen. Ist die Leitung gerade und fest eingespannt, so muss die entstehende Rohrkraft (Zug oder Druck) von den Festpunkten aufgenommen werden. Der Extremwert der Längsspannungen im Rohr beträgt dann $\sigma_\theta = E \cdot \alpha \cdot \Delta\theta$, bei Stahlrohren sind das ca. $2,5 \text{ N/mm}^2$ je K Temperaturdifferenz. Überschlägig lässt sich die von der Rohrlänge unabhängige Rohrkraft für beliebige Rohrwerkstoffe ermitteln aus:

$$F_\theta \approx E \cdot \alpha \cdot \Delta\theta \cdot A \quad (18.1)$$

F_θ	E	α	$\Delta\theta$	A
N	N/mm^2	K^{-1}	K	mm^2

E Elastizitätsmodul des Rohrwerkstoffes nach **TB 1-1** bis **TB 1-4**

α thermischer Längenausdehnungskoeffizient des Rohrwerkstoffes

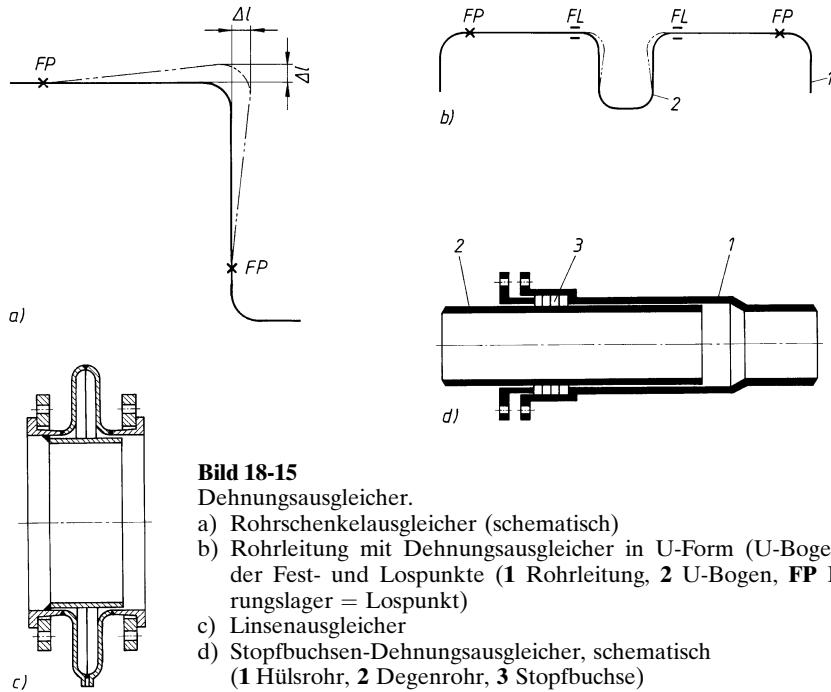
Baustahl: $12 \cdot 10^{-6} \text{ K}^{-1}$; warmfeste und nichtrostende Stähle sowie Cu: $17 \cdot 10^{-6} \text{ K}^{-1}$; Al-Leg.: $24 \cdot 10^{-6} \text{ K}^{-1}$; Kunststoffe: zwischen $50 \cdot 10^{-6} \text{ K}^{-1}$ bei tiefen und max. $200 \cdot 10^{-6} \text{ K}^{-1}$ bei hohen Temperaturen (80°C)

$\Delta\theta$ Temperaturdifferenz zwischen Einbau und Betriebszustand

A Rohrwandquerschnitt, z. B. aus **TB 1-13**

Anzustreben ist natürlicher Dehnungsausgleich durch Richtungswechsel der verlegten Rohre. Hierbei wird die Ausdehnung der geraden Strecke durch Ausbiegung des rechtwinkligen Rohrschenkels aufgenommen, **Bild 18-15a**. Die Festpunkte sollten möglichst an den Armaturen angeordnet werden. Größere Längenänderungen können durch Dehnungsausgleicher aufgenommen werden, die zwischen den Festpunkten anzutragen sind, **Bild 18-15b**. Bewährt haben sich Dehnungsbogen in U- oder Lyra-Form, die aus dem gleichen Werkstoff wie das Rohr bestehen. Sie sind betriebssicher und wartungsfrei, aber sehr platzaufwendig. Um die entstehenden Kräfte, Biegemomente und Drehmomente auf ein erträgliches Maß zu reduzieren, werden die Rohre mit Vorspannung entgegen der Wärmedehnung montiert. Üblich ist eine Vorspannung von 50% der zu erwartenden Kraft. Hochbeanspruchte Leitungen müssen in Bezug auf die Wärmedehnung genau berechnet werden.

Bei großen Rohrleitungen und bei begrenzten Platzverhältnissen müssen die Wärmedehnungen von besonderen Elementen aufgenommen werden (künstlicher Dehnungsausgleich). Einfachstes Element ist die Linse (**Bild 18-15c**), die zu mehreren Elementen zusammengesetzt einen Metallbalg ergibt. Stopfbuchsen-Dehnungsausgleicher können große Dehnwege ausgleichen, **Bild 18-15d**.

**Bild 18-15**

Dehnungsausgleicher.

- Rohrschenkelausgleicher (schematisch)
- Rohrleitung mit Dehnungsausgleicher in U-Form (U-Bogen) und Anordnung der Fest- und Lospunkte (**1** Rohrleitung, **2** U-Bogen, **FP** Festpunkt, **FL** Führungslager = Lospunkt)
- Linsenausgleicher
- Stopfbuchsen-Dehnungsausgleicher, schematisch
(**1** Hülserohr, **2** Degenrohr, **3** Stopfbuchse)

18.3.4 Rohrhalterungen

Sie müssen das Betriebsgewicht der Leitung und in Festpunkten auch Kräfte und Momente aus der Wärmedehnung aufnehmen. Die Abstände zwischen den Unterstützungspunkten können für Stahlrohrleitungen nach folgender Faustformel festgelegt werden:

$$L = k \cdot d_i^{0,67} \quad \frac{L}{\text{m}} \quad \frac{k}{1} \quad \frac{d_i}{\text{mm}} \quad (18.2)$$

d_i Rohrinnendurchmesser

k Faktor für die Rohrausführung

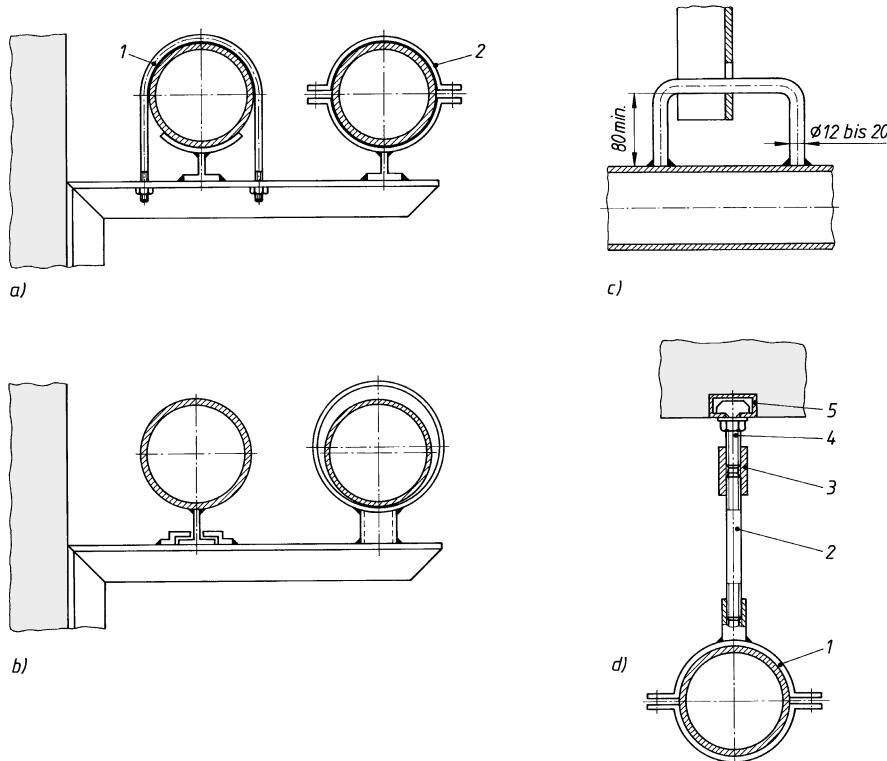
- für leeres ungedämmtes Rohr: $k = 0,3$

- für gefülltes (Wasser) und gedämmtes Rohr: $k = 0,2$

Durch die Festlegung der zulässigen Stützweite L werden die Auswirkung der Gewichtskräfte auf die Durchbiegung bzw. die Spannung begrenzt. Um „Pfützenbildung“ zu vermeiden wird nach AD2000-Merkblatt HP100R eine Grenzdurchbiegung (für $\leq DN 50: f = 3 \text{ mm}$ und für $> DN 50: f = 5 \text{ mm}$) und eine Begrenzung der Biegespannung ($\sigma \leq 40 \text{ N/mm}^2$) festgelegt. Die Verformungsbegrenzung führt dabei zu den kleineren Stützweiten, s. **TB 18-12**.

Festpunkte dienen zur Fixierung der Leitung in Dehnungsrichtung und müssen für die auftretenden Längskräfte starr genug ausgeführt werden, **Bild 18-16a**. Rohrunterstützungen leiten die Gewichtskräfte auf die Auflage ab und sind meist als Führungslager (Lospunkt) ausgebildet, **Bild 18-16b**.

Rohraufhängungen gibt es in vielen Ausführungsformen, **Bild 18-16c** und **18-16d**. Als Lospunkte haben sie die Aufgabe, das Leitungsgewicht zu tragen und die Einstellung des Gefälles zu ermöglichen. Halterungen für Rohrleitungen, die der Druckgeräterichtlinie unterliegen, müssen den sicherheitstechnischen Anforderungen von DIN EN 13480-3 entsprechen.

**Bild 18-16** Rohrabstützungen und Befestigungen.

- Rohrbefestigung (Festpunkt) mit Rundstahlbügel (1) und Rohrschelle (2)
- Rohrunterstützung (Lospunkt), als Führungslager ausgebildet
- Rohraufhängung mit U-förmigem Rundstahlbügel
- Deckenaufhängung mit Gewindestange
(1 Schelle, 2 Gewindestange, 3 Gewindemuffe, 4 Hammerschraube, 5 Montageschiene)

18.3.5 Gestaltungsrichtlinien für Rohrleitungsanlagen

1. Betriebssicherheit:

- Alle Rohrleitungsteile müssen den Sicherheitsvorschriften entsprechen.
- Bei der Werkstoffwahl sind die Forderungen der Regelwerke zu beachten.
- Korrosionsschutz ausführen und sichern. Für Innenschutz u. U. lebensmittelrechtliche Bestimmungen beachten.
- Die Auswechselung einzelner Teile soll ohne Betriebsunterbrechung möglich sein.
- Zum Schutz der Anlagen sind Sicherheitsventile, Rückschlagklappen, Entlüftungs- und Entwässerungseinrichtungen u. dgl. einzusetzen.
- Wirksamen Ausgleich der Wärmedehnung realisieren.
- Rohrleitungsteile ausreichend abstützen. Auftretende Kräfte sicher ableiten (Fest- und Lospunkte, Halterungen, Rohrleitungsbögen und -schwellen, Auflager und Einbettung).
- Rohrleitungen mit ausreichendem Gefälle ausführen. Gefälle bei Wasserleitungen 5 mm/m, Luftleitungen (ungetrocknet) 20 mm/m.
- Eindeutige Markierung und Kennzeichnung.

2. Wirtschaftlichkeit:

- Kurze und möglichst gerade Rohrleitungen anstreben.
- Strömungstechnisch günstige Armaturen und Formstücke verwenden.
- Günstige Strömungsgeschwindigkeit wählen, siehe **TB 18-5**.
- Wärme- und kälteführende Rohrleitungen dämmen um Energieverluste zu begrenzen.
- Erweiterungsmöglichkeiten vorsehen.

3. Instandhaltung:

- Rohrleitungen übersichtlich und leicht zugänglich ausführen.
- Montage- und Demontagemöglichkeiten vorsehen.
- Durch Umschaltmöglichkeiten Voraussetzungen für Reparatur ohne Stillsetzung der Anlage schaffen.

18.3.6 Darstellung der Rohrleitungen

Rohrleitungen werden in Zeichnungen meist nicht maßstäblich sondern symbolhaft dargestellt. Rohrleitungspläne sind Schaltpläne aus denen die Funktion der einzelnen Komponenten erkennbar sein muss. DIN 2429-2 enthält graphische Symbole für Leitungen, Verbindungen und Armaturen und in DIN ISO 6412 ist die orthogonale und die isometrische Darstellung von Rohrleitungen festgelegt.

Für die einzelnen Anwendungsbereiche gelten besondere Darstellungen, so z. B. für die Rohrnetzpläne der Gas- und Wasserversorgung (DIN 2425-1), die Fließbilder der Kälteanlagen (DIN EN 1861) und für Schaltpläne der Fluidtechnik (DIN ISO 1219-1).

Nicht erdverlegte Rohrleitungen werden aus Sicherheitsgründen durch Schilder und für den Durchflussstoff festgelegte Farben gekennzeichnet (z. B. brennbare Flüssigkeiten: braun).

18.4 Berechnungsgrundlagen

18.4.1 Rohrquerschnitt und Druckverlust

Bei der Planung von Rohrleitungen wird zunächst die Nennweite festgelegt. Dabei ist nach meist vorgegebenem Volumenstrom \dot{V} die Strömungsgeschwindigkeit v je nach Art der Anlage so zu wählen, dass sich niedrige Rohrleitungs- und Betriebskosten ergeben.

Aus der Durchflussgleichung für inkompressible Medien $\dot{V} = A \cdot v = \dot{m}/\varrho = \text{konstant}$ ergibt sich bei gegebenem Volumen- bzw. Massenstrom für kreisförmige Rohre der Mittelwert der Strömungsgeschwindigkeit

$$v = \frac{4}{\pi} \cdot \frac{\dot{V}}{d_i^2} = \frac{4}{\pi} \cdot \frac{\dot{m}}{\varrho \cdot d_i^2} \quad (18.3)$$

oder bei gewählter Strömungsgeschwindigkeit der erforderliche Rohrinnendurchmesser

$$d_i = \sqrt{\frac{4}{\pi} \cdot \frac{\dot{V}}{v}} = \sqrt{\frac{4}{\pi} \cdot \frac{\dot{m}}{\varrho \cdot v}} \quad \begin{array}{c|c|c|c|c} d_i & v & \dot{V} & \dot{m} & \varrho \\ \hline \text{m} & \text{m/s} & \text{m}^3/\text{s} & \text{kg/s} & \text{kg/m}^3 \end{array} \quad (18.4)$$

\dot{V} Volumenstrom

v Strömungsgeschwindigkeit, Richtwerte nach **TB 18-5**

\dot{m} Massenstrom

ϱ Dichte des Medium, abhängig von Druck und Temperatur; Anhaltswerte s. **TB 18-9**

Danach kann ein Rohr mit der entsprechenden lichten Weite (Innendurchmesser bzw. Nennweite) aus den Rohrnormen ausgewählt werden (**TB 18-1** und **TB 1-13**).

Der wirtschaftliche Rohrdurchmesser hängt über die Anlage- und Betriebskosten auch stark vom Druckverlust Δp ab, der durch die Reibung des strömenden Stoffes und durch Stromablösungen und Wirbel in Rohrleitungselementen entsteht. Er stellt eine verbrauchte Leistung dar, die von Pumpen und Verdichtern aufgebracht werden muss. Ein natürliches Druckgefälle steht nur bei abfallenden Wasserleitungen oder bei ansteigenden Gasleitungen ($\rho_{\text{Gas}} < \rho_{\text{Luft}}$) zur Verfügung. Bei inkompressibler, also raumbeständiger Fortleitung wird bei geraden kreisförmigen Rohrleitungen ohne Einbauten der Druckverlust

$$\boxed{\Delta p = \lambda \cdot \frac{l}{d_i} \cdot \frac{\rho}{2} \cdot v^2} \quad (18.5)$$

Die durch Rohrleitungselemente (Rohrerweiterungen und -verengungen, Rohrumlenkungen, Absperrorgane) verursachten Druckverluste betragen

$$\boxed{\Delta p = \sum \zeta \cdot \rho \cdot v^2 / 2} \quad (18.6)$$

Unter Berücksichtigung des geodätischen Höhenunterschiedes Δh bei nicht horizontal verlaufenden Leitungen erhält man die allgemeine Berechnungsformel für den gesamten Druckverlust

$$\boxed{\Delta p = \frac{\rho \cdot v^2}{2} \left(\frac{\lambda \cdot l}{d_i} + \sum \zeta \right) \pm \Delta h \cdot g \cdot (\rho - \rho_{\text{Luft}})} \quad (18.7)$$

Δp ¹⁾	ρ	v	λ	l	d_i	ζ	Δh	g
Pa	kg/m ³	m/s	1	m	m	1	m	9,81 m/s ²

d_i, v wie zu Gln. (18.3) und (18.4)

l Länge der Rohrleitung

λ Rohreibungszahl nach **TB 18-8** bzw. Gln. (18.9) bis (18.11)

ζ Widerstandszahl, abhängig vom Rohrleitungselement; Richtwerte s. **TB 18-7**

Δh Unterschied der geodätischen Höhe zwischen Anfangs- und Endpunkt der Leitung

ρ, ρ_{Luft} Dichte des Mediums bzw. der Umgebungsluft; Anhaltswerte s. **TB 18-9**

g Fallbeschleunigung

Hinweis: Im 2. Glied der Gleichung gilt das positive Vorzeichen für aufsteigende und das negative Vorzeichen für abfallende Leitungen. Bei $\rho < \rho_{\text{Luft}}$ (z. B. Niederdruckgasleitungen) ergibt sich für aufsteigende Leitungen ein Druckgewinn (Auftrieb), bei abfallenden Leitungen entsprechend ein Druckverlust.

Die Strömungsform ist abhängig von der Reynolds-Zahl

$$\boxed{Re = \frac{v \cdot d_i}{\nu} = \frac{v \cdot d_i \cdot \rho}{\eta} \quad \begin{array}{|c|c|c|c|c|} \hline Re & v & d_i & \nu & \rho \\ \hline 1 & \text{m/s} & \text{m} & \text{m}^2/\text{s} & \text{kg/m}^3 \\ \hline \end{array} \quad \eta \quad \begin{array}{|c|} \hline \text{Pa s} \\ \hline \end{array}} \quad (18.8)$$

d_i, ρ, v wie zu Gln. (18.3) und (18.4)

η dynamische Viskosität, stark temperaturabhängig, Anhaltswerte s. **TB 18-9b**; für Schmieröle s. **TB 15-9**

ν kinematische Viskosität, temperatur- und bei Gasen auch druckabhängig; Anhaltswerte s. **TB 18-9a**

Die kritische Reynolds-Zahl $Re_{\text{krit}} = 2320$ kennzeichnet den Übergang von der laminaren zur turbulenten Strömung. Der Reibungseinfluss wird durch die Rohreibungszahl λ erfaßt, der von der Reynolds-Zahl Re und von der relativen Rauigkeit d_i/k abhängen kann, vgl. **TB 18-8**.

¹⁾ Die SI-Einheit des Druckes ist das Pascal (Pa). 1 Pa = 1 N/m² = 1 kg/(m · s²). 1 bar = 0,1 MPa = 0,1 N/mm² = 10⁵ Pa.

Bei laminarer Strömung ($Re < 2320$, z. B. Ölleitung) ist die Rohrreibungszahl unabhängig von der Rauigkeit der Rohrwand

$$\lambda = \frac{64}{Re} \quad (18.9)$$

Im turbulenten Strömungsgebiet steigt die Rohrreibungszahl sprunghaft an und verläuft für völlig glatte Rohre ($k = 0$) entsprechend der Näherungsformel $\lambda \approx 0,309 / [\lg(Re/7)]^2$.

In den meisten Anwendungsfällen liegen Rohre mit vollkommen *rauer Wand* vor, bei denen die Rauigkeitserhebungen k größer sind als die Dicke der viskosen Unterschicht. Die Rohrreibungszahl λ ist nur abhängig von d_i/k und es gilt oberhalb der Grenzkurve $\lambda = [(200d_i/k)/Re]^2$ (vgl. **TB 18-8**) die Beziehung

$$\lambda = \frac{1}{\left(2 \lg \frac{d_i}{k} + 1,14\right)^2} \quad (18.10)$$

Im *Übergangsgebiet* zwischen vollrauem und glattem Verhalten der Rohrwand hängt die Rohrreibungszahl sowohl von d_i/k als auch von Re ab:

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = -2 \lg \left(\frac{2,51}{Re \cdot \sqrt{\lambda}} + \frac{1}{3,71 \frac{d_i}{k}} \right) \quad (18.11)$$

Hinweis: Bei der Berechnung des Druckverlustes muss erst die für den vorliegenden Strömungsfall zu erwartende Reynolds-Zahl nach Gl. (18.8) ermittelt werden. Danach ist die Rauigkeitshöhe k je nach Rohrart und Zustand der Rohrinnenwand nach **TB 18-6** abzuschätzen. Mit Re und d_i/k kann dann die Rohrreibungszahl mit guter Näherung aus **TB 18-8** abgelesen oder mit Hilfe der Gln. (18.9) bis (18.11) rechnerisch bestimmt werden. Gl. (18.11) ist implizit und nur iterativ lösbar. Ausreichend genaue Ergebnisse liefert z. B. die explizite Gleichung $\lambda = 0,11 \cdot (k/d_i + 68/Re)^{0,25}$.

Bei Gas- und Dampfleitungen liegt eine kompressible, also raumveränderliche Fortleitung vor, bei der sich die Dichte des strömenden Stoffes durch die Expansion infolge des Druckabfalls verändert. Ist der Druckverlust und damit die Expansion gering, wie z. B. bei Niederdruck-Gasleitungen, so liefert auch bei einem kompressiblen Stoffstrom die Gl. (18.7) ausreichend genaue Ergebnisse.

Für Rohrleitungen mit abgestuften Durchmessern sind die Druckverluste für jede Teilstrecke gesondert zu ermitteln und zu addieren.

Hohe Strömungsgeschwindigkeiten ergeben zwar kleine Leitungsdurchmesser, aber einen hohen Druckverlust, da dieser mit dem Quadrat der Strömungsgeschwindigkeit wächst. Die Strömungsgeschwindigkeit ist innerhalb der Grenzen nach **TB 18-5** umso kleiner zu wählen, je niedriger der Druckverlust gehalten werden soll. Der Druckverlust nimmt umgekehrt proportional der 5. Potenz des Leitungsdurchmessers zu. So steigt z. B. – unter sonst gleichen Bedingungen – bei einem halb so großen Leitungsdurchmesser der Druckverlust auf das 32fache an! Die theoretische Leistung der Pumpe beträgt $P = p \cdot \dot{V}$, mit p bzw. Δp in Pa (N/m^2) und dem Volumenstrom \dot{V} in m^3/s erhält man die Leistung in W. Unter Berücksichtigung des Wirkungsgrades gilt $P = p \cdot \dot{V}/\eta$.

18.4.2 Berechnung der Wanddicke gegen Innendruck

Für die Berechnung der geraden Rohrleitungen gegen Innendruck gelten grundsätzlich die gleichen Überlegungen wie für die Berechnung der Druckbehältermantel unter 6.3.4-1.

Für Rohrleitungen die nicht in den Geltungsbereich anderer Regelwerke fallen (z. B. TRD, AD2000) gilt DIN EN 13 480: Metallische industrielle Rohrleitungen. Teil 3 dieser Norm – Konstruktion und Berechnung – hat die bisherige DIN 2413 abgelöst. DIN EN 13 480 erfüllt die

grundlegenden Sicherheitsanforderungen der europäischen Druckgeräte-Richtlinie. Bei der Dimensionierung müssen außer dem Innendruck gegebenenfalls noch weitere Belastungen berücksichtigt werden, z. B. Wärmeausdehnung, Gewicht von Rohrleitung und Inhalt, Schwingungen, Erddeckung.

1. Gerade Rohre aus Stahl

Wie bei Druckbehältern sind zur Ermittlung der Bestellwanddicke t von Stahlrohren mindestens zwei Zuschläge¹⁾ c_1 und c_2 zur *notwendigen Mindestwanddicke* t_v zu addieren.

$$t = t_v + c_1 + c_2 \quad (18.12)$$

t_v geforderte Mindestwanddicke ohne Zuschläge und Toleranzen nach Gln. (18.13) und (18.14)

c_1 Zuschlag zum Ausgleich der zulässigen Wanddickenunterschreitung (Fertigungstoleranz).

Ist c'_1 in % der Bestellwanddicke gegeben ($c'_1 = (c_1/t) \cdot 100\%$), gilt

$$c_1 = (t_v + c_2) \frac{c'_1}{100 - c'_1} \text{ bzw.}$$

$$t = (t_v + c_2) \frac{100}{100 - c'_1}$$

$c'_1 = 8\% \dots 20\%$ (der bestellten Wanddicke) richtet sich nach den technischen Lieferbedingungen der Stahlrohre, z. B. DIN EN 10216, DIN EN 10217, s. **TB 1-13d**.

c_2 Korrosions- bzw. Erosionszuschlag, ist vom Besteller anzugeben. Bei ferritischen Stählen im Allgemeinen 1 mm, Null wenn keine Korrosion zu erwarten ist.

Statische Beanspruchung

Rohrleitungen mit *vorwiegend ruhender Beanspruchung* durch Innendruck werden auf Versagen gegen Fließen berechnet. Dabei wird angenommen, dass es bei 1000 Druckzyklen über die volle Schwankungsbreite nicht zu Ermüdungsschäden kommt.

Für die erforderliche Wanddicke gilt

- bei „dünnwandigen“ Rohren mit $d_a/d_i \leq 1,7$:

$$t_v = \frac{p_e \cdot d_a}{2 \cdot \sigma_{zul} \cdot v_N + p_e} \quad \begin{array}{c|c|c|c|c} t_v & p_e & d_a & \sigma_{zul} & v_N \\ \hline \text{mm} & \text{N/mm}^2 & \text{mm} & \text{N/mm}^2 & 1 \end{array} \quad (18.13)$$

- bei „dickwandigen“ Rohren mit $d_a/d_i > 1,7$:

$$t_v = \frac{d_a}{2} \left(1 - \sqrt{\frac{\sigma_{zul} \cdot v_N - p_e}{\sigma_{zul} \cdot v_N + p_e}} \right) \quad (18.14)$$

d_a Rohraußendurchmesser

p_e Berechnungsdruck bei den festgelegten Druck-Temperatur-Bedingungen. Er darf nicht kleiner sein als der zugehörige Betriebsdruck. (1 bar = 0,1 N/mm²).

v_N Schweißnahtfaktor, berücksichtigt die Festigkeitsminderung bei Bauteilen mit Stumpfnähten die nicht in Umfangsrichtung liegen. Er darf folgende Werte nicht übersteigen:

$v_N = 1$ bei vollständigem Nachweis durch zerstörende oder zerstörungsfreie Prüfung

$v_N = 0,85$ bei Nachweis durch zerstörungsfreie Prüfung an Stichproben

$v_N = 0,7$ bei Nachweis lediglich durch Sichtprüfung

σ_{zul} zulässige Spannung

1. zeitunabhängige zulässige Spannungen:

a) nicht austenitische Stähle und austenitische Stähle mit $A < 30\%$:

$$\sigma_{zul} = \min \left(\frac{R_{eH/\theta}}{1,5} \text{ oder } \frac{R_{p0,2/\theta}}{1,5}; \frac{R_m}{2,4} \right)$$

¹⁾ Weiterer Zuschlag für mögliche Wanddickenabnahme bei der Fertigung (z. B. Biegen, Gewindeschneiden).

b) austenitische Stähle:

$$\text{für } 30\% \leq A \leq 35\% \quad \sigma_{zul} = \min \left(\frac{R_{p1,0/\vartheta}}{1,5}; \frac{R_m}{2,4} \right)$$

$$\text{für } A > 35\% \quad \sigma_{zul} = \frac{R_{p1,0/\vartheta}}{1,5} \text{ oder falls } R_{m/\vartheta} \text{ verfügbar}$$

$$\sigma_{zul} = \min \left(\frac{R_{m/\vartheta}}{3}; \frac{R_{p1,0/\vartheta}}{1,2} \right)$$

$$\text{c) für Stahlguss:} \quad \sigma_{zul} = \min \left(\frac{R_{eH/\vartheta}}{1,9} \quad \text{oder} \quad \frac{R_{p0,2/\vartheta}}{1,9}; \frac{R_m}{3,0} \right)$$

2. zeitabhängige zulässige Spannungen:

$$\sigma_{zul,t} = \frac{R_{m/t,\vartheta}}{S_t}$$

mit Zeitstandfestigkeit $R_{m/2 \cdot 10^5/\vartheta}$, $R_{m/1,5 \cdot 10^5/\vartheta}$ und $R_{m/10^5/\vartheta}$ z. B. nach **TB 18-10**; zeitabhängiger Sicherheitsbeiwert $S_t = 1,25$ für $2 \cdot 10^5$ h, $S_t = 1,35$ für $1,5 \cdot 10^5$ h und $S_t = 1,5$ für 10^5 h

Festigkeitskennwerte bei Berechnungstemperatur ϑ s. **TB 18-10** und **TB 6-15**.

Hinweis: Ist keine Lebensdauer festgelegt gilt $R_{m/2 \cdot 10^5/\vartheta}$, sind keine Werte für $2 \cdot 10^5$ h festgelegt gilt $R_{m/1,5 \cdot 10^5/\vartheta}$ bzw. $R_{m/10^5/\vartheta}$. Dabei darf die 1%-Zeitdehngrenze nicht überschritten werden. In Temperaturbereichen, in denen Warmstreckgrenze (zeitunabhängig) und Zeitstandfestigkeit relevant sind, ist aus beiden σ_{zul} zu berechnen. Maßgebend ist der kleinere Wert.

Dynamische Beanspruchung

Wenn die dynamische Beanspruchung ausschließlich auf Druckschwankungen beruht, ist nach DIN EN 13 480-3 eine vereinfachte Auslegung auf „Wechselbeanspruchung“ zulässig. (Der Begriff „Wechselbeanspruchung“ steht hier für die Änderung einer Last über die Zeit). Bei der Berechnung werden die Kriterien für statische Beanspruchung verwendet und die jeweiligen Spannungsspitzen der Ermüdung durch Anwendung eines Spannungskonzentrationsfaktors (η) berücksichtigt.

Zuerst wird eine fiktive pseudoelastische *Spannungsschwingbreite* berechnet

$$2 \cdot \sigma_a^* = \frac{\eta}{F_d \cdot F_{\vartheta}*} \cdot \frac{p_{max} - p_{min}}{p_r} \cdot \sigma_{zul, 20} \quad (18.15)$$

η Spannungsfaktor für verschiedene Konstruktionsformen, z. B. 1,0 für kreisrunde ungeschweißte Rohre, 1,3 bzw. 1,5 für Rundschweißnähte bei gleichen bzw. ungleichen Wanddicken, 1,6 für Längsnähte bei gleichen Wanddicken, 3,0 für Stutzen

p_r Ersatz-Druck, zulässiger statischer Druck bei 20°C nach Gln. (18.13) bzw. (18.14), die nach p_e aufgelöst werden

$\sigma_{zul, 20}$ zulässige Spannung bei 20°C , wie zu Gln. (18.13) bzw. (18.14)

$p_{max} - p_{min}$ Druckschwankungsbreite (doppelte Amplitude)

F_d Korrekturfaktor zur Berücksichtigung des Wanddickeneinflusses für Wanddicken $t \leq 25$ mm: $F_d = 1$

für Wanddicken $t > 25$ mm: $F_d = \left(\frac{25}{t}\right)^{0,25} \geq 0,64$

$F_{\vartheta}* =$ Temperatureinflussfaktor

ferritischer Stahl: $F_{\vartheta}* = 1,03 - 1,5 \cdot 10^{-4} \cdot \vartheta^* - 1,5 \cdot 10^{-6} \cdot \vartheta^{*2}$

austenitischer Werkstoff: $F_{\vartheta}* = 1,043 - 4,3 \cdot 10^{-4} \cdot \vartheta^*$

für $\vartheta^* \leq 100^\circ\text{C}$: $F_{\vartheta}* = 1$

wobei Lastzyklustemperatur $\vartheta^* = 0,75 \cdot \vartheta_{max} + 0,25 \cdot \vartheta_{min}$, als maßgebliche Be- rechnungstemperatur während eines Lastzyklus

Nun kann die *zulässige Lastspielzahl* im Bereich $10^3 \leq N_{\text{zul}} \leq 2 \cdot 10^6$ als Funktion der „pseudoelastischen Spannungsschwingbreite“ $2 \cdot \sigma_a^*$ berechnet werden.

$$N_{\text{zul}} = \left(\frac{B}{2 \cdot \sigma_a^*} \right)^m \quad (18.16)$$

B	Berechnungskonstante	
	Klasse RS (gewalzte Oberfläche):	$B = 7890 \text{ N/mm}^2$
	Schweißnahtklasse K1 (z. B. Rundschweißnaht, beidseitig geschweißt):	$B = 7940 \text{ N/mm}^2$
	Schweißnahtklasse K2 (z. B. Längsnaht, einseitig geschweißt):	$B = 6300 \text{ N/mm}^2$
	Schweißnahtklasse K3 (z. B. Ecknaht, einseitig geschweißt):	$B = 5040 \text{ N/mm}^2$
$2 \cdot \sigma_a^*$	Spannungsschwingbreite nach Gl. (18.15)	
m	3 (Schweißnähte)	
	3,5 (ungeschweißte Bereiche, gewalzt oder bearbeitet)	

Als Grenzwerte der Dauerfestigkeit gelten

$$\begin{aligned} 2 \cdot \sigma_{\text{aD}} &= 125 \text{ N/mm}^2 \quad \text{für warmgewalzte Stahlbleche (Klasse RS)} \\ 2 \cdot \sigma_{\text{aD}} &= 63 \text{ N/mm}^2 \quad \text{für Schweißnähte Klasse K1} \\ 2 \cdot \sigma_{\text{aD}} &= 50 \text{ N/mm}^2 \quad \text{für Schweißnähte Klasse K2} \\ 2 \cdot \sigma_{\text{aD}} &= 40 \text{ N/mm}^2 \quad \text{für Schweißnähte Klasse K3} \end{aligned}$$

Die Dauerfestigkeitswerte sind mit der Betriebslastspielzahl $N = 2 \cdot 10^6$ angesetzt.

Dauerfestigkeit kann angenommen werden, wenn $2 \cdot \sigma_a^* < 2 \cdot \sigma_{\text{aD}}$.

Druckprüfung

Die Druckprüfung von Rohrleitungen ist in DIN EN 13 480-5 geregelt. Für die während der Prüfung auftretende Spannung bei der Prüftemperatur gilt nach DIN EN 13 480-3

$$\sigma_{\text{prüf}} \leq \sigma_{\text{prüf, zul}} \quad (18.17)$$

$$\begin{aligned} \sigma_{\text{prüf, zul}} &\quad \text{für austenitische Stähle mit } A \geq 25\%: \max \{0,95 \cdot R_{p1,0}; 0,45 \cdot R_m\} \\ &\quad \text{für nicht austenitische Stähle und austenitische Stähle mit } A \leq 25\%: \\ \sigma_{\text{prüf, zul}} &\leq 0,95 \cdot R_{\text{eH}} \end{aligned}$$

Bei der Wasserdrukprüfung darf der Prüfdruck den höheren der beiden Werte nicht unterschreiten: $p_{\text{prüf}} = \max \left\{ 1,25 \cdot p_e \cdot \frac{\sigma_{\text{prüf, zul}}}{\sigma_{\text{zul}}}, 1,43 \cdot p_e \right\}$. Dabei darf aber $\sigma_{\text{prüf, zul}}$ nicht überschritten werden.

2. Rohre aus duktilem Gusseisen

Muffen- und Flanschrohre aus duktilem Gusseisen sind für Wasserleitungen in DIN EN 545 und für Gasleitungen in DIN EN 969 genormt, s. **TB 18-1**.

Dort werden mit dem Faktor $K(\dots, 8, 9, 10, 12 \dots)$ Rohrklassen gebildet (z. B. K10) mit denen in Abhängigkeit von DN die Nenngusswanddicke errechnet wird: $t = K(0,5 + 0,001 \text{ DN})$. Die Mindestwanddicke beträgt 6 mm.

Der zulässige Betriebsdruck für duktile Muffenrohre beträgt nach DIN EN 545

$$p_{e, \text{zul}} = \frac{2 \cdot t_{\min} \cdot R_m}{d_m \cdot S} \quad (18.18)$$

t_{\min} Mindestrohrwanddicke für Schleudergussrohre $t - c_1$, mit zulässiger Wanddickenunterschreitung $c_1 = 1,3 \text{ mm}$ für $t = 6 \text{ mm}$ und $c_1 = 1,3 \text{ mm} + 0,001 \text{ DN}$ für $t > 6 \text{ mm}$

R_m Mindestzugfestigkeit des duktilen Gusseisens ($R_m = 420 \text{ N/mm}^2$)

d_m mittlerer Rohrdurchmesser $d_a - t$

S Sicherheitsfaktor

3,0 bei höchstem hydrostatischem Druck im Dauerbetrieb

2,5 bei höchstem zeitweise auftretendem hydrostatischen Druck inklusive Druckstoß

3. Rohre aus Kunststoff

Für Rohrleitungen kommen häufig thermoplastische Kunststoffe, wie PVC-U, PVC-C, PE-HD und PP zum Einsatz. Dabei ist zu beachten, dass Thermoplaste auch bei Raumtemperatur zum Kriechen neigen und ihre Festigkeit unter Dauerbelastung absinkt. Festigkeitsberechnungen bei Kunststoffrohren sind deshalb grundsätzlich auf der Grundlage von Langzeit-Kennwerten für eine rechnerische Standzeit von 25 Jahren vorzunehmen. Die Festigkeitskennwerte können, in Abhängigkeit von der Betriebstemperatur, den Zeitstandkurven der Hersteller, den Rohrgrundnormen z. B. DIN 8080, DIN 8078, DIN EN ISO 12 162, DIN EN 1778 und der DVS-Richtlinie 2205-1 entnommen werden, s. **TB 18-13**.

Die zulässige Spannung ergibt sich aus der Zeitstandfestigkeit K , z. B. nach **TB 18-13**, dem Sicherheitsfaktor S und gegebenenfalls weiteren Abminderungsfaktoren zur Berücksichtigung des Betriebsmediums, der Zähigkeit des Rohrwerkstoffes und von Schweißnähten.

Nach der „Kesselformel“ erhält man die erforderliche Mindest-Rohrwanddicke

$$t_{\min} = \frac{p_e \cdot d_a}{2 \cdot \frac{K}{S} + p_e} \quad (18.19)$$

p_e innerer Überdruck (Berechnungsdruck), wobei 1 bar = 0,1 N/mm²

d_a Rohraußendurchmesser

K Zeitstandfestigkeit bei der Berechnungstemperatur, z. B. aus **TB 18-13**

S Sicherheitsbeiwert

1,3 bei ruhender Belastung bei Raumtemperatur und geringer Schadensfolge

2,0 bei Belastung unter wechselnden Bedingungen und großer Schadensfolge

Nach Ermittlung der rechnerischen Rohrwanddicke muss die Ausführungswanddicke unter Berücksichtigung der Nenndruckstufe PN bzw. der Reihe der jeweiligen Rohrnormen festgelegt werden.

4. Berücksichtigung von Druckstößen

Durch Änderung der Strömungsgeschwindigkeit Δv durch einen Regelvorgang (z. B. Schließen eines Schiebers) tritt auf der Zuströmseite ein positiver Druckstoß $+\Delta p$ und auf der Abströmseite ein negativer Druckstoß $-\Delta p$ auf. Er pflanzt sich wellenförmig mit Schallgeschwindigkeit von der Entstehungsstelle nach beiden Seiten fort und wird an Unstetigkeitsstellen (Behälter, Rohrknoten, Leitungsende) der Rohrleitung reflektiert. Für den Weg von z. B. einem Abschlussorgan zu einem Behälter und zurück benötigt eine Druckwelle die Reflexionszeit

$$t_R = 2 \cdot l/a \quad (18.20)$$

l Länge des Rohrleitungsabschnitts

a Fortpflanzungsgeschwindigkeit einer Druckwelle, s. auch unter Gl. (18.21)

Wesentliche Einflussgrößen auf die Höhe eines Druckstoßes Δp sind die Länge l des maßgebenden Rohrleitungsabschnitts, die Schließzeit t_S des Absperrorgans, die Strömungsgeschwindigkeit v und die Fortpflanzungsgeschwindigkeit a der Druckwelle im Medium.

Wenn die Strömungsgeschwindigkeit plötzlich von v_1 auf $v_2 = 0$ in einer sehr kurzen Schließzeit $t_S < t_R$ reduziert wird, beträgt der maximale Druckstoß (Joukowsky-Stoß)

$$\Delta p = \varrho \cdot a \cdot \Delta v \quad \begin{array}{c|c|c} \Delta p & \varrho & a, \Delta v \\ \hline \text{Pa} & \text{kg/m}^3 & \text{m/s} \end{array} \quad (18.21)$$

ϱ Dichte des Durchflusstoffs

a Fortpflanzungsgeschwindigkeit einer Druckwelle

Richtwerte: $a = 1000$ m/s für Wasser und dünnflüssige Öle in dünnwandigen Leitungen, für verhältnismäßig dickwandige Hydraulikleitungen gilt als Mittelwert $a = 1300$ m/s

Δv Änderung der Strömungsgeschwindigkeit durch einen Regelvorgang (kann positiv oder negativ sein)

Bei einer Verlängerung der Schließzeit auf mehrere Reflexionszeiten ($t_s \gg t_R$) kann eine erhebliche Reduzierung des Druckstoßes erreicht werden. Bei kurzen Leitungen der Länge $l < a \cdot t_s/2$ und linearem Schließgesetz des Absperrorgans kann mit einer Stoßabminderung gerechnet werden

$$\Delta p = \rho \cdot a \cdot \Delta v \cdot \frac{t_R}{t_s} \quad \begin{array}{c|c|c|c} \Delta p & \rho & a, \Delta v & t_R, t_s \\ \hline \text{Pa} & \text{kg/m}^3 & \text{m/s} & \text{s} \end{array} \quad (18.22)$$

$\rho, a, \Delta v$ s. zu Gl. (18.21)

t_R Reflexionszeit bei Druckstoß, s. Gl. (18.20)

t_s Schließzeit des Absperr- bzw. Steuerorgans

Da es nicht möglich ist, allgemein gültige Formeln aufzustellen, gelten die Gleichungen (18.21) und (18.22) nur näherungsweise. Die Druckstöße sind vor allen Dingen in Flüssigkeitsleitungen wegen der großen Dichte des Mediums sorgfältig zu beachten.

Auch negative Druckstöße sind gefährlich, da es durch Unterdruckbildung zum Einbeulen dünner Rohrwandungen oder zu Wasserschlägen kommen kann. Wenn es die Sicherheit der Anlage erfordert sind druckstoßdämpfende Maßnahmen zu ergreifen, z. B. Rückschlagklappen mit ölhdraulischen Bremsen, Pumpen mit großen Schwungmassen oder Sicherheitstanks.

Bei der Berechnung von Rohren gegen Verformen und gegen Schwingbruch ist die Druckerhöhung durch den Druckstoß stets zu berücksichtigen, s. Gleichungen (18.13) und (18.15).

18.5 Berechnungsbeispiele

■ **Beispiel 18.1:** Für eine wasserhydraulische Hochdruckanlage ist die Bestellwanddicke t eines nahtlosen Stahlrohres DN 40 nach DIN EN 10 216-1 aus P235TR2 so zu bestimmen, dass es gegen einen zwischen $p_{\max} = 250$ bar und $p_{\min} = 130$ bar schwankenden inneren Überdruck bei Raumtemperatur dauerfest ist. Es sind Rundschweißnähte mit gleicher Wanddicke zu berücksichtigen.

► **Lösung:** Für DN 40 ergibt sich nach **TB 1-13d** ein zugeordneter Außendurchmesser $d_a = 60,3$ mm (Reihe 1). Nach Gl. (18.15) lautet die Bedingung für die Dauerfestigkeit:

$$2 \cdot \sigma_a^* = \frac{\eta}{F_d \cdot F_{\vartheta}^*} \cdot \frac{p_{\max} - p_{\min}}{p_r} \cdot \sigma_{\text{zul}, 20}$$

Nach dem Ersatzdruck umgeformt folgt mit $2 \cdot \sigma_a^* \geq 2\sigma_{a,D}$

$$p_r \leq \frac{\eta}{F_d \cdot F_{\vartheta}^*} \cdot \frac{p_{\max} - p_{\min}}{2 \cdot \sigma_{a,D}} \cdot \sigma_{\text{zul}, 20}$$

Mit dem Spannungsfaktor $\eta = 1,3$ (Rundschweißnähte bei gleicher Wanddicke), dem Wanddickenfaktor $F_d = 1$ ($t \leq 25$ mm zu erwarten), dem Temperatureinflussfaktor $F_{\vartheta}^* = 1 (\vartheta^* < 100^\circ\text{C})$, der Druckschwankungsbreite $p_{\max} - p_{\min} = 120$ bar = 12 N/mm^2 , dem Grenzwert der Dauerfestigkeit $2 \cdot \sigma_{a,D} = 63 \text{ N/mm}^2$ für Schweißnahtklasse K1 (Rundschweißnähte) und der zulässigen Spannung für den Rohrwerkstoff P235TR2 für 20°C nach **TB 18-10**

$$\sigma_{\text{zul}, 20} = \min \left\{ \frac{R_{p0,2/\vartheta}}{1,5}; \frac{R_m}{2,4} \right\} = \min \left\{ \frac{235 \text{ N/mm}^2}{1,5}; \frac{360 \text{ N/mm}^2}{2,4} \right\} = 150 \text{ N/mm}^2$$

folgt der „Ersatzdruck“

$$p_r \leq \frac{1,3}{1,0 \cdot 1,0} \cdot \frac{12 \text{ N/mm}^2}{63 \text{ N/mm}^2} \cdot 150 \text{ N/mm}^2 = 37,1 \text{ N/mm}^2 = 371 \text{ bar.}$$

$p_r = 371$ bar ist der „Ersatzdruck“, den die Rohrleitung statisch aushalten muss, damit sie gegen $p_{\max} - p_{\min} = 120$ bar dauerfest ist.

Mit der Annahme $d_a/d_i \leq 1,7$ kann nun nach Gl. (18.13) die erforderliche Wanddicke berechnet werden

$$t_v = \frac{p_e \cdot d_a}{2 \cdot \sigma_{zul} \cdot v_N + p_e}$$

Sie beträgt mit den Werten $p_e = p_r = 37,1 \text{ N/mm}^2$, $d_a = 60,3 \text{ mm}$, $\sigma_{zul} = 150 \text{ N/mm}^2$ und $v_N = 1,0$ (nahtloses Rohr, Rundnähte)

$$t_v = \frac{37,1 \text{ N/mm}^2 \cdot 60,3 \text{ mm}}{2 \cdot 150 \text{ N/mm}^2 \cdot 1,0 + 37,1 \text{ N/mm}^2} = 6,6 \text{ mm.}$$

Die Bestellwanddicke wird nach Gl. (18.12) bestimmt

$$t = t_v + c_1 + c_2 \quad \text{bzw.} \quad t = (t_v + c_2) \cdot \frac{100}{100 - c'_1}$$

Mit den Grenzabmaßen für die Wanddicke des zu bestimmenden Rohres $c'_1 = \pm 12,5\%$ (oder $c_1 = 0,4 \text{ mm}$) für ein vorläufiges Wanddickenverhältnis t/d_a ($T/D > 0,10$ bei $d_a < 219,1 \text{ mm}$ nach **TB 1-13d**, sowie $c_2 = 1,0 \text{ mm}$ für ferritische Stähle wird

$$t = (6,6 \text{ mm} + 1,0 \text{ mm}) \frac{100}{100 - 12,5} = 8,7 \text{ mm.}$$

Aus TB 1-13d kommt ein Rohr mit Normwanddicke $t = 8,8 \text{ mm}$ in Frage.

Überprüfung der Annahme zum Durchmesser- bzw. Wanddickenverhältnis:

$$\frac{d_a}{d_i} = \frac{60,3 \text{ mm}}{42,7 \text{ mm}} = 1,4 < 1,7 \quad d_a \leq 219,1 \text{ mm}: c'_1 = 12,5\% \text{ maßgebend}$$

Ergebnis: Gewählt wird ein Rohr – 60,3 × 8,8 – EN 10 216-1 – P235TR2.

■ **Beispiel 18.2:** Von einem Erdbehälter sollen 300 m^3 Wasser von 10°C durch eine 280 m lange oberirdische Leitung aus geschweißten Stahlrohren in einen Speicherbehälter gedrückt werden. Der senkrechte Abstand zwischen Pumpe und Einmündung des Rohres in den Speicherbehälter beträgt 8 m , die Saughöhe 2 m . Als Einbauten sind zwei Durchgangsventile, eine Rückschlagklappe und drei Krümmer 60° ($R = 2d$) vorgesehen. Es sollen geschweißte Stahlrohre nach DIN EN 10 217-1 aus P235TR2 mit Zementmörtelauskleidung (3 mm) verwendet werden.

Welche Abmessungen müssen die zu bestellenden geschweißten Stahlrohre ($v_N = 1$, $c'_1 = \pm 10\%$ oder $c_1 = \pm 0,3 \text{ mm}$) aufweisen, wenn eine Pumpenleistung von 15 kW (Wirkungsgrad $\eta = 0,7$) nicht überschritten werden darf?

► **Lösung:** In der Praxis sind meist Volumenstrom und zulässiger Druckabfall (oder Leistung) gegeben. Da die theoretischen Beziehungen keine explizite Lösung der Aufgabe zulassen, wird zunächst mit einer angenommenen Strömungsgeschwindigkeit ein Rohrdurchmesser berechnet und dafür der Druckabfall bestimmt. Führt die Berechnung nicht zum gewünschten Ergebnis, so muss sie mit einem anderen Durchmesser wiederholt werden.

Mit der für Wasser-Hauptleitungen wirtschaftlichen Geschwindigkeit $v = 1 - 2 \text{ m/s}$ (s. **TB 18-5**) und dem gegebenen Volumenstrom von $300 \text{ m}^3/\text{h} = 0,0833 \text{ m}^3/\text{s}$ erhält man nach Gl. (18.4) den vorläufigen Rohrinnendurchmesser

$$d_i = \sqrt{\frac{4 \cdot \dot{V}}{\pi \cdot v}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,0833 \text{ m}^3/\text{s}}{\pi \cdot 1,5 \text{ m/s}}} = 0,266 \text{ m} = 266 \text{ mm.}$$

Nach **TB 18-4** wird die nächstliegende Nennweite DN 300 gewählt. Aus der Maßnorm DIN EN 10 220 (**TB 1-13b**) kann damit ein Stahlrohr mit $d_a = 323,9 \text{ mm}$ (Reihe 1) und $t = 4 \text{ mm}$ (fast drucklos!) festgelegt werden.

Wenn innen 3 mm Zementmörtel aufgebracht werden, beträgt mit $d_i = 323,9 \text{ mm} - 2 \cdot (4 + 3) \text{ mm} = 309,9 \text{ mm}$ die Strömungsgeschwindigkeit nach Gl. (18.3)

$$v = \frac{4}{\pi} \frac{\dot{V}}{d_i^2} = \frac{4}{\pi} \cdot \frac{0,0833 \text{ m}^3}{s \cdot 0,3099^2 \text{ m}^2} = 1,10 \text{ m/s}$$

Mit der kinematischen Viskosität von Wasser bei 10 °C $v = 1,307 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$ (**TB 18-9a**) kann die den Strömungszustand kennzeichnende Reynoldszahl nach Gl. (18.8) berechnet werden

$$Re = \frac{v \cdot d_i}{\nu} = \frac{1,1 \text{ m} \cdot 0,3099 \text{ m} \cdot \text{s}}{s \cdot 1,307 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2} = 26\,080.$$

Nach **TB 18-6** beträgt die mittlere Rauigkeitshöhe von mit Zementmörtel ausgekleideten Stahlrohren $k \approx 0,18 \text{ mm}$. Damit ist die $d_i/k = 309,9 \text{ mm}/0,18 \text{ mm} = 1\,722$ und die Rohreibungszahl kann mit Re aus **TB 18-8** abgelesen werden: $\lambda \approx 0,019$.

Da der Wert unter der Grenzkurve, also im Übergangsgebiet liegt, gilt die implizite Gl. (18.11). Sie kann nur iterativ gelöst werden. Mit Hilfe der Gl. (18.5) kann nun der Druckverlust durch Reibung für das gewählte Rohr berechnet werden:

$$\Delta p = \lambda \cdot \frac{1}{d_i} \cdot \frac{\varrho}{2} \cdot v^2 = 0,019 \cdot \frac{280 \text{ m}}{0,3099 \text{ m}} \cdot \frac{999,8 \text{ kg}}{\text{m}^3 \cdot 2} \cdot 1,1^2 \frac{\text{m}^2}{\text{s}^2} = 10\,380 \text{ Pa}$$

Wie Widerstandszahlen der Rohrleitungselemente lassen sich nach **TB 18-7** bestimmen:

1 Rohreinlauf als vorstehendes Rohrstück	$\zeta = 3$
1 Auslauf (Ausströmung ins Freie)	$\zeta = 1$
2 Durchgangsventile zu je $\zeta = 5$	$\zeta = 10$
1 Rückschlagklappe	$\zeta = 0,8$
3 Krümmer 60°, glatt, zu je $\zeta = 0,7 \cdot 0,14$	$\zeta = 0,3 \quad \Sigma \zeta = 15,1$

Der Druckverlust durch Rohrleitungselemente beträgt nach Gl. (18.6)

$$\Delta p = \Sigma \zeta \cdot \varrho \cdot v^2 / 2 = 15,1 \cdot 999,7 \text{ kg/m}^3 \cdot (1,1 \text{ m/s})^2 / 2 = 9\,130 \text{ Pa}$$

Unter Berücksichtigung des Druckverlustes zur Überwindung des geodätischen Höhenunterschiedes nach Gl. (18.7)

$$\Delta p = \Delta h \cdot g \cdot (\varrho - \varrho_{\text{Luft}}) = (8 + 2) \text{ m} \cdot 9,81 \text{ m/s}^2 \cdot (999,7 - 1,3) \text{ kg/m}^3 = 97\,940 \text{ Pa}$$

wird der von der Pumpe aufzubringende Druck:

$$p = 10\,380 \text{ Pa} + 9\,130 \text{ Pa} + 97\,940 \text{ Pa} = 117\,450 \text{ Pa}.$$

Mit der Pumpen-Antriebsleistung $P = p \cdot \dot{V} / \eta = 15 \text{ kW} = 15\,000 \text{ Nm/s}$ beträgt der höchste Pumpendruck

$$p = \frac{\eta \cdot P}{\dot{V}} = \frac{0,7 \cdot 15\,000 \text{ Nm} \cdot \text{s}}{s \cdot 0,0833 \text{ m}^3} = 126\,000 \text{ Pa} > 117\,450 \text{ Pa}.$$

Mit Rohren DN 300 kann die Rohrleitung mit der vorgesehenen Pumpe betrieben werden.

Anschließend soll die Bestellwanddicke der „dünnwandigen“ Rohre für vorwiegend statische Beanspruchung durch Innendruck nach Gl. (18.13) und (18.12) berechnet werden.

In Gl. (18.13) sind einzusetzen:

- $p_e = 117\,450 \text{ Pa} = 1,17 \text{ bar} \approx 0,12 \text{ N/mm}^2$, als größten inneren Überdruck
- $d_a = 323,9 \text{ mm}$ (bereits gewählter Normaußendurchmesser nach EN 10217-1 bzw. EN 10220)
- $\sigma_{\text{zul}} = \min \left\{ \frac{R_{\text{eH},\theta}}{1,5} \text{ oder } \frac{R_{\text{p02},\theta}}{1,5}; \frac{R_m}{2,4} \right\} = \min \left\{ \frac{235 \text{ N/mm}^2}{1,5}; \frac{360 \text{ N/mm}^2}{2,4} \right\} = 150 \text{ N/mm}^2$,
als zeitunabhängige zulässige Spannung, wobei $R_{\text{eH},\theta} = 235 \text{ N/mm}^2$ und $R_m = 360 \text{ N/mm}^2$ aus **TB 18-10** ungefähr bei Raumtemperatur ($\theta = 10^\circ\text{C}$)
- $v_N = 1,0$ (Schweißnahtfaktor bei genormtem Rohr und entsprechender Prüfung)

Damit beträgt die erforderliche Wanddicke

$$t_v = \frac{0,12 \text{ N/mm}^2 \cdot 323,9 \text{ mm}}{2 \cdot 150 \text{ N/mm}^2 \cdot 1,0 + 0,12 \text{ N/mm}^2} = 0,13 \text{ mm}$$

Mit dem Zuschlag zur Berücksichtigung der Wanddickenunterschreitung $c_1 = 0,3 \text{ mm}$ bzw. $c'_1 = 10\%$ und dem Korrosionszuschlag $c_2 = 1 \text{ mm}$ ergibt sich nach Gl. (18.12) die Bestellwanddicke

$$t = t_v + c_1 + c_2 = 0,13 \text{ mm} + 1 \text{ mm} + 0,3 \text{ mm} = 1,43 \text{ mm}.$$

Aus Gründen der Formbeständigkeit, eventueller Druckstöße, von Massenkräften (Stützweiten) und einer meist vorgeschriebenen Mindestwanddicke von 3 mm, kann ein solches dünnwandiges Rohr nicht ausgeführt werden. Gewählt wird eine Bestellwanddicke von 4 mm.

Ohne Berücksichtigung des äußeren Korrosionsschutzes und der Auskleidung lautet die verbindliche Bestellwanddicke:

280 m Rohre – 323,9 × 4 – EN 10217-1 – P235TR2.

18.6 Literatur

- Bauer, G.:* Ölhydraulik. Grundlagen, Bauelemente, Anwendungen. 10. Aufl. Wiesbaden: Vieweg + Teubner, 2011
- Böswirth, L.; Bschorer S.:* Technische Strömungslehre. 10. Aufl. Wiesbaden: Springer Vieweg, 2014
- DIN Deutsches Institut für Normung (Hrsg.): DIN-Taschenbücher. Berlin: Beuth
- Rohre, Rohrleitungsteile und Rohrverbindungen aus thermoplastischen Kunststoffen. 6. Aufl. 2011 (DIN-TAB 52)
- Rohrleitungssysteme (grafische Symbole). 6. Aufl. 2010 (DIN-TAB 170)
- Rohrverschraubungen. 2. Aufl. 2010 (DIN-TAB 348)
- Schlauchleitungen für die Fluidtechnik. 6. Aufl. 2013 (DIN-TAB 174)
- Stahl und Eisen: Gütenormen 3/1. Druckgeräte, Rohrleitungsbau. 5. Aufl. 2009 (DIN-TAB 403/1)
- Stahlrohrleitungen – Rohre, Technische Lieferbedingungen. 11. Aufl. 2009 (DIN-TAB 15/2)
- Stahlrohrleitungen – Flansche und ihre Verbindungen. 1. Aufl. 2009 (DIN-TAB 15/3)
- Stahlrohrleitungen – Planung und Konstruktion. 5. Aufl. 2009 (DIN-TAB 15/4)
- Stahlrohrleitungen 3 – Zubehör und Prüfung. 6. Aufl. 2005 (DIN-TAB 142)
- DIN Deutsches Institut für Normung (Hrsg.): Flansche und Werkstoffe – Normen und Tabellen. 6. Aufl. Berlin: Beuth 2011 (Beuth Praxis)
- DVS (Hrsg.): Industrierohrleitungen aus thermoplastischen Kunststoffen, Projektierung und Ausführung, oberirdische Rohrsysteme. Richtlinie DVS 2210-1. Düsseldorf: DVS, 1997
- DVS (Hrsg.): Industrierohrleitungen aus thermoplastischen Kunststoffen, Projektierung und Ausführung; oberirdische Rohrsysteme; Berechnungsbeispiel. Richtlinie DVS 2210-1 Beiblatt 1. Düsseldorf: DVS, 2003
- Eck, B.: Technische Strömungslehre. Bd. 1: Grundlagen. Bd. 2: Anwendung. 8. Aufl. Berlin: Springer, 1978
- Fahrenwaldt, H. J.; Schuler, V.; Twrdek, J.: Praxiswissen Schweißtechnik. Werkstoffe, Prozesse, Fertigung. 5. Aufl. Wiesbaden: Springer Vieweg, 2013
- Häfele, C. H.: Absperrarmaturen und Sicherheitsarmaturen für Dämpfe und heiße Gase. Köln: TÜV Rheinland, 1978
- Herning, F.: Stoffströme in Rohrleitungen. 4. Aufl. Düsseldorf: VDI, 1966
- Herz, R.: Grundlagen der Rohrleitungs- und Apparatetechnik. 4. Aufl. Essen: Vulkan, 2014
- Kecke, H. J.; Kleinschmidt, P.: Industrie-Rohrleitungsarmaturen. Düsseldorf: VDI, 1994
- Kunststoffrohrverband e.V. (Hrsg.): Kunststoffrohr-Handbuch. 4. Aufl. Essen: Vulkan, 2000
- Kümmel, W.: Technische Strömungsmechanik. Theorie und Praxis. 3. Aufl. Wiesbaden: Teubner, 2007
- Langheim, F.; Reuter, G.; von Hof F.-C. (Hrsg.): Rohrleitungstechnik. 3. Aufl. Essen: Vulkan, 1987
- MCE Energietechnik Deutschland (Hrsg.): Tabellenbuch für den Rohrleitungsbau. 15. Aufl. Essen: Vulkan, 2006
- Oertel, H.; Böhle, M.; Reviol, T.: Strömungsmechanik. 7. Aufl. Wiesbaden: Springer Vieweg, 2015
- Oertel, H. (Hrsg.): Prandtl – Führer durch die Strömungslehre. 12. Aufl. Wiesbaden: Springer Vieweg, 2012
- Piwinger, F. (Hrsg.): Stellgeräte und Armaturen für strömende Stoffe. Düsseldorf: VDI 1971
- Richter, H.: Rohrhydraulik. Ein Handbuch zur praktischen Strömungsberechnung. 5. Aufl. Berlin: Springer, 1971
- Schwaigerer, S.; Mühlbeck, G.: Festigkeitsberechnung im Dampfkessel-, Behälter- und Rohrleitungsbau. 5. Aufl. Berlin: Springer, 1997
- Schwaigerer, S. (Hrsg.): Rohrleitungen – Theorie und Praxis. Berlin: Springer, 1986
- Schubert, J.: Rohrleitungshalterungen. Essen: Vulkan, 1999
- Sigloch, H.: Technische Fluidmechanik. 9. Aufl. Berlin: Springer Vieweg, 2014
- Stradtmann: Stahlrohrhandbuch. 12. Aufl. Essen: Vulkan, 1995
- Taschenlexikon Industriearmaturen. Essen: Vulkan, 2006
- Verband der Technischen Überwachungsvereine (Hrsg.): Richtlinie über Druckgeräte. Richtlinie 97/23/EG vom 29. 05. 1997 zur Angleichung der Rechtsvorschriften der Mitgliedsstaaten über Druckgeräte.
- Wagner, W.: Rohrleitungstechnik. 8. Aufl. Würzburg: Vogel, 2000
- Wagner, W.: Festigkeitsberechnung im Apparate- und Rohrleitungsbau. 6. Aufl. Würzburg: Vogel, 2000
- Wossog, G. (Hrsg.): Handbuch Rohrleitungstechnik. Bd. 1: Planung, Herstellung, Errichtung. Bd. 2: Berechnung. 2. Aufl. Essen: Vulkan, 2001, 2002
- Wossog, G.: FDBR-Taschenbuch Rohrleitungstechnik. Bd. 1: Planung und Berechnung. Essen: Vulkan, 2005
- Zoebl, H.; Kruschik, J.: Strömung durch Rohre und Ventile. Wien: Springer, 1978

Technische Regelwerke

Bundesministerium für Arbeit und Sozialordnung (Hrsg.): Technische Regeln zur Druckbehälterverordnung (TRB und TRR), Berlin

Bundesministerium für Arbeit und Sozialordnung (Hrsg.): Technische Regeln für brennbare Flüssigkeiten (TRbF), Berlin

Bundesministerium für Arbeit und Sozialordnung (Hrsg.): Technische Regeln für Druckgase (TRG), Berlin

Deutsche Vereinigung des Gas- und Wasserfaches DVGW (Hrsg.): DVGW-Regelwerk, Bonn

Verband der Technischen Überwachungs-Vereine e.V. (VdTUV) (Hrsg.): Technische Richtlinien: VdTÜV-Merk- und Werkstoffblätter, Essen

Firmeninformation: AVA Armaturen Vertrieb Alms GmbH, Ratingen (www.ava-alms.de); Argus, Ettlingen (www.argus-ettlingen.com); Werner Böhmer GmbH, Sprockhövel (www.boehmer.de); Franz Dürholdt GmbH & Co. KG, Wuppertal (www.duerholdt.de); ERHARD GmbH & Co. KG, Heidenheim (www.Erhard.de); Georg Fischer AG, Albershausen (www.georgfischer.de); KSB Aktiengesellschaft, Frankenthal (www.ksb.de); Friedrich Krombach GmbH & Co. KG, Kreuztal (www.krombach.com); Martin Lohse GmbH, Heidenheim (www.lohse-gmbh.de); Sempell AG, Korschenbroich (www.sempell.com); VAG-Armaturen GmbH, Mannheim (www.vag-armaturen.com); Walterscheid Rohrverbindungstechnik GmbH, Lohmar (www.rohrverbindungstechnik.de); Witzenmann GmbH, Pforzheim (www.witzenmann.de)

19 Dichtungen

19.1 Funktion und Wirkung

Die Hauptfunktion von Dichtungen ist das Trennen von zwei funktionsmäßig verschiedenen Räumen gleichen oder unterschiedlichen Druckes, damit kein Austausch fester, flüssiger oder gasförmiger Medien zwischen diesen stattfinden kann oder dieser zumindest in zulässigen Grenzen liegt (zulässiger Leckverlust). Anwendungen sind zum Beispiel: Verhindern des Verlustes an Betriebsstoffen (z. B. Ölaustritt aus Lagern, Luft aus Pneumatikleitungen), Vermeidung des Eindringens von Verschmutzungen (z. B. in Lager), Verhinderung des Vermischens verschiedener Betriebsstoffe (z. B. von Lagerfett und Lauge in Waschmaschinen).

Für die erreichbare Dichtheit ist es wichtig, ob

- die Dichtung zwischen ruhenden Dichtflächen (ruhenden Bauteilen) erfolgen muss (*statische Dichtungen*); die Räume sind vollkommen getrennt. Die Abdichtung erfolgt stets mit Berührungsabdichtungen.
- eine Relativbewegung der Dichtflächen (zwischen bewegten Bauteilen) vorliegt (*dynamische Dichtung*); die Räume sind längs der Fläche eines sich drehenden oder hin- und hergehenden Maschinenelements (Welle, Stange) miteinander verbunden. Die Abdichtung kann als Berührungsabdichtung oder durch einen schmalen Spalt zwischen den Dichtflächen berührungsfrei erfolgen.

Bei ruhenden Bauteilen wird im Sinne einer „*technischen Dichtheit*“ für flüssige und gasförmige Medien verlustlose Dichtheit gefordert, außer Diffusionsverlusten bei gasförmigen Medien.

Bei bewegten Bauteilen sind drei Undichtheitswege möglich, **Bild 19-1**: zwischen Gehäuse und Dichtung (wirkt wie statische Dichtung), Welle und Dichtung und durch die Dichtung selbst (Diffusionsverluste). Zwischen Welle und Dichtung wirkt ein Flüssigkeitsfilm reibungs- und damit verschleißmindernd und ist damit erwünscht, obwohl er zu geringem Leckverlust (auch als Leckmengenrate oder Lässigkeit bezeichnet) führt.

Insbesondere bei hohen Drücken und Temperaturen ist ein hoher Dichtungsaufwand erforderlich. Es ist daher eine zulässige Leckmengenrate so festzulegen, dass die Funktionssicherheit und Umweltverträglichkeit gewährleistet werden und eine wirtschaftlich günstige Lösung möglich ist.

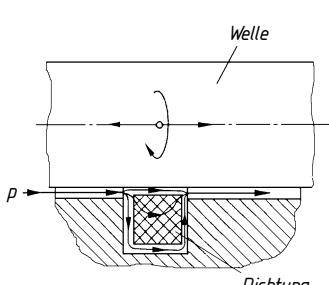


Bild 19-1
Undichtheitswege bei dynamischen Berührungsabdichtungen

Für eine wirksame Dichtung ist eine Anpassung der Dichtflächen aneinander, zumindest auf einer Dichtlinie notwendig. An die angrenzenden Bauteile resultieren daraus von der Dichtung abhängige Forderungen hinsichtlich Oberflächenrauheit, Form- und Lagetoleranzen und evtl. Einbauraum-Tolerierung und Oberflächenhärte. Außerdem ist zu beachten, dass sich unter Betriebsbedingungen die Einbauverhältnisse verändern können, z. B. durch Durchbiegung der Welle, unterschiedliche Wärmeausdehnung, Verschleiß der Dichtlauflächen, elastisch/plastische Verformung der Bauteile und Dichtung. Die richtige Auswahl einer Dichtung beschränkt sich also nicht nur auf die Eignung der Dichtung für die vorhandenen Betriebsbedingungen (die unmittelbar an der Dichtung herrschen) und abzudichtenden Medien, sondern muss als Funktionselement im Zusammenwirken mit den angrenzenden Bauelementen betrachtet werden. Hierzu kommen noch Forderungen aus Fertigung und Montage. Immerhin zeigen z. B. Erfahrungen und Schadensanalysen bei statischen Dichtungen, dass nur ca. 10 % der aufgetretenen Schäden auf dem Versagen des *Dichtelementes*, aber 90 % auf dem Versagen der *Dichtverbindung* beruhen.

Zu beachten sind auch die oft schwerwiegenden Folgen des Versagens einer Dichtverbindung. In **Bild 19-2** sind die wesentlichen Einflüsse auf die Dichtungsauswahl zusammengefasst.

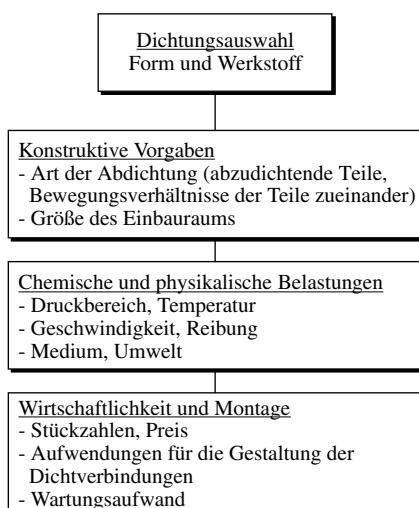


Bild 19-2
Kriterien für die Dichtungsauswahl

Wichtige Eigenschaften von Dichtungswerkstoffen sind die Temperaturbeständigkeit, s. **TB 19-9c** für einige Kunststoffe, die Härte (Widerstand gegen druckbedingte Verformung), Druckverformungsrest¹⁾, Elastizität, chemische Widerstandsfähigkeit, Quellen, Alterung, Gleitfähigkeit und Abriebverhalten.

Eine Einteilung der Dichtungen erfolgt in der Regel danach, ob zwischen den Dichtflächen eine funktionsmäßig bedingte Relativbewegung stattfindet (dynamische Dichtungen) oder nicht (statische Dichtungen). Eine mögliche weitere Unterteilung zeigt **Bild 19-3**.

Da aufgrund der vielfältigen Anforderungen an eine Dichtverbindung eine Vielzahl an Bauarten und -formen, Dichtungswerkstoffen und -mitteln entwickelt wurden, sollte für die Auslegung der Dichtung die Erfahrung der Hersteller unbedingt genutzt werden.

Einige wesentliche Vertreter der im Maschinenbau angewendeten Dichtungen werden im Folgenden behandelt.

¹⁾ Nach DIN 53517 gibt der Druckverformungsrest (DVR) an, wieviel der Verformung einer Probe nach deren Entlastung erhalten bleibt (Grad der plastischen Verformung). Je kleiner der DVR, desto geeigneter ist der Werkstoff zum Dichten.

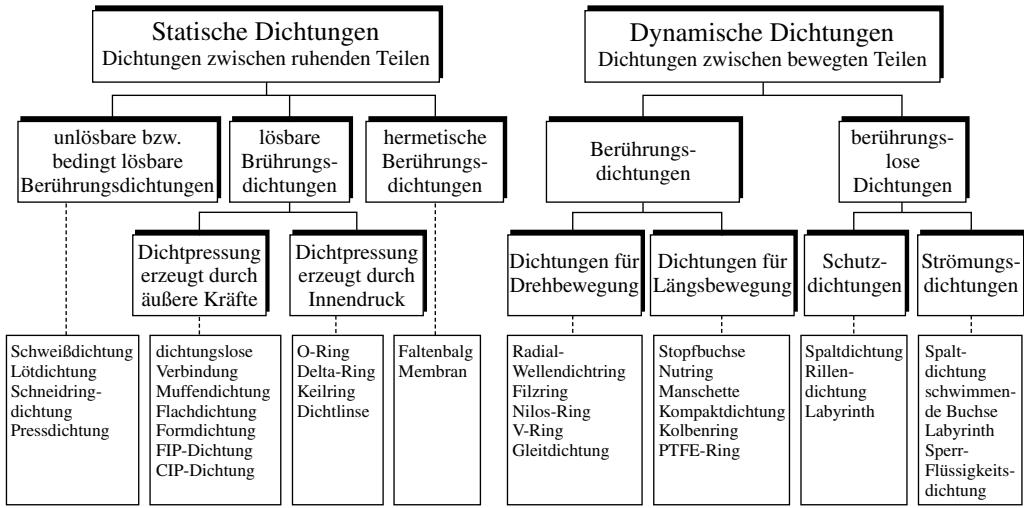


Bild 19-3 Einteilung von Dichtungen

19.2 Berührungs-dichtungen zwischen ruhenden Bauteilen (Statische Dichtungen)

Die Dichtwirkung zwischen zueinander in der Dichtfläche nicht bewegten Bauteilen kann je nach Anforderungen mit oder ohne Dichtelement durch lösbare, bedingt lösbare oder unlösbare Verbindungen ausgeführt werden.

19.2.1 Unlösbar Berührungs-dichtungen

Zu den unlösbaren Dichtungen zählen die *Dichtschweißung* vor allem im Rohrleitungs- und Behälterbau und die *Lötung* von Muffenverbindungen (beides Stoffschlussdichtungen) sowie *Pressdichtungen* (z. T. auch lösbar), z. B. durch Aufwalzen von Rohren hergestellt, und *Schneidendichtungen* (beides Formschlussdichtungen). Bei diesen Dichtungen ist völlige technische Dichtheit erreichbar.

Bild 19-4 zeigt typische Rohrschweißverbindungen, wobei unterschieden wird, ob die Schweißnaht wie in **Bild 19-4a** die Rohrkräfte aufnehmen muss (die Dichtfunktion ist nur Nebenfunktion) oder die auftretenden Rohrkräfte über Flanschschrauben, Klammern (**Bild 19-4b** und **c**) usw. aufgenommen werden, die Schweißnaht also im Nebenschluss liegt. Letztere Verbindungen können durch Abschleifen der äußeren Schweißnaht gelöst werden (deshalb auch bedingt lösbare Verbindungen).

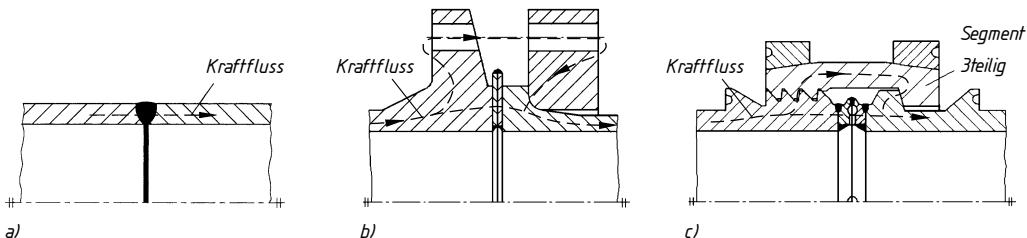


Bild 19-4 Rohrschweißverbindungen. a) Schweißnaht im Kraftfluss (Hauptschluss), b) Membranschweißdichtung nach DIN 2695 (Schweißnaht im Nebenschluss), c) Schweißringdichtung mit Klamverschluss

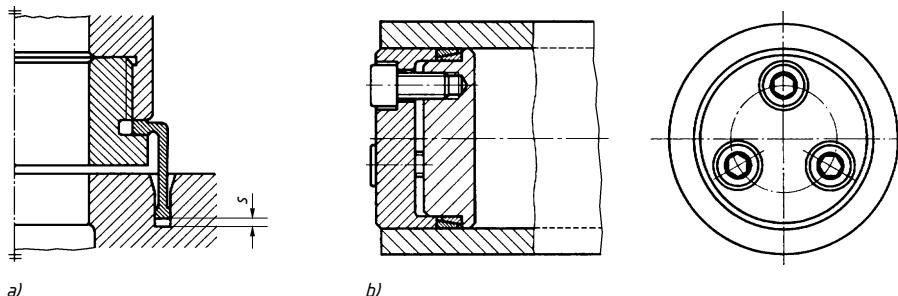


Bild 19-5 Pressdichtungen. a) mit Dichtring, b) mit Ringfederelementen (Rohrverschluss – Werkbild)

Bild 19-5a zeigt eine *Pressdichtung* mit *Dichtring*, **Bild 19-5b** mit *Ringspannlementen* (als lösbare Verbindung). Der Dichtring in **Bild 19-5a** wird in den Längsspalt eingepresst und lässt durch das Spiel s geringe Verschiebungen der Bauteile zu (z. B. infolge Wärmeausdehnungen). Diese Dichtungen werden wie Welle-Nabe-Verbindungen berechnet. Schneidendichtungen sind z. B. die Schneidringverschraubung (s. **Bild 18-11**).

19.2.2 Lösbare Dichtungen

Lösbare Berührungsabdichtungen können so konstruktiv gestaltet werden, dass die volle Dichtpressung hauptsächlich durch äußere Kräfte, z. B. über Schrauben, bereits bei der Montage erfolgt (z. B. **Bild 19-7a** und **b**) oder der Betriebsdruck die bei der Montage leicht vorzuspannende Dichtung gegen die Dichtfläche drückt und so die volle Dichtpressung erzeugt (selbsttätige Dichtungen, z. B. **Bild 19-13**). Zu ihnen gehören die Berührungsabdichtungen ohne Dichtelement, die Flächen- und Muffendichtungen, sowie Formdichtungen wie z. B. der O-Ring. Muffendichtungen werden in 18.3.2-4 behandelt.

Berührungsabdichtungen ohne Dichtelement

Lösbare Berührungsabdichtungen ohne Dichtelement sind nur mit sehr hohen Anpresskräften und Oberflächengüten (geschliffen, geläppt, tuschiert) realisierbar, da die Dichtwirkung die plastische Anpassung der rauen Oberflächen (der Welligkeit und Rauheit) aneinander erfordert. Anwendungen sind Flanschverbindungen und geteilte Gehäuse, die hohen Temperaturen und Drücken ausgesetzt sind und geringe Dichtheitsanforderungen haben. Die Flansche müssen sehr verformungssteif mit vielen Schrauben (kleine Teilung) ausgeführt werden. Um die erforderlichen sehr hohen Vorspannkräfte zu minimieren, werden die Dichtflächen oft schmal ausgeführt. Noch vorteilhafter aber sehr teuer sind ballig ausgeführte Dichtleisten, die die Gegenfläche vor dem Anpressen nur linienförmig berühren (**Bild 19-6**).

Vorteilhaftere Verhältnisse ergeben sich auch bei Hilfsdichtungen wie Öl oder Grafit, die die Mikrounreinigkeiten infolge Adhäsion abdichten, z. B. bei Ventilsitzen von Verbrennungsmotoren und Armaturen.

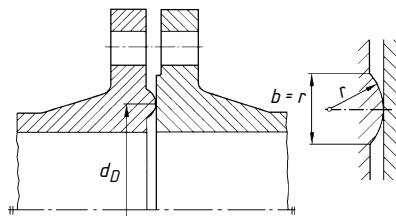


Bild 19-6
Dichtungslose Verbindung mit balliger Dichtleiste

19

Flächendichtungen

Bei den Flächendichtungen wird ein „weiches“ Dichtelement oder Dichtungsmaterial, das sich den Oberflächen gut anpasst, zwischen die abzudichtenden Flächen gebracht, wodurch die erforderliche Anpresskraft und die Forderungen an die Oberflächengüte wesentlich verringert werden können.

Als *Dichtungstypen* kommen in Frage die vorgeformten Feststoffdichtungen, viskos aufgetragene Dichtungssysteme, Dichtkitte oder integrierte elastomere Dichtungen.

Die Auswahl des Dichtungswerkstoffes und der Dichtungsart erfolgt im Wesentlichen nach

- den zu erwartenden Betriebsbelastungen der Dichtung,
- der konstruktiven Gestaltung der abzudichtenden Verbindung,
- den technologischen Forderungen an das Dichtungssystem und die Montage sowie
- wirtschaftlichen Kriterien wie Stückzahlen, Kosten, Lagerhaltung.

In den Regelwerken (DIN, AD-Merkblätter) ist die Auslegung der Dichtung meist ein Teil der Flanschauslegung und erfolgt mit Hilfe von Dichtungskennwerten. Diese *Dichtungskennwerte* beschreiben im Wesentlichen das Abdichtvermögen (Formänderungswiderstand, Stoffundurchlässigkeit), die Betriebsdruckbelastbarkeit und Rückfederung der Dichtung, die Kriechneigung, die Temperatur- und chemische Beständigkeit.

Vorgeformte Dichtungen sind Flach- oder Formdichtungen (s. **TB 19-1a**). Am gebräuchlichsten sind Weichstoffdichtungen, z. B. aus Papier und Pappe, Kork, Gummi, Faserstoffen oder Kunststoffen. Reicht ihre Beständigkeit gegenüber den abzudichtenden Medien nicht aus, werden Mehrstoffdichtungen oder Metallweichstoffdichtungen eingesetzt, bei denen das elastische Dichtmaterial durch eine metallische Hülle geschützt wird oder metallische Einlagen eine Stützfunktion ausüben. Bei sehr großen Belastungen (höhere Drücke, Temperaturen) werden Hartstoffdichtungen (Al, Cu, Weicheisen) eingesetzt, die meist als Formdichtung ausgebildet sind, um durch kleine Anpressflächen die erforderlichen Anpressdrücke klein zu halten.

Bild 19-7 zeigt verschiedene ausgeführte Flanschformen für Weichstoff- und Hartstoffdichtungen. Bei den Flanschen mit Vor- und Rücksprung (**Bild 19-7b**) oder Eindrehungen (**Bild 19-7c** und **d**) unterstützt die Formgebung der Flansche die Dichtung gegen die Gefahr des Herausdrückens bei höheren Drücken. Flansche mit glatter Dichtleiste (**Bild 19-7a**) und höheren Drücken erfordern sehr dünne Dichtungen.

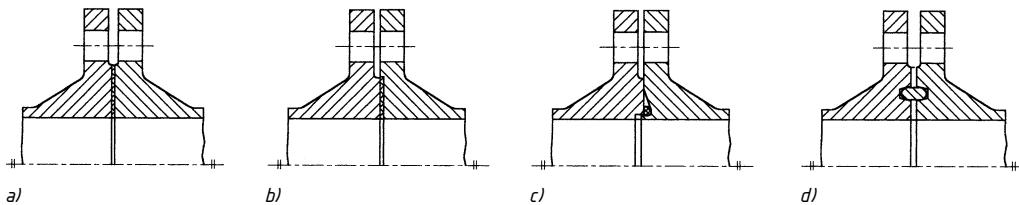


Bild 19-7 Ausführungsformen von Flanschen. a) bis c) offen bzw. geklammert für Weichstoffdichtungen, a) und d) für Hartstoffdichtungen

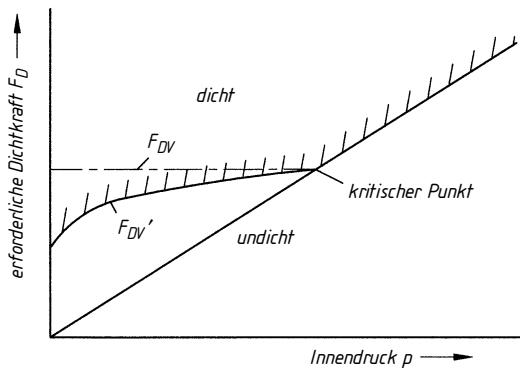


Bild 19-8
Abhängigkeit der Dichtkräfte in Flanschverbindungen vom Innendruck

Wird die Dichtung im Nebenschluss angeordnet (**Bild 19-7c**), ist eine Selbstverstärkung der Dichtwirkung im Betrieb meist erforderlich, da die Verformung der Dichtung bis zum Anliegen der Flansche meist nicht zum Dichten ausreicht, s. auch weiter unten.

Um die Dichtheit einer Verbindung im Hauptschluss zu erreichen, muss diese so stark vorgepresst werden, bis die Oberflächenunebenheiten und Rauheiten der Dichtfläche durch vollplastisches Fließen völlig gegeneinander angepasst sind. Hierzu ist die Dichtungskraft zum Vorverformen F'_{DV} erforderlich (**Bild 19-8**). Die Kraft ist durch Versuche zu ermitteln. Bei diesen wird eine Flanschdichtung (**Bild 19-9**) mit einer Schraubenkraft vorgespannt und danach der Innendruck p solange erhöht, bis die Dichtung undicht wird. Durch schrittweise Änderung der Schraubenkraft wird die Kurve F'_{DV} bestimmt, die ab dem Punkt F_{DV} (**Bild 19-8**) linear mit dem Innendruck p ansteigt.

Der Kurvenverlauf vor dem kritischen Punkt zeigt, dass bereits bei kleinen Innendrücken hohe Vorspannkräfte F'_{DV} für eine dichte Verbindung erforderlich sind.

Bis auf Niederdruckdichtungen wird für die Berechnung von Flanschverbindungen vereinfacht F_{DV} für F'_{DV} verwendet (Bei Niederdruckdichtungen liegt p unterhalb des kritischen Punktes, damit ist diese Vereinfachung nicht gerechtfertigt). Die *Vorverformungskraft* F_{DV} ergibt sich zu

$$F_{DV} = \pi \cdot d_D \cdot k_0 \cdot K_D \quad (19.1)$$

d_D mittlerer Durchmesser der Dichtung

k_0 Wert für Wirkbreite der Dichtung, Werte nach **TB 19-1a**

K_D Formänderungswiderstand der Dichtung, Werte nach **TB 19-1a und b**

Ist durch die Vorverformungskraft die Dichtheit in der Dichtfläche durch die plastische Anpassung der Unebenheiten und Rauheiten erreicht, muss bei steigendem Innendruck durch eine *Mindestschraubenkraft* für den Betriebszustand dieser Druck sicher aufgenommen werden:

$$F_{SB} = F_B + F_{DB} \quad (19.2)$$

mit

$$F_B = p \cdot \pi \cdot d_D^2 / 4$$

$$F_{DB} = \pi \cdot d_D \cdot p \cdot S_D \cdot k_1$$

d_D mittlerer Durchmesser der Dichtung

p Innendruck

k_1 fiktive Wirkbreite der Dichtung, Werte nach **TB 19-1a**

S_D Sicherheitsbeiwert, $S_D = 1,2$

Ist $F_{DV} > F_{SB}$ kann bei Weichstoff- und Metallweichstoffdichtungen die Vorverformungskraft berechnet werden mit $F'_{DV} = 0,2 \cdot F_{DV} + 0,8\sqrt{F_{SB} \cdot F_{DV}}$.

Die zulässige Belastung im Betrieb beträgt bei Metall- bzw. Kammprofil dichtungen

$$F_{D\theta} = \pi \cdot d_D \cdot k_0 \cdot K_{D\theta} \quad \text{bzw.} \quad F_{D\theta} = \pi \cdot d_D \cdot \sqrt{X} \cdot k_0 \cdot K_{D\theta} \quad (19.3)$$

d_D, k_0 siehe Gl. (19.1)

$K_{D\theta}$ Formänderungswiderstand der Dichtung bei Betriebstemperatur, Werte nach **TB 19-1b**.

Um die Dichtwirkung auch bei wiederholtem An- und Abfahren zu gewährleisten muss $F_{D\theta} \geq F_{SB}$ sein. Bei Weichstoff- und Metallweichstoffdichtungen ist mögliches Setzen nach der ersten Belastung durch Nachziehen der Schrauben auszugleichen.

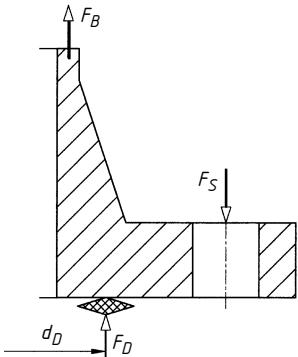


Bild 19-9 Kräfte am Flansch

Die für die Flanschverbindung erforderliche Schraubengröße wird aus dem größten Wert für den *Kerndurchmesser* d_3 von Schraubenscheiben ermittelt, der sich aus den Gleichungen ergibt

Betriebszustand	$d_3 = Z \cdot \sqrt{F_{SB}/(K \cdot n)} + c_5$
Prüfzustand	$d_3 = Z \cdot \sqrt{F_{SB}/(K_{20} \cdot n)}$
Einbauzustand	$d_3 = Z \cdot \sqrt{F_{DV}/(K_{20} \cdot n)}$

(19.4)

F_{SB}, F_{DV} siehe Gln. (19.1) und (19.2)

Z Hilfsgröße, Werte aus **TB 19-1c**

n Anzahl der Schrauben

K, K_{20} Festigkeitswert nach **TB 6-15** bei Betriebstemperatur bzw. bei 20 °C, siehe auch unter Gl. (6.30b). Bei hochfesten Schrauben kann für K und K_{20} die Streckgrenze R_{eL} nach **TB 8-4** für Temperaturen bis ca. 120 °C eingesetzt werden.

c_5 Konstruktionszuschlag, 3 mm $\geq c_5 = (65 - Z \cdot \sqrt{F_{SB}/(K \cdot n)})/15 \geq 1$ mm

Bei Dehnschrauben ist d_3 durch den Schaftdurchmesser d_T zu ersetzen und $c_5 = 0$ zu setzen.

Bild 19-10 zeigt das Verspannungsschaubild für die Schraubenverbindungen von Flanschen mit den entsprechenden Schraubenkräften (F_D entspricht F_{DV} bzw. F_{SB}).

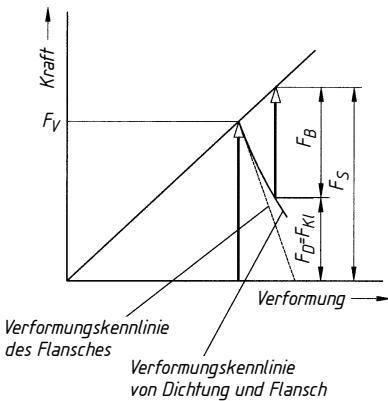


Bild 19-10

Verspannungsschaubild (vereinfacht) für Schraubenverbindungen mit Dichtung in der Trennfuge

Viskos aufgetragene Dichtmassen können in die FIP (Formed-In-Place)- und die CIP (Cured-In-Place)-Flächendichtungen unterteilt werden. Bei der *FIP-Flächendichtung* werden unmittelbar nach dem Dichtmassenauftrag die Bauteile gefügt. Die durch das Fügen gleichmäßig verteilte Dichtmasse härtet nach dem Fügen aus und bildet eine dauerhafte Dichtung, die ohne Vorverformungskraft nur durch die Adhäsion zwischen Dichtmasse und Fügepartner dichtet.

Bei der *CIP-Flächendichtung* wird die Dichtmasse in exakten Raupen auf einen Fügepartner aufgetragen und mit UV-Licht ausgehärtet. Die Dichtwirkung zum anderen Fügepartner muss wie bei den vorgeformten Dichtungen durch ausreichenden Druck erzeugt werden. Da die Dichtung mit einem Fügepartner fest verbunden ist, kann sie zu den integrierten elastomeren Dichtungen gezählt werden. *Integrierte elastomere Dichtungen* können auch durch Aufvulkanisieren der Dichtung (kostenintensive Form und temperaturbeständige Werkstoffe erforderlich) oder dem Vergießen eines Kunststoffträgerwerkstoffes und des elastomeren Dichtungswerkstoffes in einer kombinierten Gussform hergestellt werden, **Bild 19-11**.

Wichtig bei Flächendichtungen ist neben der Dichtung auch die Gestaltung der Flansche.

Die Abdichtung zwischen zwei Fügepartnern, über die größere Kräfte geleitet werden, z. B. Getriebegehäuse, Zylinderkopf an Motorblock oder anderen Anbaugruppen von Verbrennungsmotoren, setzt steife Flansche, ebene Oberflächen ($R_a = 0,8$ bis $3,2 \mu\text{m}$, Planheit kleiner 0,1 mm über eine Länge von 400 mm) und einen möglichst gleichmäßigen Pressungsverlauf entlang der Dichtungslinie voraus. Bei üblicherweise eingesetzten Schraubenverbindungen baut

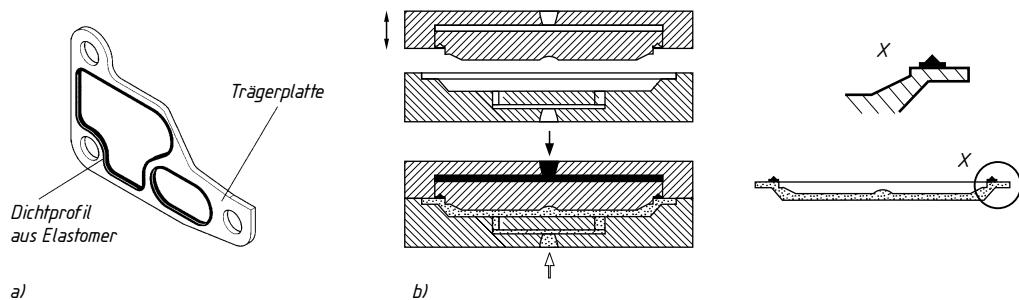


Bild 19-11 Integrierte Dichtungen. a) anvulkanisierte Dichtung (Werkbild), b) kombiniertes Gussverfahren



Bild 19-12 Schraubenanordnung bei steifen Flanschen. a) optimaler Schraubenabstand, b) ungünstige Anordnung, c) günstige Anordnung (Werkbild)

sich in den Flanschen ein Druckbereich mit einem Druckwinkel von 45° auf, der einen optimalen Schraubenabstand von $D_A = d_w + 2 \cdot h_{\min}$ ergibt (s. **Bild 19-12a**). Die Verbindungsleitung zwischen den Schrauben sollte im Druckbereich der Flansche liegen, **Bild 19-12b** und **c**.

Sind keine steifen Flansche notwendig, z. B. bei Schutzgehäusen wie Abschlussdeckel von Getrieben, Abdeckung von Kettentrieben, oder steife Flansche nicht realisierbar, müssen sehr flexible Dichtungen eingesetzt werden, die eine Mindestdicke benötigen.

Selbsttätige Dichtungen

Bei den selbsttätigen Dichtungen wird durch kleinere äußere Kräfte die Dichtung zum Anliegen gebracht. Der Betriebsdruck verstärkt die Dichtwirkung. **Bild 19-13** zeigt als Beispiel den vielfach im Behälterbau bei großen Drücken eingesetzten *Delta-Ring*. Bei Weichstoffdichtungen kann ein Stützring erforderlich werden, der das Fließen der Dichtung in den Dichtspalt verhindert (s. z. B. **Bild 19-26d**).

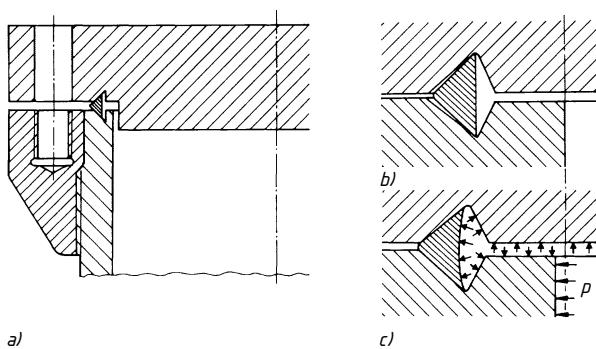


Bild 19-13
Selbsttätige Dichtung mit Deltaring.
a) Einbauzustand
b) unbelastet
c) bei Betriebsdruck

O-Ringe

Rundringe, kurz O-Ringe genannt, sind die am vielseitigsten eingesetzten statischen Dichtungen. Ihr Einsatz erfolgt bis zu sehr hohen Drücken (1000 bar und mehr). Sie können auch als dynamische Dichtungen (bei mäßigen Geschwindigkeiten und begrenzten Drücken) eingesetzt werden (s. 19.3).

Für die Aufnahme werden meist Rechtecknuten vorgesehen. Deren Flächeninhalt soll ca. 25 % größer als der O-Ringquerschnitt sein, damit der Druck an einer möglichst großen O-Ringfläche angreifen kann und ein geringes Quellen des O-Ringes möglich ist. Die Nuttiefe muss kleiner als der O-Ringdurchmesser sein, damit der Ring eine Vorpressung erhält. **TB 19-2b** enthält Richtwerte für übliche Abmessungen von Rechtecknuten bei radialer und bei axialer Verformung, von Dreiecknut und Trapeznut. Die Rechtecknut ist der Dreiecknut vorzuziehen, da die für die Dichtfunktion unbedingt erforderliche Einhaltung der Tolerierung bei der Dreiecknut schwierig und damit teuer ist. Die Trapeznut wird verwendet, wenn der O-Ring durch die Nut festgehalten werden soll. Maße für O-Ringe nach DIN 3771 s. **TB 19-2a**.

Ist ein Spalt zwischen den beiden Fügepartnern, so muss darauf geachtet werden, dass der Druck den O-Ring nicht in den Spalt drückt. **TB 19-3** zeigt zulässige Spaltweiten in Abhängigkeit vom Betriebsdruck und der Härte des O-Rings beim statischen bzw. dynamischen Dichtfall. Durch auf der druckabgewandten Seite angeordnete Stützringe können die Anwendungsgrenzen wesentlich erhöht werden.

O-Ringe werden auch mit anderen Querschnitten angeboten, z. B. der *Quadrинг* zum Verringen der Verdrillgefahr. Durch die kleinere Reibung ist er auch für höhere Geschwindigkeiten geeignet.

O-Ringe dürfen bei der Montage nicht über Gewinde, scharfe Kanten usw. gezogen werden, um Beschädigungen zu vermeiden. Wenn möglich sind Einbauschrägen von 15° vorzusehen.

Hermetische Dichtungen

Hermetische Dichtungen sind Dichtungen mit einem hochelastischen Glied (Faltenbalg oder Membran), das den Relativbewegungen von Maschinenteilen ohne Gleiten folgen kann. Die Dichtung ist statisch am ruhenden Gehäuse und am bewegten Maschinenteil eingespannt und kann damit absolut dicht gestaltet werden. Sie ist reibungs-, verschleiß- und wartungsfrei und eignet sich besonders für kleine Hubbewegungen zum Abdichten giftiger, feuergefährlicher, explosiver oder sehr wertvoller Betriebsstoffe, als Vakuumdichtung und Schutzdichtung. Als Werkstoff werden Gummi, gewebeverstärkter Gummi, Kunststoffe, Leder, Messing, Tombak oder nicht rostender Stahl verwendet.

Bild 19-14a zeigt einen *Metallfaltenbalg* in einer Gleitringdichtung (einzelne Membranbleche sind außen und innen miteinander verschweißt, wodurch eine kurze Bauform entsteht), **Bild 19-14b** in einer vakuumdichten Wellendurchführung als Rollbalg. Bei dieser Konstruktion wird die

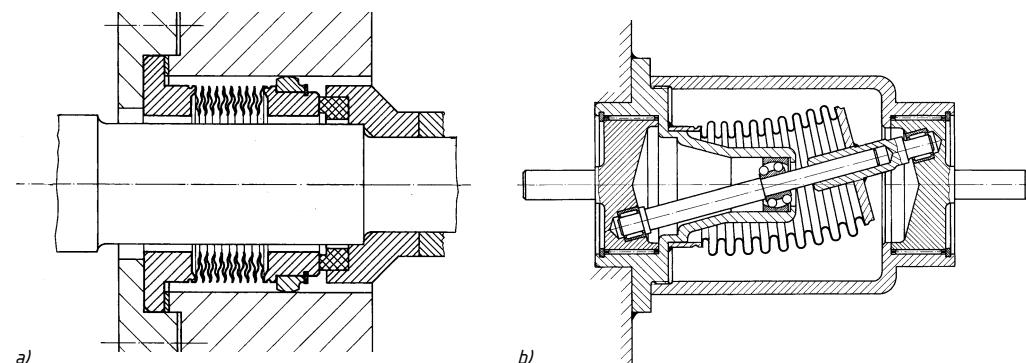


Bild 19-14 Metallfaltenbalg.

a) in einer Gleitringdichtung, b) in einer vakuumdichten Wellendurchführung (Werkbilder)

Drehbewegung über eine Zwischenwelle mit Taumelbewegung übertragen, um schwer abzudichtende Gleitflächen zu vermeiden.

Faltenbälge als Schutzabdichtungen werden bei axialbeweglichen Schubstangen, Antriebs- und Schaltgelenken, Spindeln, Gleitführungen usw. zum Schutz vor eindringendem Schmutz oder Spritzwasser und Austritt von Schmiermitteln ohne wesentlichen Druckunterschied zwischen innen und außen eingesetzt. **Bild 19-15** zeigt die Abdichtung einer Hinterachsgelenkrolle.

Membrandichtungen werden als Flach- und Wellmembran in Mess- und Regelgeräten und Pumpen, als dünnwandige, flexible Rollmembran in hydraulischen und pneumatischen Regel- und Steuergeräten eingesetzt (**Bild 19-16**).

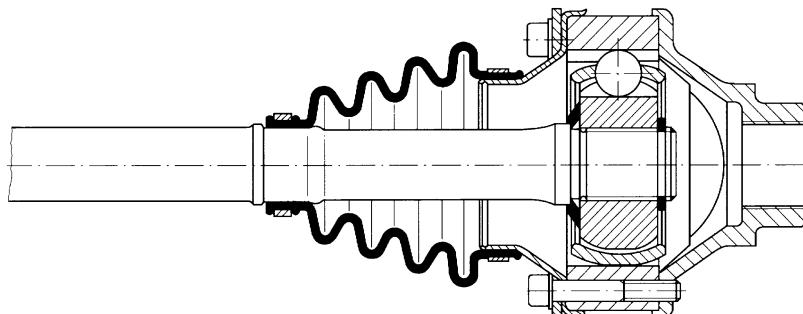


Bild 19-15 Gummielastischer Faltenbalg zur Abdichtung einer Hinterachsgelenkrolle (Werkbild)

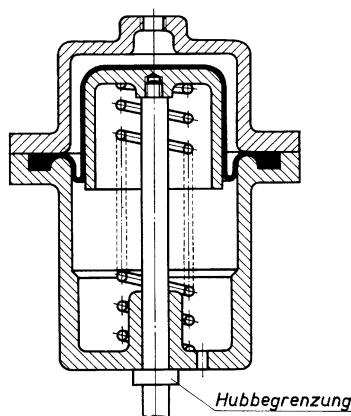


Bild 19-16
Rollmembran in einem Steuerkolben (Werkbild)

19.3 Berührungsabdichtungen zwischen relativ bewegten Bauteilen (Dynamische Dichtungen)

19.3.1 Dichtungen für Drehbewegungen

Die Art der Dichtung wird wesentlich bestimmt durch die abzudichtende Druckdifferenz. Treten keine bzw. nur kleine Druckdifferenzen auf, wie es bei Lagerdichtungen meistens der Fall ist, kommen Radialwellendichtringe und Filzringe für radiale Dichtflächen, federnde Abdeckscheiben, V-Ringe und bei starker Schmutzbelastung axiale Laufingdichtungen zum Einsatz. Konstruktionsrichtlinien für diese Dichtungen sind in **TB 19-9a** zusammengefasst. Bei abzudichtenden Räumen mit unterschiedlichen Drücken werden seitlich abgestützte Radialwellendichtringe mit verstärkter Dichtlippe, die teureren axialen Gleitringdichtungen oder Stopfbuchsen eingesetzt.

Abdichtungen gegen radiale Flächen

Radial-Wellendichtringe (RWDR) sind die am häufigsten eingesetzten Dichtungen bei fett- und ölgeschmierten Wälzlagern. Diese Ringe zeichnen sich durch hohe Dichtwirkung und Lebensdauer aus. Sie dichten statisch gegenüber dem Gehäuse durch den meist kunststoffumhüllten Metallring (*V*) und gegenüber der rotierenden Welle mit der Dichtlippe (*D*), die in der Regel durch eine Schlauchfeder (*F*) leicht und gleichmäßig gegen die Welle gedrückt wird (**Bild 19-17b**). Einbaubeispiele zeigt **Bild 19-18**. Die Dichtlippe soll immer zum Medium gerichtet sein, gegen das abgedichtet wird¹⁾; in **Bild 19-18a** gegen Austreten des Schmiermittels (normale Lage), in **Bild 19-18b** hauptsächlich gegen Eindringen von Spritzwasser u. dgl. und in **Bild 19-18c** gegen Eindringen von Wasser bei kleinem Druck (die Fettkammer dient zur Schmierung der Dichtlippe und dichtet mit ab). Eine besonders bei Rundheits- und Rundlaufabweichungen oder Schwingungen der Welle erforderliche zusätzliche Dichtwirkung kann durch Dichtlippen mit Drall erreicht werden (kleine Stollen werden auf der Luftseite der Lippe angeformt).

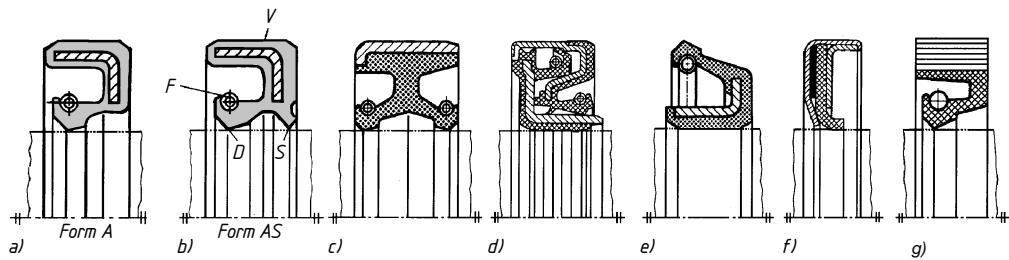


Bild 19-17 Bauformen der Radial-Wellendichtringe. a) und b) nach DIN 3760 ohne (Form A) und mit Staublippe (Form AS), c) mit Metallsitz und zwei Dichtlippen zum Trennen zweier unterschiedlicher Medien, d) Kassettdichtung für sehr große Schmutzbelastung, e) außendichtend vorzugsweise für umlaufende Außenteile, f) für höhere Drücke und mit PTFE-Dichtlippe, g) mit Gewebeeinlage anstelle Metallring für große Durchmesser (auch geteilt)

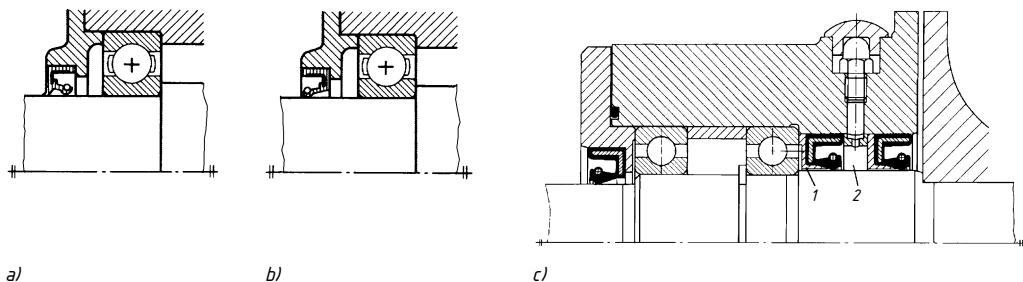


Bild 19-18 Einbaubeispiele für RWDR mit Abdichtung gegen: a) Schmiermittelaustritt, b) vorzugsweise Spritzwassereintritt, c) Wasser mit leichter Druckbeaufschlagung: 1 Stützring, 2 Fettfüllung

Verschiedene Bauformen der Dichtringe zeigt **Bild 19-17**: Form A nur mit Dichtlippe (*D*), Form AS mit Dicht- und Staublippe (*S*) nach DIN 3760 sowie nicht genormte Formen aus der umfangreichen Palette der Dichtungshersteller. Die Normringe bestehen aus einem Mantel (einschließlich Lippen) aus Elastomeren (Kunststoffe auf Kautschuk-Basis) und einem Versteifungsring (*V*) aus Metall, meist Stahl. Die Wahl des Elastomeres richtet sich nach der Art des

¹⁾ Durch die Form der Dichtlippe entsteht im Dichtspalt eine hydrodynamische Förderwirkung von der Luft- zur Flüssigkeitsseite unabhängig von der Drehrichtung, die die Dichtwirkung erhöht und eine Flüssigkeitsreibung begünstigt.

abzudichtenden Mediums, dessen Temperatur und der Umfangsgeschwindigkeit der Welle (s. **TB 19-4b**). Abmessungen s. **TB 19-4a**.

Die wichtigsten Einbaurichtlinien zeigt **Bild 19-19a**. Entscheidend für die Lebensdauer der Ringe ist eine möglichst glatte, drallfrei geschliffene oder polierte, gehärtete (45 ... 55 HRC) Wellenoberfläche und eine Schmierung der Dichtlippe, z. B. im Einbaubeispiel **Bild 19-18c** durch die Fettfüllung, die bei Form AS auch zwischen den Lippen möglich ist. Für den Einbau der Ringe (Welle leicht eingeölt) soll die Gehäusebohrung eine leichte Anfasung erhalten. In Einbaurichtung Y bzw. Z muss an der Welle eine Anfasung bzw. Rundung vorgesehen werden oder es sind Einbauhülsen zu verwenden (**Bild 19-19b**), um eine Beschädigung der Ringe zu vermeiden. Da der Dichtring sehr empfindlich gegenüber Lageabweichungen der Welle zur Bohrung ist, sollte er möglichst nahe am Lager angeordnet werden.

Der *Filzring* nach DIN 5419 (**Bild 19-20**) ist mit einem quadratischen Weichpackungsring vergleichbar. Durch die konisch auszuführende Nut mit 7° Seitenwinkel wird der Ring axial am Ringgrund zusammengedrückt und hierdurch nach innen gegen die Welle gedrückt. Der Ring darf am Ringgrund nicht anliegen, um Wärmeausdehnungen zu ermöglichen. Der beim Einbau leicht zu ölende Filzring speichert das Öl in seinen Poren und gibt es im Betrieb ab (hierdurch gute Notlaufeigenschaften). Durch seine hohe Elastizität ist eine gute Anpassung an die Welle auch bei Unrundheit und Schiefstellung gegeben.

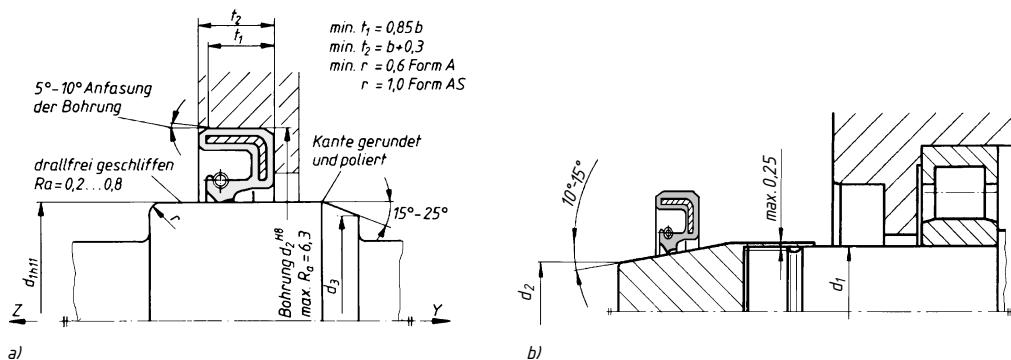


Bild 19-19 Einbau von Radial-Wellendichtringen. a) Gestaltung von Welle und Bohrung, b) Einbau mit Einbauhülse

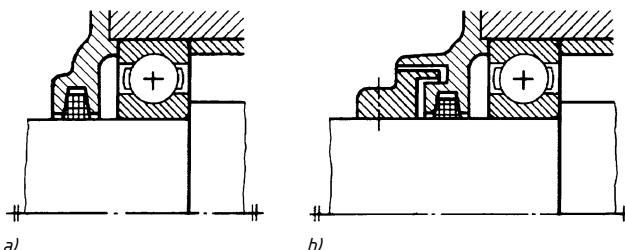


Bild 19-20
Filzringdichtung.
a) als Hauptdichtung
b) als Zusatzdichtung

Filzringe werden verwendet bei Gleitgeschwindigkeiten (Umfangsgeschwindigkeit der Welle) bis $\approx 4 \text{ m/s}$ und bei Temperaturen bis $\approx 100^\circ\text{C}$. Bei höheren Temperaturen werden sie steif und unelastisch und verlieren damit ihre Dichtwirkung, höhere Gleitgeschwindigkeiten führen zum Verkleben. Deshalb werden hier grafierte Ringe oder Ringe aus speziellen Kunststoffen eingesetzt. Angewendet werden Filzringe z. B. bei Motoren, Getrieben, Steh- und Flanschlagern (**Bild 14-45**) und vielfach als Feindichtung hinter Labyrinthen (**Bild 19-20b**). Abmessungen s. **TB 19-5**.

Abdichtung gegen axiale Flächen

Raumsparende Dichtungen bei Fettschmierung sind die *federnden Abdeckscheiben* (**Bild 19-21**), die je nach Lagergestaltung mit dem Innen- oder Außenring festgespannt werden und sich leicht federnd gegen den anderen Ring legen. Nach einer Einlaufzeit mit Verschleiß bildet sich ein sehr enger Spalt, so dass danach eine berührungsreie Abdichtung vorliegt. Durch Verwendung von zwei Federscheiben kann ein zusätzlicher Fettraum geschaffen werden, der den Schutz gegen eindringende Verunreinigungen verbessert. Beim Einbau der Federscheiben ist auf ausreichende Zentrierung durch die Welle bzw. Bohrung zu achten. Die mit dem äußeren Wälzlagerring verspannte Scheibe ist zu bevorzugen, da hier das Fett weniger herausschleudern kann. Abmessungen s. **TB 19-7**.

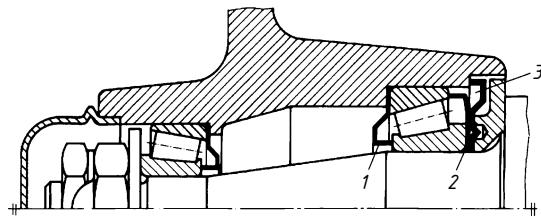


Bild 19-21

Federnde Abdeckscheiben (Werkbild):
1 am Innenring schleifend, 2 am Außenring
schleifend, 3 mit Fettkammer

In Form und Wirkung ähnlich sind die in eine Ausnehmung des Außenringes eingepressten Abdeckscheiben (**Bild 14-6b**) oder die ähnlich gestalteten Dichtscheiben (**Bild 14-6c**), bei denen gegen den Innenring anliegende Dichtlippen das Lager nach außen dicht schließen. Solche Lager werden, bereits mit Fett gefüllt, von den Wälzlagerherstellern auch serienmäßig geliefert (s. a. Kapitel 14).

V-Ringe sind einfach aufgebaute Lippendichtungen aus weichem Gummi, deren Dichtlippe infolge elastischer Verformung axial gegen eine Gehäusefläche drückt (**Bild 19-22**). Die (plane) Dichtfläche sollte feingedreht ($Ra = 0,4$ bis $2,5 \mu\text{m}$ je nach Medium und Geschwindigkeit) ohne radiale Bearbeitungsrillen sein, die Welle kann dagegen rau sein (Ring hält besser). Bei der Montage darf der Ring stark gedeckt werden und kann damit problemlos über scharfe Kanten, Nuten, Gewinde etc. geführt werden. Durch ein bestimmtes Untermaß sitzt der Ring fest und dichtet gegen die Welle ab. Bei hohen Umfangsgeschwindigkeiten ($v \approx 12 \text{ m/s}$) hebt die Flieh- kraft die Pressung gegen die Welle auf. Fast gleichzeitig ($v \approx 15 \text{ m/s}$) hebt die Dichtlippe von der Gehäusefläche ab und es bildet sich ein radialer Dichtspalt. Durch Überschieben eines Halteringes mit Vorspannung (**Bild 19-22b**) kann der V-Ring bis 30 m/s als Spaltring verwendet werden, der Gamma-Ring durch den bereits anvulkanisierten Metallmantel (**Bild 19-22c**) bis ca. 20 m/s .

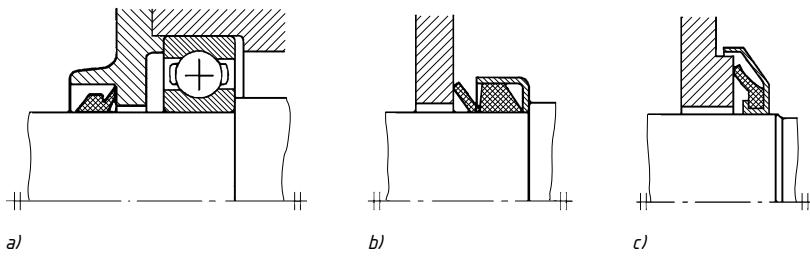


Bild 19-22 V-Ringe. a) Grundform, b) mit Haltering, c) Gamma-Ring

Die axiale Lippe wirkt als Schleuderscheibe gegen Schmutz, Spritzwasser usw. Fluchtungsfehler infolge Parallelversatz bis über 1 mm und Winkelversatz bis einige Grad können überbrückt werden; eine axiale Abstützung kann dann erforderlich sein. Aufgrund ihrer Eigenschaften sind V-Ringe sehr gut zum Abdichten von z. B. Pendelrollenlagern und Gelenkköpfen als äußere

Schutzabdichtung (Vordichtung), in Labyrinthen als Feindichtung (kleinbauend) und, innen angeordnet, bei Ölschmierung geeignet. Abmessung s. **TB 19-6**.

Eine sehr aufwendige und damit teure Dichtung ist die *axiale Gleitringdichtung* zum Abdichten rotierender Wellen gegenüber Flüssigkeiten, Laugen, Gasen usw. Ihr prinzipieller Aufbau ist aus **Bild 19-23a** zu ersehen. Die dynamische Dichtung erfolgt zwischen dem mit der Welle rotierenden Gleitring (1) und dem ruhenden Gegenring (2) auf einer axialen Gleitfläche. Die zwei O-Ringe (3) und (4) dichten statisch zwischen Welle und Gleitring (1) bzw. zwischen Gegenring (2) und Gehäuse (5), wobei der O-Ring (4) gleichzeitig den Gegenring elastisch gegen Verdrehen sichert. Die Druckfeder (6) überträgt das Drehmoment auf den rotierenden Gleitring (1), sorgt für den erforderlichen Anpressdruck zwischen den Dichtringen und gleicht unterschiedliche Wärmeausdehnungen und Verschleiß aus. Anstelle der O-Ringe zur Abdichtung des Gleittrings zur Welle werden auch Membranen, Faltenbälge (**Bild 19-14a**) oder Nutringe eingesetzt. Vielfach sind zusätzliche Verdreh sicherungen für Gleit- und Gegenring erforderlich.

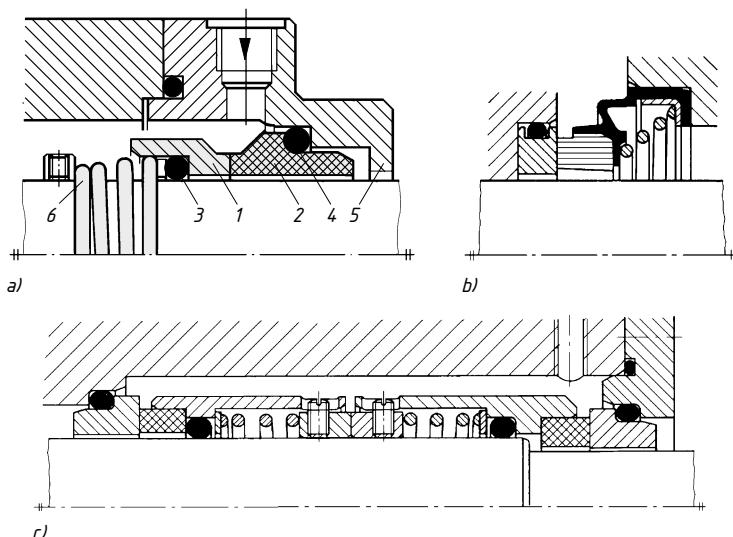


Bild 19-23 Axial-Gleitringdichtung. a) mit Welle umlaufend, nicht entlastet, Innenanordnung, b) stationär, nicht entlastet, mit Welle umlaufend, c) doppeltwirkend, die dem Medium abgewandte Seite druckentlastet durch Wellenabsatz (Werkbilder)

Für die feinstbearbeiteten, polierten Gleitflächen ($Ra = 0,015$ bis $0,35 \mu\text{m}$) werden verschiedene Werkstoffe, meist Kunstkohle, Kunststoffe, Keramik, Metallkarbide, Metalle oder Spezial grauguss verwendet, wobei eine Kombination harte gegen weiche Lauffläche (gute Einlauf eigenschaft), bei Medien mit abrasiven Stoffen eine Kombination hart/hart bevorzugt wird. Es herrscht meist Mischreibung vor ($\mu = 0,05$ bis $0,1$). Zum Verringern der Reibung bei Flüssigkeitsdichtung werden auch in die Gleitflächen Ausnehmungen eingearbeitet, die zur Bildung von hydrodynamischen Keilspalten führen (Reibwert $\mu = 0,01$ bis $0,001$) oder bei Gasabdichtung wird durch Bohrungen zwischen die Gleitflächen Kühl- oder Sperrflüssigkeit gepresst, wodurch ein hydrostatischer Spalt entsteht.

Gleitringdichtungen werden einfach- oder doppeltwirkend, druckentlastet (durch Wellenabsätze oder Hülsen wird die Druckfläche auf den Gleitring kleiner gehalten als die Laufflächefläche) oder nicht druckentlastet, umlaufend oder stationär, in Innen- oder Außenanordnung ausgeführt. **Bild 19-23** zeigt hierzu Beispiele.

Gleitringdichtungen werden eingesetzt bei Temperaturen von -220°C bis 450°C , Drücken vom Vakuum bis 450 bar, Umfangsgeschwindigkeiten bis über 100 m/s.

In Verbindung mit ihren geringen Leckverlusten (meist unsichtbar infolge Verdunstung), hoher Betriebssicherheit und Lebensdauer ergibt sich ein sehr breites Einsatzgebiet z. B. in Pumpen, Kompressoren/Verdichtern, Rührwerken, Mühlen, Haushaltsgeräten.

Laufwerktdichtungen sind vom Aufbau her einfache Axialgleitringdichtungen mit harten verschleißfesten Laufflächen, die zum Schutz von Fahrwerken bei sehr hohen Verschmutzungen, z. B. in Baumaschinen, Traktoren, Raupenfahrzeugen, eingesetzt werden (**Bild 19-24**).

Die dynamische Abdichtung erfolgt axial zwischen den metallischen Gleitflächen von zwei Gleitringen (1), die im abgebildeten Beispiel durch dicke elastische O-Ringe gegeneinander gepresst werden. Ein O-Ring (2) dichtet den Spalt zwischen Gleitring und feststehendem Gehäuse ab und hält den Gleitring fest, der andere O-Ring (3) nimmt den Gleitring (1) elastisch mit der Welle mit. Bei der vorzuhaltenden Ölschmierung der Dichtfläche sind Gleitgeschwindigkeiten bis 10 m/s, bei Fettschmierung bis 3 m/s erreichbar. Durch die axialen Gleitflächen sind große Mittenabweichungen, durch die elastischen O-Ringe erhebliche Winkelabweichungen und selbsttätiger Verschleißausgleich möglich.

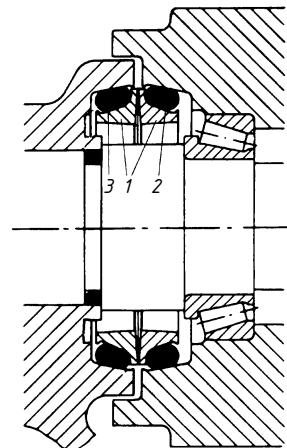


Bild 19-24 Laufwerktdichtung

19.3.2 Dichtungen für Längsbewegung ohne oder mit Drehbewegung

Stopfbuchsen

Stopfbuchsen sind die ältesten bekannten Dichtungen für bewegte Maschinenteile. Sie bestehen aus Weichstoffpackungen oder einzelnen elastischen Packungsringen mit vorwiegend quadratischem Querschnitt, die in einen Ringraum „gestopft“ werden. Durch axiale Verspannung mittels Brille (1) über Schrauben (2) wird die Packung (3) gegen die Dichtflächen gepresst,

Bild 19-25a. Der Betriebsdruck drückt die Packung gegen die Brille und erzeugt so den für die Dichtung erforderlichen Anpressdruck durch elastische und plastische Verformung der Ringe. Als Ringe werden meist Weichstoffpackungen aus Natur- und Kunststofffasern, Metall-Weichstoffpackungen und Weichmetallpackungen eingesetzt (**Bild 19-25c**). Über eine Schmierlaterne (4) kann Schmiermittel zugeführt oder auch Sperr- oder Kühlflüssigkeit eingebracht werden.

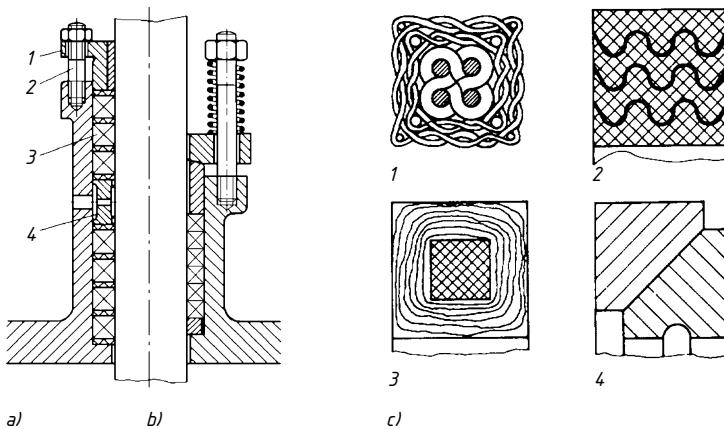


Bild 19-25 Stopfbuchsen. a) Aufbau mit Schmierlaterne, b) mit selbsttätiger Nachstellung über Federn, c) Stopfbuchspackungen: 1 Geflechtpackung, 2 und 3 Metall-Weichstoffpackungen, 4 Weichmetallpackung (Kegelpackung)

Stopfbuchsen werden für hin- und hergehende Bewegungen (Kolbenstangen), für drehende und schiebende Bewegungen (Ventilspindeln) und bei drehenden Wellen (z. B. Pumpen) eingesetzt, insbesondere wenn hohe Drücke und Temperaturen bei gleichzeitig relativ kleinen Gleitgeschwindigkeiten vorliegen. Bei höheren Gleitgeschwindigkeiten bestehen infolge Reibung, Erwärmung und Verschleiß schlechte Dichtfähigkeit und Überhitzungsgefahr und damit hoher Wartungsaufwand. Zur Verbesserung der Dichtwirkung und Lebensdauer führen hier ballige Brilleneindruckstücke (kein Klemmen bei schiefem Anziehen der Brille) und Federanpressung der Brille (**Bild 19-25b**). Im Gegensatz zu Gleitringdichtungen (plötzlicher Ausfall) werden Stopfbuchsen allmählich undicht.

Empfohlene Abmessungen der Packungen s. **TB 19-8**, Oberfläche der Wellen feingedreht oder geschliffen ($R_a \leq 0,8 \mu\text{m}$), evtl. gehärtet oder hartverchromt (geringerer Verschleiß).

Formdichtungen

Die vorwiegend in der Pneumatik und Hydraulik eingesetzten Formdichtungen werden in Lippen- und Kompaktdichtungen unterteilt. Im Zylinder angeordnet werden sie auch als *Stangendichtung*, im Kolben eingebaut als *Kolbendichtung* bezeichnet, **Bild 19-26**. Sie sind selbstdichtende Berührungs dichtungen, die nach der Montage durch Eigenelastizität oder eine Ringfeder an den abzudichtenden Flächen anliegen, der Betriebsdruck verstärkt die Anpressung. Sie werden vorwiegend aus gummielastischen Werkstoffen hergestellt mit z. T. an vulkanisierten Stütz- oder Führungsringen und Gewebematerial.

Bei den *Lippendichtungen*, zu diesen zählen die *Nutringe* und *Manschetten* (**Bild 19-26**), wird nur die Dichtlippe bei der Montage verformt, wodurch sich eine verhältnismäßig kleine Vor pressung und Reibung ergibt. Diese Dichtungen werden vorwiegend bei kleineren Drücken eingesetzt. Durch beim Nutring an vulkanisierten Stützring (Backring), der eine Spaltextrusion verhindert, sind größere Drücke erreichbar, ebenso durch Hintereinanderanordnung mehrerer Nutringe zu Dachmanschettensätzen, wodurch eine Kompaktdichtung entsteht (**Bild 19-27c**).

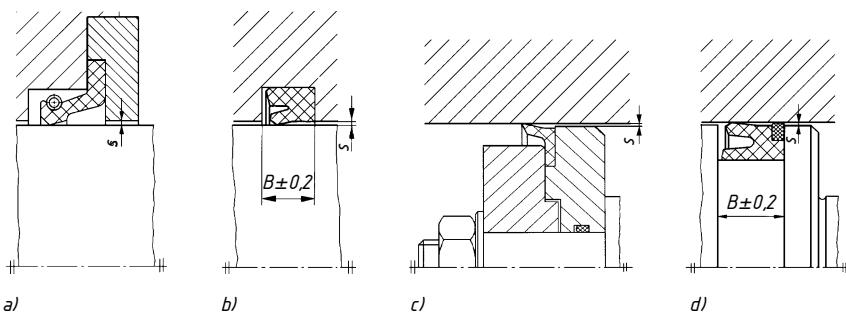


Bild 19-26 Lippendichtungen. a) Hutmanschette mit Feder, b) Nutring, c) Topfmanschette, d) Nutring mit Backring

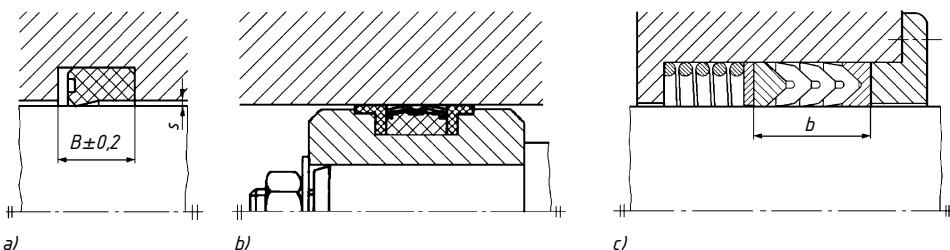


Bild 19-27 Kompaktdichtungen. a) Grundtyp, b) Kolbendichtung mit Führungsbackringen, c) Dachmanschettensatz

Die ein geschlossenes Profil besitzenden *Kompaktdichtungen* (**Bild 19-27**) werden bei der Montage zusammengepresst und erzeugen damit hohe Anpress- und Reibungskräfte. Ihr Anwendungsbereich liegt vorwiegend im Hochdruckbereich.

Um die Reibung und damit den Verschleiß gering zu halten, ist eine Schmierung der Gleitflächen erforderlich. Diese wird durch die im Dichtspalt herrschende Schleppströmung erreicht, d. h. ein durch die Adhäsion an der Gleitfläche haftender Schmierfilm drückt die Lippe beim Vorwärtshub von der Dichtfläche, beim Rückwärtshub wird ein Teil dieses Films abgestreift. Der verbleibende Teil führt zu einem bestimmten Leckverlust. Neben der Anpresskraft ist die Zähigkeit des Schmieröls, die Gleitgeschwindigkeit, die Oberflächengüte und die Form der Dichtlippe für die Größe des nicht abgestreiften Schmierfilms verantwortlich.

Bei Pneumatikdichtungen erfolgt in der Regel eine einmalige Schmierung bei der Montage. Die Dichtlippe darf deshalb den Dichtfilm nicht abstreifen, während bei Hydraulikdichtungen der Schmierfilm möglichst gut abgestreift werden soll. Hieraus resultieren unterschiedliche Dichtlippenformen, **Bild 19-28**.

Häufig in Verbindung mit Lippendichtungen wird ein *Abstreifring* eingesetzt, **Bild 19-29**. Dieser verhindert, dass Schmutz an die empfindliche Dichtlippe gelangt und diese beschädigt.

Formdichtungen sind vorwiegend für Längsbewegungen bei Gleitgeschwindigkeiten $v \leq 0,5 \text{ m/s}$ und Temperaturen an der Dichtlippe bis 100°C , Dichtungen aus PTFE bis 260°C geeignet. Zulässige Drücke: Nutringe bis 400 bar, Manschetten bis 60 bar.

Nutringe werden mit axialem Spiel ($\leq 0,3 \text{ mm}$), Kompaktdichtungen mit leichter Vorspannung eingebaut. Die zulässige Spaltweite richtet sich nach Werkstoffhärte, Betriebsdruck und Abstützung durch Backring (Extrusionsgefahr). Die Gleitflächen sollten geschliffen, gehobt oder glattgewalzt sein ($R_a \leq 0,4 \mu\text{m}$), die Nut gedreht oder geschliffen ($R_a \leq 1,6 \mu\text{m}$).

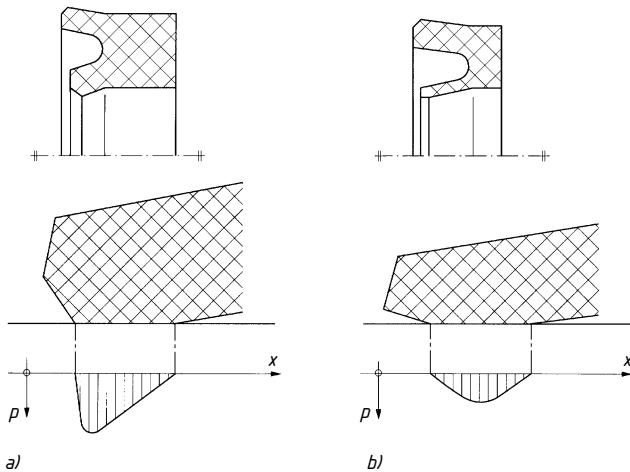


Bild 19-28

Form der Dichtlippe und Pressungsverteilung bei Nutringen.
a) für Hydraulik und b) Pneumatik

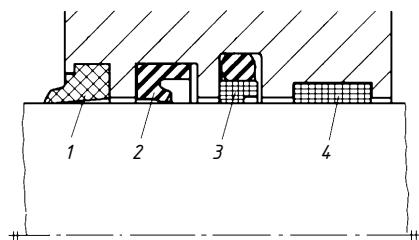
Ringdichtungen

Zu den Ringdichtungen gehören die Kolbenringe und PTFE-Ringe.

Kolbenringe sind meist einfach radial geschlitzte rechteckige Ringe aus in der Regel Sonder- grauguss, die durch die Eigenfederung dicht an der Zylinderwand anliegen. Die wirksame Dichtpressung wird wie bei den Formdichtungen durch den Betriebsdruck erzielt. Sie werden vorwiegend in Verbrennungsmotoren und bei dynamisch hochbelasteten Kolben- und Stangendichtungen eingesetzt. Neben der Druckabdichtung werden sie auch als Führungs- und in Sonderbauform als Ölabstreifring eingesetzt.

PTFE-Ringe bestehen aus einem Laufring aus PTFE, der von einem O-Ring, der im Nutgrund liegt, angepresst wird, **Bild 19-29**. Wie bei den Kolbenringen ist die Reibung auch bei hohen Drücken sehr niedrig. Deshalb und da der Anlauf auch bei schlechterer Schmierung ruckfrei erfolgt (kein Stick-Slip-Effekt), verdrängen sie zunehmend die Manschettendichtungen.

Der Nachteil der Ringdichtungen ist der gegenüber den Formdichtungen relativ große Leckverlust, der durch entsprechende Formgebung etwas verringert werden kann. Wenn geringe Leckverluste gefordert werden, werden häufig Dichtsysteme eingesetzt, z. B. eine Kombination von Abstreifer, Nutring als Sekundärdichtung, PTFE-Ring als Hauptdichtung und Führungsring, **Bild 19-29**. Der PTFE-Ring dichtet den Druck ab, der dann nur mit geringem Druck beaufschlagte Nutring sorgt für das Abstreifen des Ölfilms, und der Abstreifer schützt die Dichtungen vor Verschmutzung. Da nicht metallische Dichtungen keine Führung von Wellen, Kolben bzw. Stangen übernehmen dürfen, sind ein oder zwei Führungsringe immer erforderlich.

**Bild 19-29**

Dichtsystem.

1 Abstreifer, 2 Nutring, 3 PTFE-Ring, 4 Führungsring

19.4 Berührungsreie Dichtungen zwischen relativ bewegten Bauteilen

Bei berührungsreien Dichtungen wird die Dichtwirkung enger Spalten ausgenutzt. Durch das verschleiß- und reibungsfreie Arbeiten haben solche Dichtungen eine unbegrenzte Lebensdauer. Gegenüber Berührungsdiichtungen ist allerdings mit höheren Leckverlusten aufgrund des Spaltes zu rechnen. Die Konstruktion des Spaltes ist damit wesentlich für die Dichtwirkung. Der Einsatz der Dichtungen erfolgt vorwiegend zur Abdichtung von Achsen und Wellen mit hohen Drehzahlen ohne Druckunterschied (berührungsreie Schutzdichtungen) oder mit Druckunterschied (Strömungsdiichtungen). Mit entsprechendem Aufwand können berührungsreie Dichtungen auch weitgehend dicht ausgeführt werden. Hierzu zählen Dichtungen mit Sperrflüssigkeit, Magnetflüssigkeitsdiichtungen, Sperrluftdiichtungen und Fanglabyrinth-Dichtungen.

Berührungsreie Schutzdichtungen

Sie werden vorwiegend bei fettgeschmierten Lagern verwendet. Das von selbst in den Spalt eindringende und von außen durch Zuführungslöcher eingepresste Fett unterstützt die Dichtwirkung. Die *einfache Spaltdichtung* (**Bild 19-30a**) genügt dort, wo nur mit geringer Verschmutzung zu rechnen ist. Wirksamer ist die *Rillendichtung* (**Bild 19-30b**), bei der radial umlaufende Rillen das Fett besser halten. Sie wird bei Lagern, beispielsweise von Ventilatoren, Elektromotoren und Spindeln von Werkzeugmaschinen, angewendet. Bei Ölumlaufschmierung sind Spritzkanten, Spritzringe oder auch schraubenförmig ausgebildete Rillen erforderlich, wobei der Windungssinn je nach Drehrichtung der Welle so sein muss, dass austretendes Öl wieder ins Lager zurückgefördert wird. Die *Labyrinthdichtung* ist am wirksamsten. Die mit Fett gefüllten Gänge verhindern selbst bei schmutzigstem Betrieb das Eindringen von Fremdkörpern. Bei ungeteilten Gehäusen wird die Dichtung axial gestaltet (**Bild 19-30d**), bei geteilten möglichst radial (**Bild 19-30c**), da sich hierin das Fett besser hält. Die Anwendung ist sehr vielseitig, z. B. bei elektrischen Fahrmotoren, Zementmühlen, Schleifspindeln und Achslagern.

Labyrinthdichtungen lassen sich auch preiswert und platzsparend aus handelsüblichen Dichtlamellen aus gepresstem Stahlblech oder mit Kolbenringen aufbauen (**Bild 19-30e**). Die Dichtwirkung kann dabei mit der Zahl der eingesetzten Lamellensätze bzw. Kolbenringe nach Bedarf variiert werden. Konstruktionsrichtlinien für diese Dichtungen sind in **TB 19-9b** zusammengefasst.

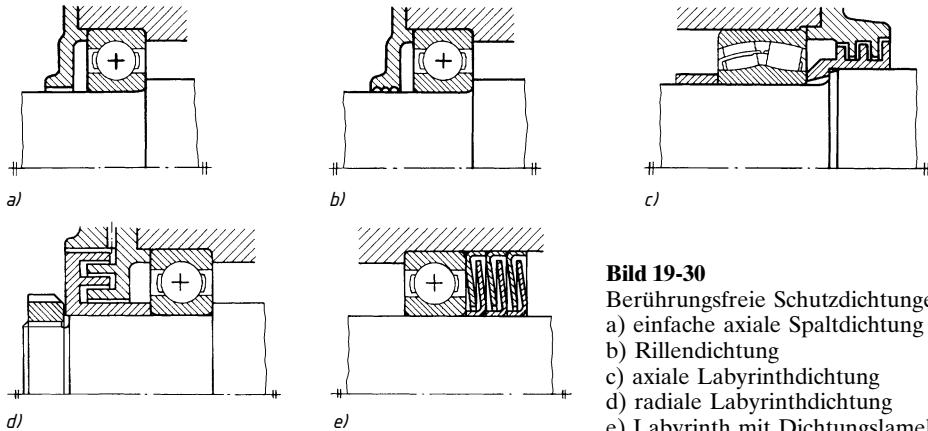


Bild 19-30

Berührungsreie Schutzdichtungen.

- einfache axiale Spaltdichtung
- Rillendichtung
- axiale Labyrinthdichtung
- radiale Labyrinthdichtung
- Labyrinth mit Dichtungslamellen

Strömungsdichtungen

Strömungsdichtungen werden z. B. bei Turboverdichtern, Dampf- und Wasserturbinen, Gebläsen und Kreiselpumpen eingesetzt. Bei diesen kommt es infolge des Druckunterschiedes zwischen den abzudichtenden Räumen zu einer Spaltströmung mit Druckabbau infolge Flüssigkeitsreibung, die bei laminarer Strömung im konzentrischen *einfachen Spalt* eine *Leckmenge* V verursacht von

$$V = \frac{(p_1 - p_2) \cdot s^3 \cdot \pi \cdot d_m}{12 \cdot \eta \cdot l} \quad (19.6)$$

p_1, p_2 Druck vor bzw. nach dem Spalt

s Spaltweite

d_m mittlerer Spaltdurchmesser

η dynamische Viskosität des durchströmenden Mediums

l Spaltlänge

Aus der Gleichung geht hervor, dass die Spaltweite mit der 3. Potenz den größten Einfluss auf die Leckmenge hat. Da die Spaltweite nicht beliebig klein (meist 0,1 bis 0,2 mm) ausgeführt werden kann (Fertigungsungenauigkeit, Verformungen und Wärmeausdehnungen im Betrieb müssen z. B. beachtet werden), können bereits kleinere Druckunterschiede bei kleinen Leckverlusten sehr lange Spalte erforderlich machen. Einfache radiale und axiale Spalte werden bei inkompressiblen Flüssigkeiten innerhalb von Pumpen, Strömungskupplungen u. ä. ausgeführt. Aufwendiger, aber kürzer bauen Labyrinth- und Labyrinthspaltdichtungen. Auch werden fe-

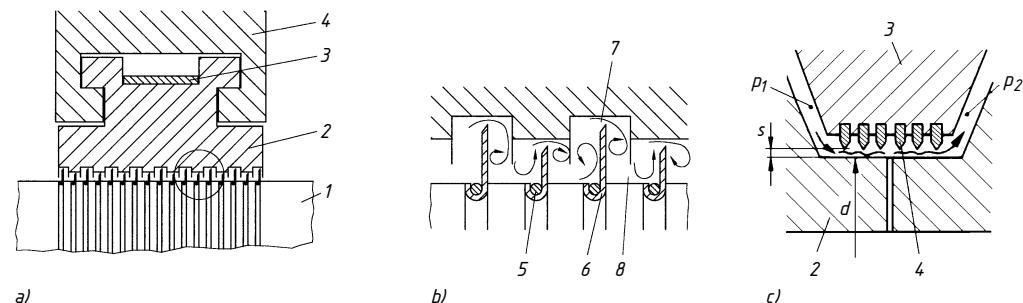


Bild 19-31 Strömungsdichtung an einer Dampfturbine. a) Teil der Abdichtung des Turbinengehäuses am Wellendurchmesser: 1 Welle, 2 federnde Buchse, 3 Feder, 4 Gehäuse, b) Ausschnitt: 5 Stemmendraht, 6 Drosselblech, 7 Spalt (Drosselstelle), 8 Ringkammer, c) Abdichtung des Leitrades gegen die Welle: 2 Laufrad auf Welle, 3 Leitrad, 4 Messingscheiben

dernde (schwimmende) Buchsen eingesetzt (**Bild 19-31a**), die sich selbst zentrieren und damit kleinere Spalte zulassen.

Bei den *Labyrinthdichtungen* wird an jeder Drosselstelle (**Bild 19-31b**) an den engen Spalten Druckenergie in Geschwindigkeitsenergie umgewandelt, in den erweiterten Kammern dahinter wird diese Geschwindigkeitsenergie nahezu vollständig in Reibungswärme durch Verwirbelung und Stoß umgesetzt. Die Leckmenge hängt also wesentlich von der Anzahl der hintereinander geschalteten Drosselstellen sowie der Labyrinthgeometrie ab.

Aus Montagegründen, bei größeren axialen Verschiebungen oder geringeren Anforderungen an die Dichtheit (z. B. innerhalb von Turbinen) werden auch Labyrinthspaltdichtungen (das Labyrinth ist nur einseitig ausgebildet), z. B. **Bild 19-31c**, eingesetzt. Absolute Dichtheit ist durch eine zusätzliche Flüssigkeitssperrung erreichbar.

19.5 Literatur und Bildquellennachweis

Ebertshäuser, H.: Dichtungen in der Fluidtechnik. München: Resch, 1987

Haberhauer, H., Bodenstein, F.: Maschinenelemente. 17. Aufl. Berlin: Springer Vieweg, 2014

Künne B.: Köhler/Rögnitz. Maschinenteile 2, 10. Aufl. Wiesbaden: Teubner, 2008

Feldhusen, J.; Grote, K.-H. (Hrsg.): Pahl/Beitz Konstruktionslehre: Methoden und Anwendung erfolgreicher Produktentwicklung. 8. Aufl. Berlin: Springer, 2013

Reuter, F. W.: Dichtungen in der Verfahrenstechnik. München: Resch, 1987

Schmid, E.: Handbuch der Dichtungstechnik. Grafenau/Württ.: Expert, 1981

Schuller, R., Trossin, H.-J., Gartner, J.: Randbedingungen zum Einsatz statischer Dichtungen. Konstruktion 50 (1998) H. 9, S. 23–26

Steinhilper, W., Sauer, B. (Hrsg.): Konstruktionselemente des Maschinenbaus 2. 7. Aufl. Berlin: Springer, 2012

Tietze, W., Riedl, A. (Hrsg.): Taschenbuch Dichtungstechnik. 3. Aufl. Essen: Vulkan 2011

Trudnovsky, K.: Berührungsdiichtungen. Berlin: Springer, 1975

Trudnovsky, K.: Berührungsreie Dichtungen. Düsseldorf: VDI, 1981

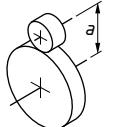
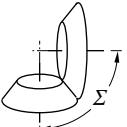
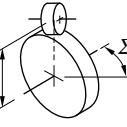
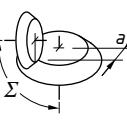
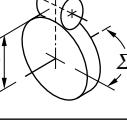
Trudnovsky, K.: Schutzdichtungen. Düsseldorf: VDI, 1977

Firmenschriften: Burgmann Industries GmbH & Co.KG, Wolfsratshausen (Gleitringdichtungen), (www.burgmann.com); Busak + Shamban Deutschland GmbH, Stuttgart (V-Ring, Gamma-Ring), (www.busakshamban.de); ElringKlinger Kunststofftechnik GmbH, Bietigheim-Bissingen (RWDR), (www.elringklinger-kunststoff.de); Federal-Mogul Burscheid GmbH, Burscheid (Gleitringdichtungen), (www.federal-mogul.com); Freudenberg Simmeringe KG, Weinheim (RWDR, Simmerring®; Formdichtungen), (www.simrit.de); Loctite European Group, München (Dichtmassen), (www.loctite.com); Merkel Freudenberg Fluidtechnik GmbH, Hamburg (Formdichtungen, Stopfbuchspackungen), (www.freudenberg.de); Parker Hannifin GmbH, Bietigheim-Bissingen (Formdichtungen), (www.parker.com); Ringfeder VBG, Krefeld, (www.ringfeder.de); SKF GmbH, Scheinfurt (V-Ring), (www.skf.de); Ziller & Co., Hilden (Nilos-Ring); Witzenmann GmbH, Pforzheim (Metallfaltenbalg), (www.witzenmann.de)

20 Zahnräder und Zahnradgetriebe (Grundlagen)

20.1 Funktion und Wirkung

Zahnradgetriebe bestehen aus einem oder mehreren Zahnradpaaren, die vollständig oder teilweise von einem Gehäuse umschlossen sind (geschlossene bzw. offene Getriebe). Sie zeichnen sich aus durch eine kompakte Bauweise und einen relativ hohen Wirkungsgrad. Nachteilig dagegen sind u. a. die durch den Formschluss bedingte *starre* Kraftübertragung (elastische Kupp lung vorsehen) sowie die bei hohen Drehzahlen möglichen unerwünschten Schwingungen (u. a. durch bessere Verzahnungsqualität reduzierbar). Eine Übersicht der wichtigsten Getriebearten mit den typischen Merkmalen zeigt **Bild 20-1**.

Getriebeart		Funktionsfläche	Lage der Achsen	Kontaktart	Näheres s. Kapitel	
Wälzgetriebe	Stirnrad-getriebe		Zylinder	parallel $\Sigma = 0$ $a > 0$	Linie	21
	Kegelrad-getriebe		Kegel	sich schneidend $\Sigma > 0$ (meist $\Sigma = 90^\circ$) $a = 0$	Linie	22
Schraubwälzgetriebe	Stirnrad-schraub-getriebe		Zylinder	sich kreuzend $\Sigma > 0$ $a > 0$	Punkt	23
	Kegelrad-schraub-getriebe		Kegel	sich kreuzend $\Sigma = 90^\circ$ $a > 0$	Punkt	–
Schraub-getriebe	Schnecken-getriebe		Zylinder und Globoid ¹⁾	sich kreuzend $\Sigma = 90^\circ$ $a > 0$	Linie	23

¹⁾ Radpaarungen: Zylinderschnecke/Zylinderschneckenrad; Zylinderschnecke/Globoidschneckenrad
Globoidschnecke/Globoidschneckenrad

Bild 20-1 Getriebebauarten

Antriebstechnik, die die Welt bewegt.

Getriebe von ZOLLERN.
Kraftvoll und wirtschaftlich.



ZOLLERN ist Spezialist für anspruchsvolle Getriebetechnik. Planeten-, Stirnrad-, Kegel-, Schneckengetriebe oder deren Kombination ermöglichen das Drehen, Fahren und Heben für unterschiedlichste Anwendungen und Branchen. Ob standardisiert oder als individuelle Spezialgetriebe - immer sind die Getriebe exakt für den speziellen Anwendungsfall optimiert. Für höchste Anforderungen.

www.zollern.com

ZOLLERN GmbH & Co. KG

T +49 7586 959-0
E info@zollern.com

ŽOLLERN

Solid metals. Fine solutions.

Die Aufgaben der *gleichförmig*¹⁾ übersetzenen Zahnradgetriebe (Funktion) können sein

- die schlupffreie Übertragung einer Leistung oder einer Drehbewegung bei konstanter Übersetzung,
- die Wandlung des Drehmoments oder der Drehzahl,
- die Drehrichtungsfestlegung zwischen Antriebs- und Abtriebswelle,
- die Bestimmung der Wellenlage (Antriebs-/Abtriebswelle) zueinander.

20.1.1 Zahnräder und Getriebearten

1. Zahnräder

Zahnräder dienen zur formschlüssigen Kraftübertragung zwischen zwei nicht fluchtenden Wellen. Sie bestehen aus einem Radkörper mit gesetzmäßig gestalteten Zähnen, wobei jeder Zahn eine Rechts- und eine Linkskante aufweist, die je nach Drehrichtung des Zahnrades Arbeits- oder Rückflanke (die der Arbeitsflanke gegengerichtete Flanke) sein kann (**Bild 20-2a**). Die Zähne greifen bei Drehung der Welle nacheinander in die entsprechenden Zahnlücken des Gegenrades, wobei sich die Arbeitsflanken eines Radpaars im Eingriffspunkt berühren, der während des Eingriffes auf dem aktiven Flankenteil (beim treibendem Rad vom Zahnfuß bis zum Zahnkopf, beim getriebenen Rad umgekehrt) wandert. Zwischen den Rückflanken ist Flankenspiel vorhanden (**Bild 20-2b**). Die Verzahnung eines gegebenen Rades bestimmt die Verzahnung des Gegenrades.

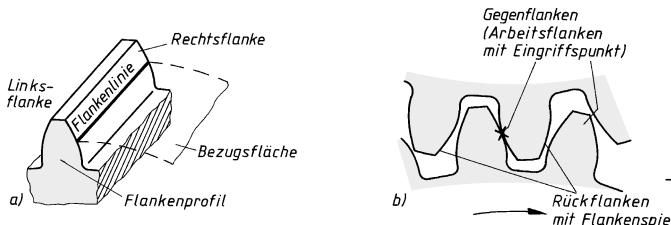


Bild 20-2

- a) Zahn mit Flankenprofil
b) Arbeits- und Rückflanken

Gedachte Flächen um die Radachsen eines Radpaars, die als unverzahnte Flächen bei Drehung die gleichen Relativbewegungen wie die Zahnräder ausführen, heißen *Funktionsflächen*. Es sind Rotationsflächen (Wälzflächen), die sich berühren und aufeinander abwälzen (**Bild 20-3**). Normalerweise ist die Funktionsfläche gleichzeitig Bezugsfläche, auf welche die geometrischen Bestimmungsgrößen der Verzahnung bezogen werden. Den allgemeinen Fall von Zahnräderpaaren bilden die *Hyperboloidräder*²⁾, von denen sich alle Zahnräderpaarungen in vereinfachter Form ableiten lassen, z. B. werden die Kehlräder Zylinderräder bei $\Sigma = 0$ und $a > 0$, die hyperbolischen Kegelräder zu „einfachen“ Kegelräder bei $a = 0$ und $\Sigma > 0$. s. **Bild 20-1**.

2. Getriebearten

Eine Baugruppe aus einem oder mehreren Zahnräderpaaren ist ein *Zahnradgetriebe*, in dem Größe und/oder Richtung von Drehbewegung und Drehmoment in einer oder mehreren Getriebestufen umgeformt werden. Nach der gegenseitigen Lage der Radachsen bzw. der Wellen eines Zahnräderpaars und nach der Richtung der Flanken werden nach DIN 868 als Getriebekonstruktionen die *Wälzgetriebe* und *Schraubwälzgetriebe* unterschieden, siehe Übersicht **Bild 20-1**.

¹⁾ Zahnräder mit rotationssymmetrischen und zur Radachse zentrischen Bezugsflächen bewirken eine *gleichförmige*, Zahnräder mit unrunden oder exzentrischen Bezugsflächen dagegen eine *periodisch sich ändernde* Drehbewegungsübertragung.

²⁾ Unter einem Hyperboloid versteht man den Körper, der durch Drehung einer Hyperbel um ihre Achse entsteht.

Germany | USA | Mexico | China



Gear Technology. Worldwide.

Planetary Gears.
Designed to your needs.

IMS.techline

Die Lösung für Großserien.

Individuell konfigurierte
Getriebe in Metall und
Kunststoff aus dem modu-
laren Baukastensystem für
Planetengetriebe.



plg.imsgear.com

IMS:GEAR

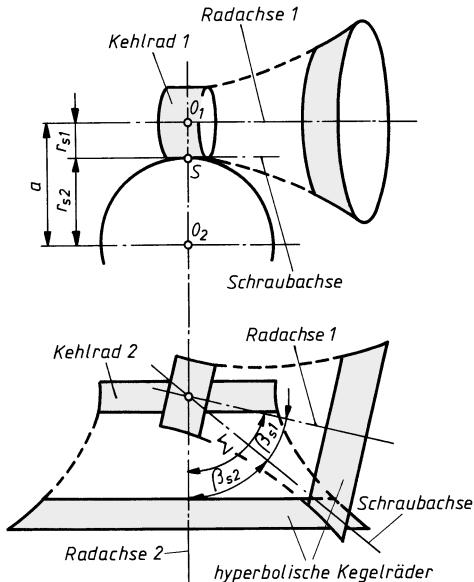


Bild 20-3
Funktionsflächen der Hyperboloidräder
(dargestellt sind 2 Radpaare)

Wälzgetriebe

Hierzu zählen Getriebe, bei denen in den Funktionsflächen reines Wälzen auftritt. Zu ihnen gehören Radpaare, deren Radachsen (Wellen) in einer Ebene liegen, also parallel sind oder sich schneiden; der Kontakt ist linienförmig. Dies sind

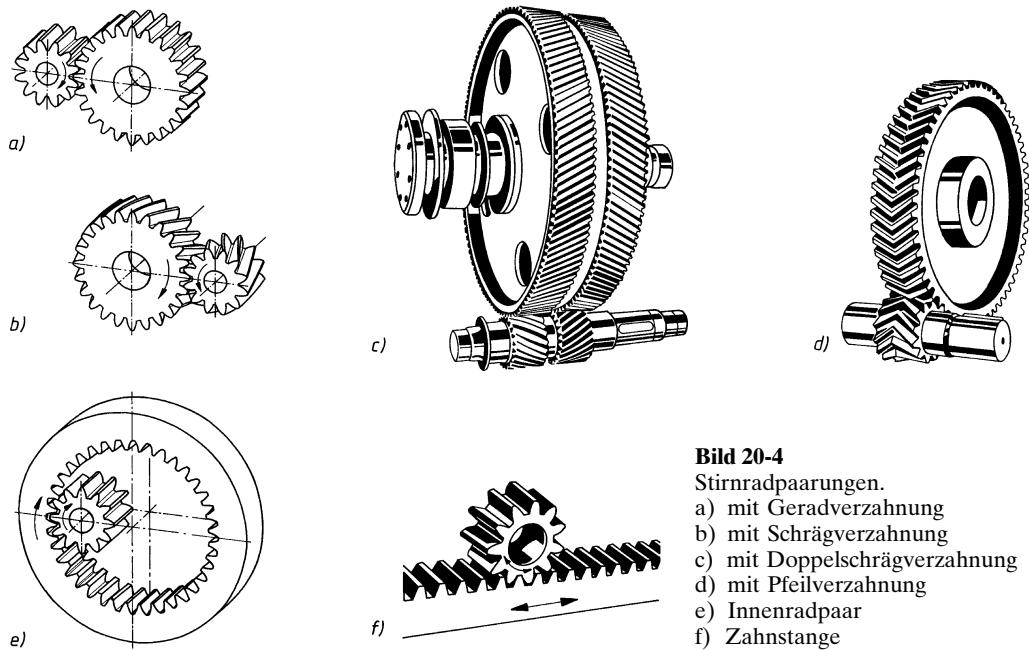
- **Stirnradgetriebe (Bild 20-4):** Paarung zweier außenverzahnter Stirnräder (Außenradpaar) oder Paarung eines außenverzahnten Ritzels mit einem innenverzahnten Rad (Innenradpaar), deren Funktionsflächen jeweils Wälzzyylinder sind. Der Grenzfall ist die *Zahnstange* mit unendlich großem Durchmesser und einer ebenen Funktionsfläche, gepaart mit einem außenverzahnten Ritzel ($i = \infty$). Die Räder werden mit *Gerad-*, *Schräg-* und bei Außenradpaaren in Sonderfällen mit *Doppelschräg-* bzw. *Pfeilverzahnung* (je nach Verlauf der Zahnflankenlinien) ausgeführt; Übersetzung je Radpaar üblich $i \leq 6$ ($i_{\max} \approx 8 \dots 10$). Innenradpaare, bei denen Riegel und Rad (Hohlräder) im gleichen Drehsinn laufen, zeichnen sich durch eine besonders raumsparende Bauweise aus; sie sind nur axial montierbar. Durch die Paarung einer konkav gekrümmten mit einer konvex gekrümmten Flanke ergibt die gute Anschmiegeung aufgrund der geringeren Pressung eine höhere Tragfähigkeit.
- **Kegelradgetriebe (Bild 20-5):** Paarung zweier Kegelräder mit Gerad- oder Schrägverzahnung, deren Funktionsflächen Wälzkegel sind und deren Radachsen sich im Achsenschnittpunkt schneiden. Die Zahnflanken berühren sich linienförmig; Übersetzung bis $i_{\max} \approx 6$. Der Grenzfall eines außenverzahnten Kegelrades ist das Kegelplanrad, dessen Funktionsfläche eine Ebene senkrecht zur Radachse ist. Gepaart mit einem Kegelrad ergibt sich ein Kegelplanradgetriebe.

Schraubwälzgetriebe

Schraubwälzgetriebe sind Paarungen verzahnter Räder, deren Radachsen sich nicht in einer Ebene kreuzen. Ihre Funktionsflächen sind *Hyperbole*, die sich bei Drehung unter gleichzeitigem Gleiten (Verschieben) längs ihrer gemeinsamen Berührungsgeraden (Schraubenachse) aufeinander abwälzen, s. **Bild 20-3** und **Bild 20-1**.

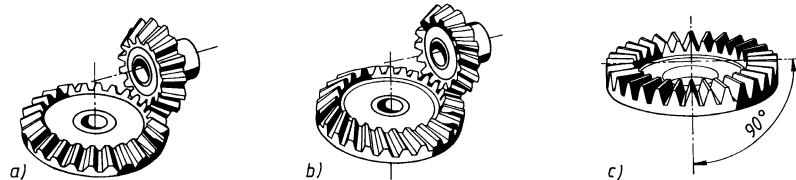
Die Verzahnungen der beiden Räder liegen in den hyperbolischen Funktionsflächen. Die Zahnräder können als hyperbolische Stirnräder (Kehlräder 1, 2) oder als hyperbolische Kegelräder ausgeführt werden. Da die Funktionsflächen gekrümmmt sind, werden in der Praxis die Verzahnungen an Zylinder- bzw. Kegelflächen angenähert. Man unterscheidet:

¹⁾ Große Übersetzungsverhältnisse lassen sich raumsparend mit Planetengetrieben (Umlaufgetriebe) erreichen, bei denen ein umlaufender Steg mit Planetenräder um ein Sonnenrad läuft.

**Bild 20-4**

Stirnradpaarungen.

- a) mit Geradverzahnung
- b) mit Schrägverzahnung
- c) mit Doppelschrägverzahnung
- d) mit Pfeilverzahnung
- e) Innenradpaar
- f) Zahnstange

**Bild 20-5** Kegelradpaarungen. a) Kegelradpaar mit Geradverzahnung, b) mit Schrägverzahnung, c) Kegelplanrad

- **Stirnradschraubgetriebe (Bild 20-6a):** Sind bei genügend großem Abstand a die Kehlhalbmesser r_{s1} und r_{s2} der Schraubflächen hinreichend groß (**Bild 20-3**), werden in einem schmalen Bereich um den Schraubpunkt S die Hyperbole durch Zylinderflächen angenähert. Die Verzahnung solcher Stirnradschraubräder haben nur Punktberührungen. Der Berührpunkt erweitert sich unter Betriebsbedingungen zu einer Berührfläche. Deshalb eignen sich solche Getriebe nur für kleine Leistungen und für Übersetzungen bis $i_{\max} = 5$.
- **Kegelradschraubgetriebe (Bild 20-6b):** Bei kleinem Achsabstand a (Achsversetzung z. B. bei Kfz-Getrieben) werden solche Teile der Schraubwälzflächen für den Zahneingriff herangezogen, die vom Schraubpunkt S genügend weit entfernt sind, so dass diese Teile durch Kegelflächen angenähert werden können, deren Zahneingriff sich über nahezu die gesamte Zahnbreite erstreckt (vgl. **Bild 20-3**). Solche meist bogenverzahnte Kegelradschraubräder werden *Hypoidräder* genannt. Bei der Paarung dieser Räder kreuzen sich die Radachsen vielfach rechtwinklig; der Kontakt ist linienförmig.
- **Schneckenradgetriebe (Bild 20-6c und d)** als reine Schraubgetriebe mit sich rechtwinklig kreuzenden Radachsen bestehen aus einem Zahnrad mit zylindrischer oder globoidischer Funktionsfläche, der *Schnecke*, und dem dazu passenden globoidischen Gegenrad, dem *Schneckenrad*. Die Verzahnungen von Schnecke und Schneckenrad haben in einem Eingriffsfeld Linienberührungen; Übersetzung von $i_{\min} \approx 5$ bis $i_{\max} \approx 60$, in Ausnahmefällen bis $i_{\max} \approx 100$ und mehr.

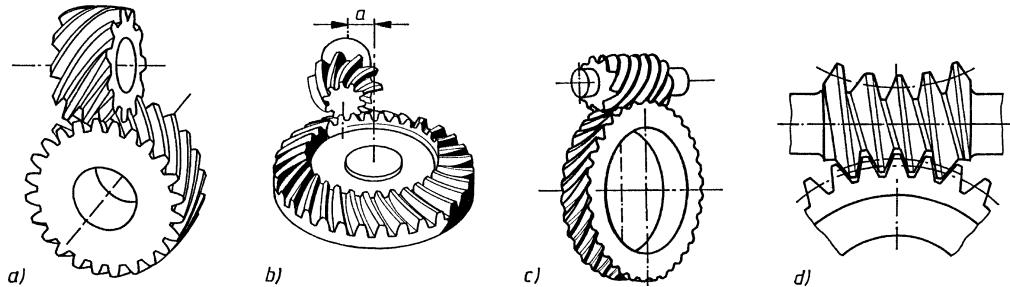


Bild 20-6 Schraubwälzpaarungen. a) Stirnrad-Schraubgetriebe, b) Kegelrad-Schraubgetriebe (Hypoidradpaar), c) Zylinderschneckengetriebe (Zylinderschnecke und Globoidschneckenrad), d) Globoidschneckengetriebe (Globoidschnecke und Globoidschneckenrad)

20.1.2 Verzahnungsgesetz

Die Voraussetzungen für den gleichmäßigen Lauf eines Zahnradpaars sind eine stets konstant bleibende Übersetzung $i = \omega_1/\omega_2$. Kommt ein treibender Zahn in Eingriff, so fängt zuerst sein Fuß an, sich mit dem Kopf des getriebenen Rades (Kopfkreis K_2) im Eingriffspunkt B zu berühren (**Bild 20-7a**). Das treibende Rad 1 dreht sich mit der Winkelgeschwindigkeit ω_1 , das getriebene Rad 2 mit der Winkelgeschwindigkeit ω_2 , wenn sich die beiden Wälzkreise W_1 und W_2 im Wälzpunkt C berühren. Im Verlauf der Drehung wandert der Eingriffspunkt B auf dem Zahnprofil, und zwar stets auf der gemeinsamen Normalen $n-n$ bis zum Wälzpunkt C (**Bild 20-7b**) und anschließend darüber hinaus bis zum Ende des Eingriffs am Kopf (**Bild 20-7c**) des treibenden Rades (Kopfkreis K_1).

Der Eingriffspunkt B hat vom Mittelpunkt M_1 des treibenden Rades den Abstand R_1 , vom Mittelpunkt M_2 des getriebenen Rades den Abstand R_2 . Bei der Drehung der Räder bewegen sich die den beiden Flanken zugeteilten „Punkthälften“ B_1 und B_2 um M_1 und M_2 mit den Umfangsgeschwindigkeiten $v_1 = \omega_1 \cdot R_1$ (senkrecht auf R_1) und $v_2 = \omega_2 \cdot R_2$ (senkrecht auf R_2). Da v_1 bei gleichbleibender ω_1 mit zunehmendem Abstand R_1 wächst (**Bild 20-7a, b, c**), kann die Drehbewegung nur dann gleichförmig übertragen werden, wenn die treibende Flanke im getriebenen Rad (Gegenrad) auf Zahnflankenpunkte trifft, deren Umfangsgeschwindigkeit v_2 mit Abstand R_2 im selben Verhältnis kleiner wird, wie die des treibenden Rades wächst. Es gilt daher $i = \omega_1/\omega_2 = (v_1/R_1)/(v_2/R_2) = (v_1/R_1) \cdot (R_2/v_2)$.

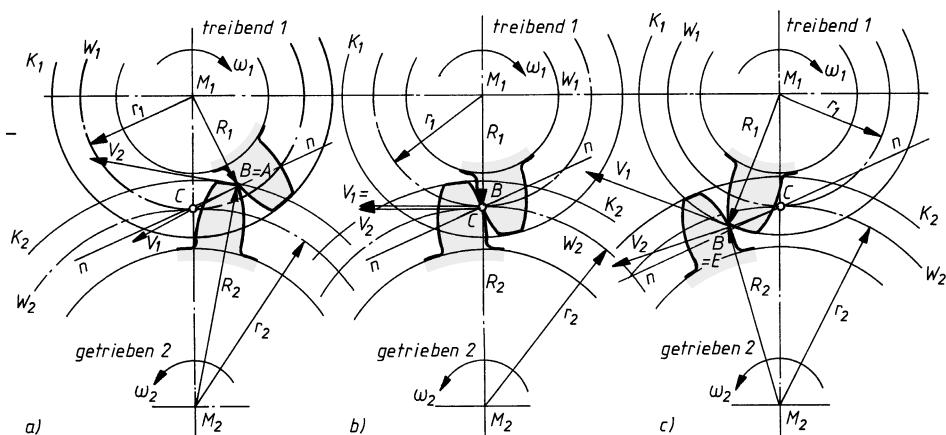


Bild 20-7 Eingriffsstellungen und Umfangsgeschwindigkeiten bei einem Außenradpaar. a) bei Beginn ($v_1 < v_2$), b) in der Mitte ($v_1 = v_2$), c) am Ende des Eingriffs ($v_1 > v_2$)

Findet die Flankenberührungen im Wälzpunkt C statt (**Bild 20-7b**), ist $R_1 = r_1$ (Halbmesser des Wälzkreises W_1) bzw. $R_2 = r_2$ (Halbmesser des Wälzkreises W_2), dann muss $v_1 = v_2$ sein, so dass gilt $i = \omega_1/\omega_2 = R_2/R_1 = r_2/r_1$.

Werden in einem beliebigen Eingriffspunkt B (**Bild 20-8**) die Umfangsgeschwindigkeiten v_1 und v_2 in ihre Komponenten v_{t1} und v_{t2} in Richtung der gemeinsamen Tangente $t-t$ und in Richtung der dazugehörigen Normale $n-n$ in die Komponenten v_{n1} und v_{n2} zerlegt und sind die Radien r_{n1} im Fußpunkt T_1 bzw. r_{n2} im Fußpunkt T_2 senkrecht auf der Normalen $n-n$, die durch den Wälzpunkt C geht, dann müssen auch die Umfangsgeschwindigkeiten $v_{n1} = \omega_1 \cdot r_{n1}$ und $v_{n2} = \omega_2 \cdot r_{n2}$ gleichgerichtet und gleich groß sein. Nach den Gesetzen der Kinematik bleiben die Flanken dann in dauernder Berührung. Wäre $v_{n1} > v_{n2}$ müsste sich die treibende Flanke in die getriebene Flanke eindrücken, bei $v_{n1} < v_{n2}$ würden sich die Flanken voneinander abheben.

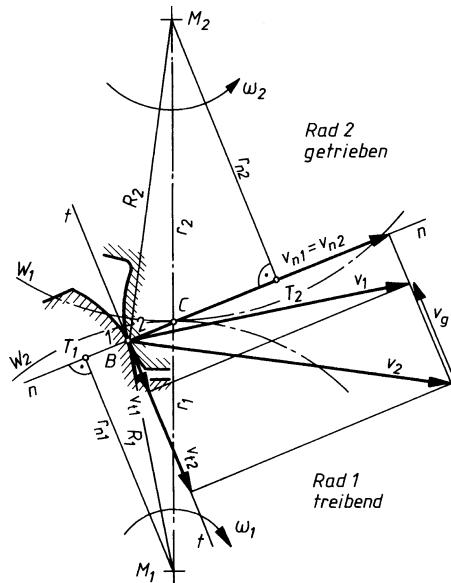


Bild 20-8
Geschwindigkeitsvektoren beim Zahneingriff

Das Dreieck $M_1 T_1 B$ und das Dreieck, gebildet aus den Geschwindigkeitsvektoren v_{n1} und v_1 mit dem Eckpunkt B , sind ähnlich, wie das Dreieck $M_2 T_2 B$ und das Dreieck aus v_{n2} und v_2 mit dem Eckpunkt B , so dass gilt $v_{n1}/v_1 = r_{n1}/R_1$ bzw. $v_{n2}/v_2 = r_{n2}/R_2$. Geht die Normale $n-n$ durch den Wälzpunkt C , ist $v_{n1} = v_{n2}$ und es wird $r_{n1} \cdot (v_1/R_1) = r_{n2} \cdot (v_2/R_2)$ bzw. $r_{n1} \cdot \omega_1 = r_{n2} \cdot \omega_2$. Damit ist auch $\omega_1/\omega_2 = r_{n2}/r_{n1}$ und somit folgt für die Übersetzung eines Außenradpaars

$$i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{r_{n2}}{r_{n1}} = \frac{r_2}{r_1} \quad (20.1)$$

Das **Verzahnungsgesetz** lautet danach:

Die Verzahnung ist zur Übertragung einer Drehbewegung mit konstanter Übersetzung dann brauchbar, wenn die gemeinsame Normale $n-n$ in jedem Eingriffspunkt (Berührpunkt) B zweier Zahnräder durch den Wälzpunkt C geht.

20

Die Komponenten v_{t1} und v_{t2} der Umfangsgeschwindigkeiten v_1 und v_2 in Richtung der gemeinsamen Tangente $t-t$ in B besagen, dass neben der Wälzbewegung gleichzeitig eine Gleitbewegung der Zahnräder aufeinander erfolgt. Der Unterschied dieser Tangentialgeschwindigkeiten ist die relative Gleitgeschwindigkeit $v_g = v_{t2} - v_{t1}$ (**Bild 20-8**). v_g ändert sich proportional mit dem Abstand \overline{BC} und ist im Wälzpunkt C gleich null, weil dort $R_1 = r_1$ und $R_2 = r_2$, ferner $v_1 = v_2$ und

$v_{t1} = v_{t2}$, so dass $v_g = 0$ ist, d. h. im Wälzpunkt C tritt kein Gleiten, sondern Wälzen auf. Ihre Maximalwerte erreicht die Geschwindigkeit im Fußeingriffspunkt $v_g = v_{t2} - v_{t1}$ bzw. im Kopfeingriffspunkt $v_g = v_{t1} - v_{t2}$, d. h. ab Wälzpunkt C ändert v_g die Richtung (**Bild 20-7a, c**). Die Bahn, die der Eingriffspunkt B vom Beginn über C bis zum Ende des Eingriffs beschreibt, wird als *Eingriffslinie* bezeichnet. Sie ist somit der geometrische Ort aller Eingriffspunkte B , deren gemeinsame Normale $n-n$ durch den Wälzpunkt C geht.

Zwei Flankenprofile (Flanke 1 und Gegenflanke 2) können nur dann zusammenarbeiten, wenn sie die gleichen Eingriffslinien haben, deren Verlauf durch das Verzahnungsgesetz festgelegt ist.

Als *Eingriffsstrecke* wird der ausgenutzte Teil \overline{AE} der Eingriffslinie benannt. Sie wird begrenzt durch den Kopfkreis K_2 zu Beginn (A) (**Bild 20-7a**) und durch den Kopfkreis K_1 am Ende (E) des Eingriffs (**Bild 20-7c**).

20.1.3 Flankenprofile und Verzahnungsarten

Als Flankenprofil ist jede beliebige Kurvenform möglich, sofern für sie das Verzahnungsgesetz zutrifft. In der Praxis haben jedoch nur solche Kurven als Flankenprofile Bedeutung, die besonders einfache Eingriffslinien ergeben und deren Flanken sich mit höchster Genauigkeit mit verhältnismäßig einfachen Mitteln fertigen lassen. Hierfür eignen sich die zyklischen Kurven oder Rollkurven, die entstehen, wenn Kreise auf einer Geraden oder auf- bzw. ineinander ohne Gleiten abrollen, bzw. wenn eine Gerade sich ohne Gleiten wälzt.

1. Zykloidenverzahnung

Zykloiden sind Kurven, die von einem Punkt P eines Rollkreises beschrieben werden, der auf einer Wälzgeraden oder auf bzw. in einem Wälzkreis abrollt (**Bild 20-9**).

Rollt ein Kreis auf einer Geraden ab, entsteht die *Orthozykloide* (**Bild 20-9a**). Die *Epizykloide* entsteht durch Abrollen eines Rollkreises auf einem Wälzkreis (**Bild 20-9b**). Die *Hypozykloide* wird durch Abrollen eines Rollkreises im Innern eines größeren Wälzkreises erzeugt (**Bild 20-9c**).

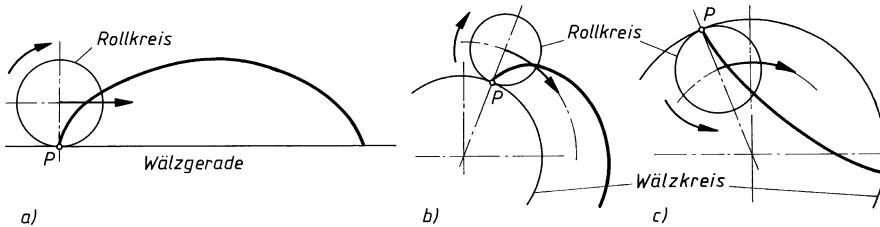


Bild 20-9 Zykloiden. a) Orthozykloide, b) Epizykloide, c) Hypozykloide

Bei der Zykloidenverzahnung liegen die beiden *Rollkreise* mit den Durchmessern δ_1 und δ_2 innerhalb der Wälzkreise W mit den Durchmessern d_1 und d_2 (**Bild 20-10a**). Sie berühren sich im Wälzpunkt C und bilden die Eingriffslinie für die Rechts- und Linkslanken. Die Rollkreisdurchmesser könnten beliebig gewählt werden, erfahrungsgemäß ergeben sich jedoch günstige Eingriffsverhältnisse, wenn jeweils $\delta \approx 0,3 \cdot d$ ist.

Nach dem Verzahnungsgesetz müssen zwei Arbeitsflanken (Kopfflanke des einen und Fußflanke des anderen Rades) bei Berührung eine gemeinsame Normale durch den Wälzpunkt C , jeweils unter einem anderen Winkel, haben. Das ist nur dann der Fall, wenn die Zahnflanken durch gleiche Rollkreise erzeugt werden: Durch Abrollen des Rollkreises 2 auf dem Wälzkreis W_1 entsteht die Kopfflanke k_1 bis zum Zahnpkopf K_1 (Kopfkreis des Rades 1) als *Epizykloide*, durch Abrollen des Rollkreises 2 im Wälzkreis W_2 entsteht die mit k_1 zusammenarbeitende Fuß-

flanke f_2 als *Hypozykloide*. Entsprechend werden die Flanken k_2 und f_1 durch den Rollkreis 1 erzeugt (**Bild 20-10a**).

Für ein zykloidenverzahntes Zahnstangengetriebe liefert die *Orthozykloide* die Kopfflanke der Zahnstange, wenn der Rollkreis auf dem Wälzkreis oben nach rechts und die Fußflanke der Zahnstange, wenn der Rollkreis unten nach links abrollt (**Bild 20-10b**).

Bei der Zykloidverzahnung setzt sich die Eingriffslinie aus Kreisbögen der Rollkreise 1 und 2 zusammen. Die Eingriffsstrecke beginnt bei Rechtsdrehung des treibenden Rades 1 mit dem Eingriff in A und endet in E (Punktlinie im **Bild 20-10a**). Diesen Punkten entsprechen auf den Fußflanken die Fußpunkte F_1 und F_2 . In der ersten Eingriffsstufe wälzen also die Flankenteile F_1C und K_2C , in der zweiten Phase die Teile CK_1 und CF_2 aufeinander ab. Aus deren unterschiedlichen Längen geht hervor, dass neben der Wälzbewegung gleichzeitig noch eine Gleitbewegung erfolgen muss.

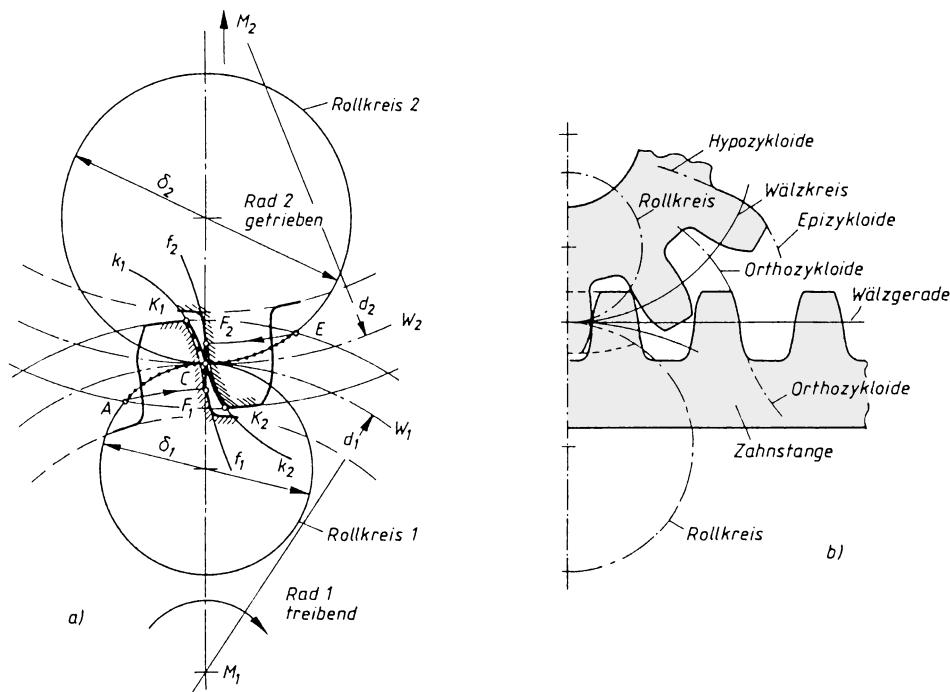


Bild 20-10 a) Zykloidverzahnung eines außenverzahnten Stirnradpaars, b) zykloidverzahntes Zahnstangengetriebe

Bei der Zykloidverzahnung steht immer ein *konvex* gekrümmtes Flankenprofil k_1 und k_2 mit einem *konkav* gekrümmten Flankenprofil f_1 und f_2 im Eingriff, so dass sich eine besonders günstige Anschmiegeung der Zahnflanken ergibt. Dadurch wird die Flankenpressung und die Abnutzung geringer, die Belastbarkeit höher; außerdem lassen sich Räder mit kleinen Zahnezahlen ($z = 3$) verwirklichen. Da das Flankenprofil stets aus dem Zusammenwirken zweier Räder entsteht, gehört ein Räderpaar arbeitsmäßig zusammen. Satz- oder Schieberäder für Wechselräder- oder Schaltgetriebe sind aber nur möglich, wenn sie gleiche Rollkreise haben. Wegen des Wechsels der Flankenkrümmung im Wälzpunkt C muss der Abstand (M_1M_2) genau eingehalten werden, da schon kleine Ungenauigkeiten den Zahneingriff stören. Die Herstellung der Verzahnung ist schwierig und teuer, da die Werkzeuge keine geraden Schneidkanten haben. Die Nachteile beschränken die Verwendung der zykloidverzahnten Räder auf Sondergebiete z. B. in der Feinwerktechnik.

2. Triebstockverzahnung

Wird bei der Zykloidenverzahnung der Rollkreisdurchmesser 2 des Rades $\delta_2 = 0,5 \cdot d_2$ gewählt, läuft die Fußflanke gerade in radialer Richtung. Die Zähne werden innerhalb der Wälzkreise schwächer, die Tragfähigkeit damit geringer und die Gleit- sowie die Abnutzungsverhältnisse schlechter. Bei $\delta = d$ geht die, die Fußflanke der Räder bildende Hypozykloide in einem Punkt über, der mit der Epizykloide des Gegenrades zusammenarbeitet (Punktverzahnung). Der Eingriff erfolgt nur noch an der Kopfflanke.

Um die Abnutzung zu verringern, wird der Punkt durch einen *Triebstock* (Bolzen) mit Durchmesser d_B erweitert (**Bild 20-11**). Die Kopfflanken der Zähne des treibenden Rades (Ritzels) mit dem Teilkreisdurchmesser d_1 werden durch die Äquidistante¹⁾ der Epizykloide gebildet, die der Bolzenmittelpunkt durch Abrollen des Wälzkreises (Teilkreis) d_2 auf dem Teilkreis d_1 beschreibt. Geht das die Bolzen tragende Triebstockrad in eine Triebstock-Zahnstange über, dann gehen die Epizykloiden des Ritzels und ihre Äquidistanten in Evolventen über.

Triebstockverzahnung wird bei großen Übersetzungen angewendet, z. B. bei Krandrehwerken, Karussells und als „Zahnstangengetriebe“ bei Stauschützen.

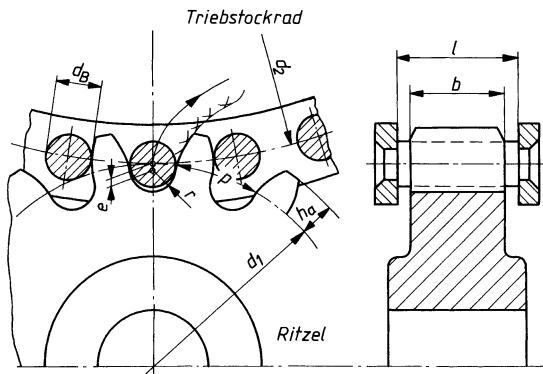


Bild 20-11
Triebstockverzahnung

3. Evolventenverzahnung

Kreisevolventen sind Kurven, die ein Punkt einer Geraden beschreibt, die auf einem Kreis, dem Grundkreis, abrollt (Bild 20-12).

Die Evolventenverzahnung zeigt die Stirnprofile des Zahnrades als Teile von Evolventen (**Bild 20-12b**). Bei einem Stirnradpaar ist entsprechend dem Verzahngesetz die *Eingriffslinie* eine Gerade $n-n$ (Rollgerade), die beide Grundkreise der Räder in den Punkten T_1 und T_2 tangiert (**Bild 20-13a, b**).

Werden die im Eingriff stehenden Zähne der Räder 1 und 2 so gedreht dargestellt, dass die Arbeitsflanken (durch Doppellinien gekennzeichnet) sich im Wälzpunkt C berühren, dann bildet die gemeinsame Flankentangente $t-t$ mit der Linie $\overline{M_1 M_2}$ den *Eingriffswinkel* α . Da die Eingriffslinie $n-n$ senkrecht auf der gemeinsamen Tangente $t-t$ steht, ist der Eingriffswinkel auch der Winkel zwischen der gemeinsamen Tangente an die Wälzkreise W_1 und W_2 in C, der Wälzgeraden $M-M$ (senkrecht zu $\overline{M_1 M_2}$) und der Eingriffslinie $n-n$.

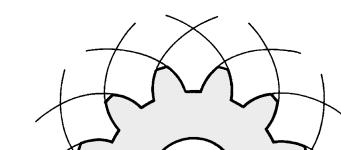
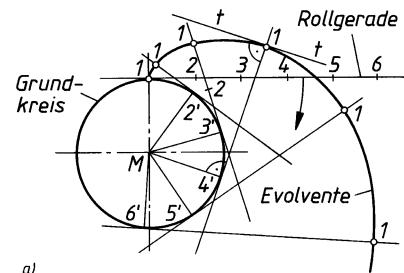


Bild 20-12 a) Kreisevolvente,
b) Evolventen am Stirnrad

¹⁾ Kurve gleichen Abstandes.

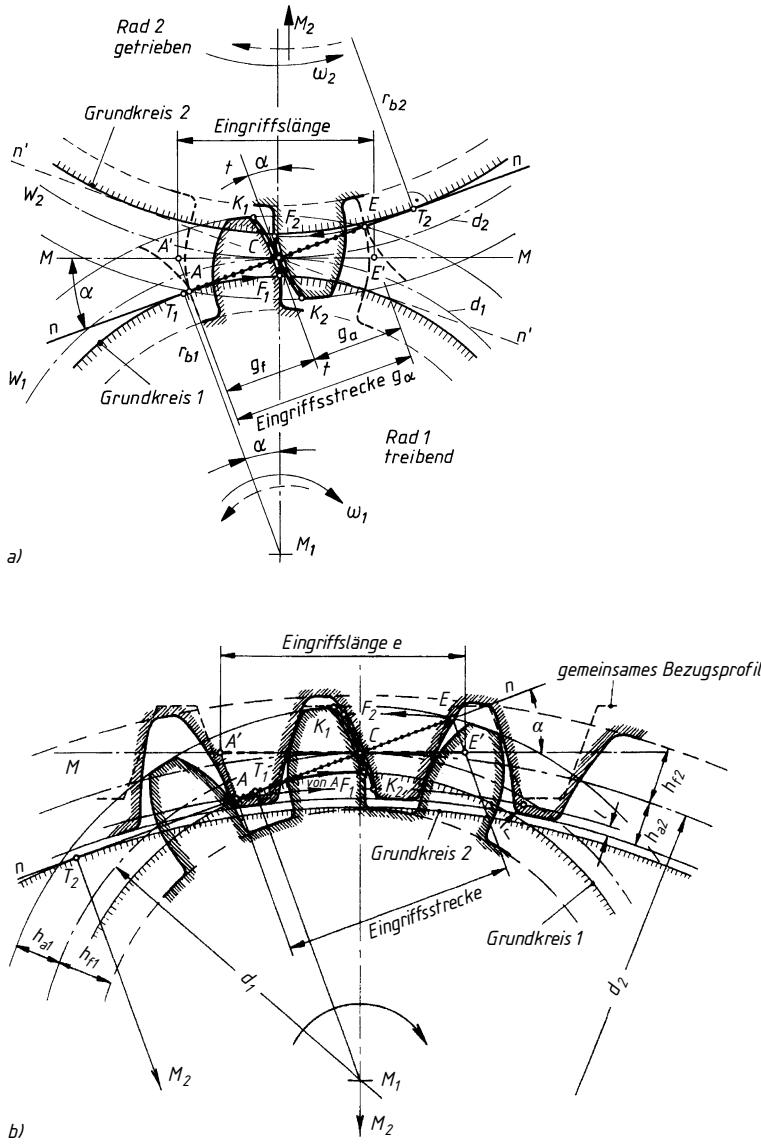


Bild 20-13 Evolventenverzahnung eines Nullradpaars
a) Außenradpaar,
b) Innenradpaar

Während des Eingriffs wälzen in der ersten Phase die Flankenteile F_1C und K_2C , in der zweiten Phase die Flankenteile CK_1 und CF_2 miteinander.

Alle Eingriffspunkte wandern auf der Eingriffslinie $n-n'$, die dabei jeweils senkrecht auf den berührenden Arbeitsflanken steht und durch C geht.

Die Lage der Zähne für den als Volllinie eingezeichneten Drehsinn zu Beginn A und am Ende E des Eingriffs sind durch Strichlinien dargestellt; die Schnittpunkte der Eingriffslinie mit den Kopfkreisen des Rades 2 bei A (F_1 und K_2 fallen zusammen) und des Rades 1 bei E (K_1 und F_2 fallen zusammen) grenzen die Eingriffsstrecke ab (Punktstrecke \overline{AE} im Bild 20-13a). Die Eingriffsstrecke $g_a = g_f + g_a$ wird durch C in die Eintritt-Eingriffsstrecke gleich Fußeingriffsstrecke g_f und die Austritt-Eingriffsstrecke gleich Kopfeingriffsstrecke g_a unterteilt. Die Projektion von g_a auf $M-M$ kann als Eingriffslänge $\overline{A'E'}$ bezeichnet werden.

Hinweis: Die Lage der Eingriffslinie (Volllinie $n-n$) als geometrischer Ort aller gemeinsamen Berührungspunkte zweier im Eingriff befindlicher Zahnflanken ist vom Drehsinn der Räder bestimmt, s. **Bild 20-13a** (Strichlinie $n'-n'$ für umgekehrten Drehsinn).

Da die rechtwinkeligen Dreiecke M_1CT_1 und M_2CT_2 einander ähnlich sind, gilt mit den Wälzkreisradien $r_1 = d_1/2$ und $r_2 = d_2/2$ sowie den Grundkreisen $r_{b1} = d_{b1}/2$ und $r_{b2} = d_{b2}/2$ die Beziehung $\cos \alpha = r_{b1}/r_1 = r_{b2}/r_2$, so dass entsprechend Gl. (20.1) die Übersetzung $i = \omega_1/\omega_2 = r_2/r_1 = r_{b2}/r_{b1} = d_{b2}/d_{b1}$ ist, d. h. i ist auch abhängig von der Größe der Grundkreishalbmesser bzw. -durchmesser. Weil die Eingriffslinie eine Gerade ist und die Form der Stirnprofile von Lagenänderungen der Grundkreise nicht beeinflusst wird, sind Evolventenverzahnungen unempfindlich gegen Achsabstandsänderungen eines Radpaars.

Bei einem Hohlrad sind die Flanken der Zähne konkav (**Bild 20-13b**). Ihre Form ergibt sich durch Abwälzen der Eingriffslinie n auf dem Grundkreis 2 und gleicht genau der eines Außenverzahnten Rades gleicher Abmessungen. Die Fußflanke wird durch die relative Kopfbahn des Werkzeuges bestimmt. Eingriffsstrecke und Eingriffslänge hängen vom Herstellungsverfahren ab. Wird das Ritzel mit einem Zahnstangenwerkzeug und das Hohlrad mit einem Schneidrad hergestellt, dann ist bei Rechtsdrehung des Ritzels der Anfangspunkt A des Eingriffs durch den Schnittpunkt der Eingriffslinie mit der Kopflinie der Zahnstange (gemeinsames Bezugsprofil) gegeben. Dem Punkt A entspricht der Fußpunkt F_1 der Ritzelflanke, in dem die Evolvente und damit die Arbeitsflanke beginnt. Außerhalb der Arbeitsflanke kann kein Flankeneingriff stattfinden. Auf der Zahnflanke des Hohlrades beginnt der Eingriff im Punkt K_2 , der dabei mit F_1 in A zusammenfällt. Das Kopfstück von K_2 bis zum normalen Kopfkreis ist also im Eingriff nicht beteiligt. Der Kopf könnte um den Betrag l gekürzt werden, oder man müsste ihn mit $r = l$ abrunden, um Eingriffsstörungen zu vermeiden. Der Eingriff endet in E als Schnittpunkt der Eingriffslinie mit dem Kopfkreis des Ritzels. Der Eingriffsstrecke \overline{AE} entspricht auf der Profilmittellinie die Eingriffslänge $\overline{A'E'} = e$, die allgemein, wie damit auch der Überdeckungsgrad, größer ist als bei Außenverzahnungen gleicher Abmessungen. Es arbeiten die Flanken F_1C mit K_2C und $C\hat{K}_1$ mit $\hat{C}F_2$ zusammen.

Bei Rädern mit geringer Zähnezahldifferenz (Übersetzungen nahe $i = 1$ besteht die Gefahr einer **Zahnüberschneidung**). Die Zahnpöpfe bewegen sich nicht mehr frei aneinander vorbei und müssten gekürzt werden, was jedoch eine Verminderung des Überdeckungsgrades bedingt. Dafür soll die Zähnezahldifferenz möglichst $|z_2| - z_1 \geq 10$ sein.

Im Maschinenbau wird fast ausschließlich die Evolventenverzahnung verwendet, da die Herstellung der Zahnräder relativ einfach und kostengünstig ist.

20.1.4 Bezugsprofil, Herstellung der Evolventenverzahnung

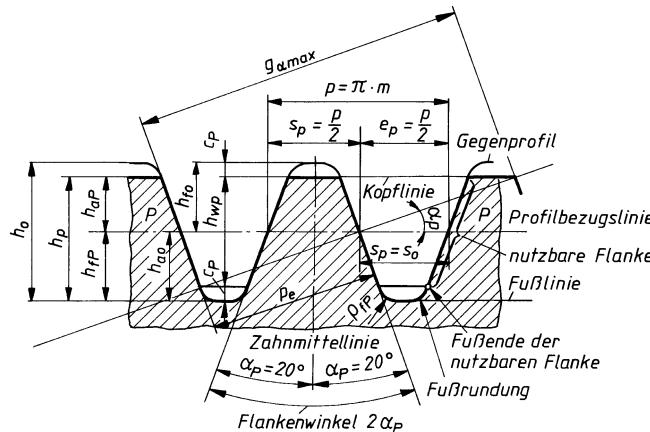
Das **Bezugsprofil eines Stirnrades** (Index p) ist nach DIN 867 (**Bild 20-14**) ein durch Vereinbarung festgelegtes Profil mit geraden Flanken (Zahnstange, Planverzahnung), das vorzugsweise im allgemeinen Maschinenbau für Stirnräder mit Evolventenverzahnung nach DIN 3960 angewendet werden soll. Die Flanken des Bezugsprofils schließen mit der Normalen zur Profilbezugslinie $P-P$ den Profilwinkel α_p gleich Eingriffswinkel $\alpha = 20^\circ$ ein.

Die Maße am Bezugsprofil sind festgelegt durch den Modul m_n ¹⁾ ($m_n = 1 \dots 70 \text{ mm}$) und die Profilbezugslinie: auf $P-P$ werden die *Teilung* p , die *Zahndicke* s_p und die *Lückenweite* e_p angegeben; auf $P-P$ bezogen werden die *Kopfhöhe* $h_{ap} = m$ und die *Fußhöhe* $h_{fp} = m + c_p$, die zusammen die *Zahnhöhe des Bezugsprofils* $h_p = 2 \cdot m + c_p$ ergeben. Die nutzbare Zahnflanke ist durch die gemeinsame *Zahnhöhe* $h_{wp} = 2 \cdot m$ bestimmt.

Das **Bezugsprofil des Gegenrades** (Gegenprofil) ist das um die Profilbezugslinie $P-P$ um 180° geklappte und längs dieser um eine halbe Teilung verschobene Stirnrad-Bezugsprofil. Rad und Gegenrad haben somit gleiches Bezugsprofil.

Das **Bezugsprofil von Verzahnungswerkzeugen** (Index 0) nach DIN 3972 ist das Profil zur Herstellung einer Planverzahnung nach DIN 867. Es unterscheidet sich in der *Kopfhöhe* h_{a0} und

¹⁾ Der Index n weist auf die Darstellung im Normalschnitt hin. Bei Geradverzahnung ist $m_n = m$.

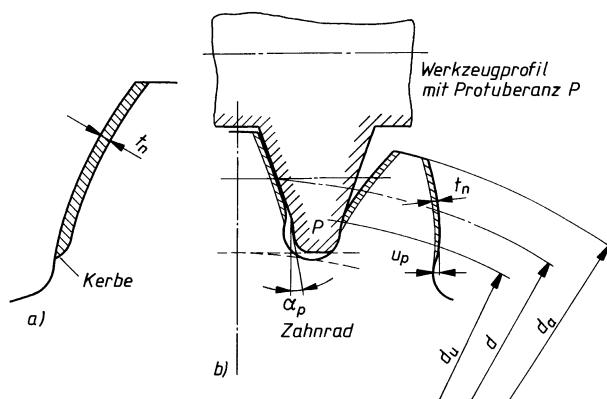
**Bild 20-14**

Bezugsprofil Index p mit Gegenprofil für Stirnräder, Werkzeugprofil mit Index 0

gegebenenfalls in der Zahndicke s_0 . h_{a0} muss um das Kopfspiel c_p größer sein als das Bezugsprofil des Zahnrades. s_0 ist gleich oder gegebenenfalls um eine Bearbeitungszugabe am Werkstück kleiner als die des Bezugsprofils des Zahnrades. Eine Bearbeitungszugabe ist für nachfolgende Arbeitsgänge (Schlichtfräsen, Schleifen oder Schaben der Verzahnung) erforderlich. DIN 3972 unterscheidet für Verzahnwerkzeuge die Bezugsprofile I und II für Fertigbearbeitung ($s_0 \equiv s_p$, Profil I mit $h_{a0} = 1,167 \cdot m$, Profil II mit $h_{a0} = 1,25 \cdot m$), III für Vorbearbeitung zum Schleifen oder Schaben und IV für Vorbearbeitung zum Schlüchten. Die Kopfrundung q_{a0} der Fräserzähne ist mit etwa $0,25 \cdot m$ festgelegt (nähere Einzelheiten s. Norm). Sie bewirkt die Ausrundung des Zahnfußes am Zahnrade. Der Kopfkreis des Zahnrades wird durch das Verzahnungswerkzeug nicht bearbeitet.

Durch das Abspannen der Bearbeitungszugabe t_n entsteht beim Schleifen bzw. Schaben normalerweise eine Kerbe am Zahnfuß, die von der gerundeten Kopfkante des Werkzeuges erzeugt wird (**Bild 20-15a**). Dies lässt sich vermeiden durch Freiarbeiten des Zahnfußes bei Vorbearbeitung mittels Protuberanz-Wälzfräser (**Bild 20-15b**).

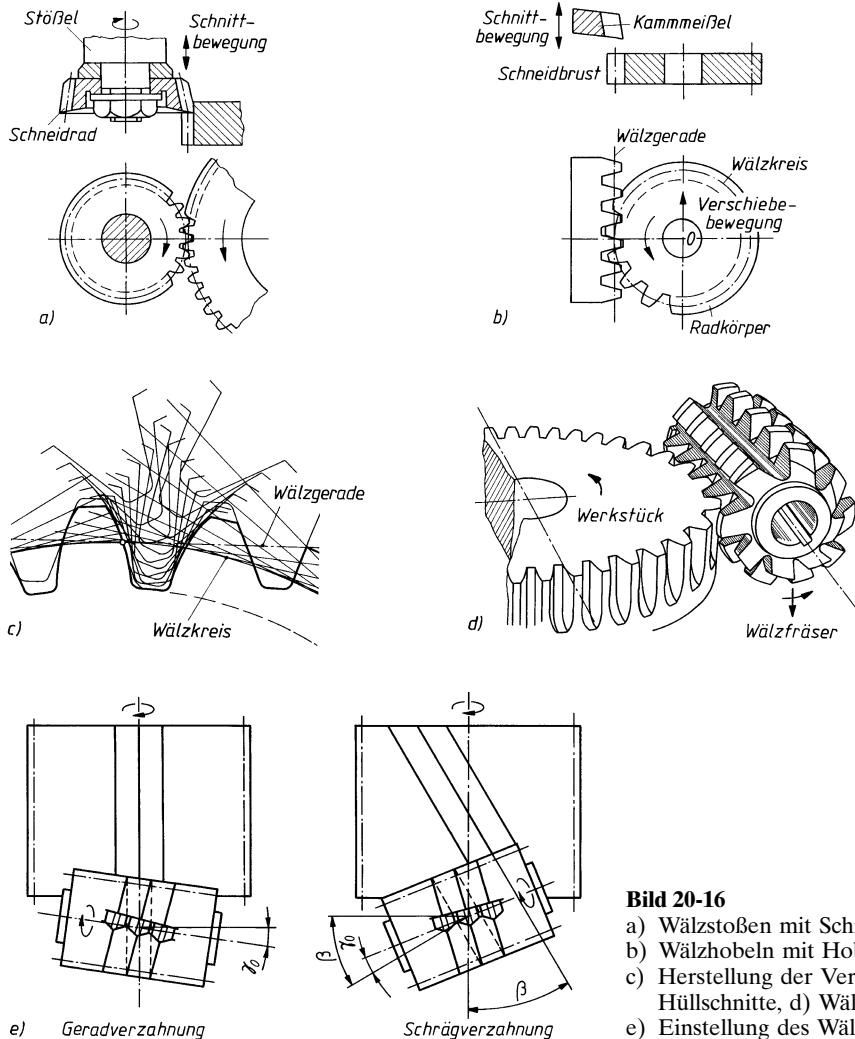
Zahnräder können je nach Größe, Werkstoff und Verwendungszweck auf verschiedene Weise hergestellt werden. Die industrielle Fertigung kennt spanlose Verfahren (z. B. Gießen, Pressen, Sintern) oder zur Erfüllung hoher Qualitätsanforderungen die spanenden Verfahren (z. B. Wälzhobeln, Wälzstoßen, Wälzfräsen). Die meisten Verzahnmaschinen arbeiten nach dem Wälzverfahren; Werkzeuge und Werkstück wälzen so miteinander wie zwei ihnen entsprechende fertigverzahnte Räder in einem Getriebe. Das Werkzeug erzeugt dadurch im Werkstück die Zahnlücken, s. **Bild 20-16**.



20

Bild 20-15

- a) Zahnoflange nach Abspannen der Bearbeitungszugabe t_n
- b) Abspannen mit Protuberanz-Wälzfräser

**Bild 20-16**

- a) Wälzstoßen mit Schneidrad
- b) Wälzhobeln mit Hobelkamm
- c) Herstellung der Verzahnung durch Hüllschnitte, d) Wälzfräsen
- e) Einstellung des Wälzfräisers

20.2 Zahnradwerkstoffe

Für die Herstellung von Zahnräden eignen sich viele Werkstoffe, von denen die Stähle jedoch aus technischen und wirtschaftlichen Gründen die größte Bedeutung haben.

Bei der Werkstoffauswahl ist für ungehärtete Zahnflanken aus gleicher Werkstoffart von Ritzel und Rad gleiche Härte wegen der Fressgefahr unbedingt zu vermeiden; ein möglichst großer Härteunterschied der Stähle wirkt sich auf Dauer günstig hinsichtlich des Verschleißes aus. Sobald die Zahnflanken des Radpaars gehärtet und geschliffen sind, ist diese Maßnahme, wie auch bei Gusseisen, überflüssig; auch bei Paarung eines gehärteten und geschliffenen Ritzels mit einem ungehärteten Rad wirkt die Kaltverfestigung während der zahlreichen Überrollungen günstig.

Ritzel (Kleinräder) sollen wegen der größeren Beanspruchung bei höheren Drehzahlen stets aus festerem Werkstoff als Großräder hergestellt werden. Sie werden meist aus Stahl (St), Großräder dagegen je nach Beanspruchung aus Gusseisen mit Lamellengraphit (GJL) bzw.

mit Kugelgraphit (GJS), Stahlguß (GS) oder Stahl (St) gefertigt. Für größere Getriebe werden Großräder mit vergüteten oder gehärteten Zähnen häufig mit einem Zahnkranz (Banda ge) aus entsprechendem Stahl versehen, der auf den Radkörper (z. B. aus GJL) aufgeschrumpft wird.

Für die Wahl üblicher Zahnradwerkstoffe siehe **TB 20-1**, **TB 20-2** bzw. **TB 1-1** (vergl. auch DIN 3990 T5). Folgende Hinweise sollten beachtet werden:

Gusseisen mit Lamellengraphit (GJL, DIN EN 1561) eignet sich für kleine Belastungen und Drehzahlen ($v < 2 \text{ m/s}$), insbesondere bei komplizierten Radformen mit größerem Modul; GJL ist leicht zerspanbar, geräuschdämpfend, aber stoßempfindlich.

Gusseisen mit Kugelgraphit (GJS, DIN EN 1563) geeignet für größere Beanspruchungen mit Eigenschaften zwischen GJL und GS ist verschleißfester; Wärmebehandlung ist möglich.

Schwarzer Temperguss (GJMB, DIN EN 1562) für kleine Abmessungen, höhere Festigkeit und Zähigkeit gegenüber GJL.

Stahlguss (GS, DIN 1681) insbesondere bei großen Abmessungen; gegenüber GJL schwer vergießbar (Gussspannungen und Lunker infolge höherer Schwindung); kostengünstiger als gewalzte oder geschmiedete Räder; wärmebehandlungsfähig.

Stähle werden am meisten für mittel- und hochbeanspruchte Zahnräder verwendet. Da die für die Werkstoffwahl und -behandlung maßgebende Beanspruchung auf den Zahnfuß und die Zahnränder beschränkt ist, werden neben den Stählen mit gleichmäßigen Eigenschaften über den Querschnitt (z. B. allgemeine Baustähle sowie legierte und unlegierte Vergütungsstähle) auch solche verwendet, bei denen die festigkeitssteigernde Behandlung auf die kritischen Stellen begrenzt werden kann. Letztere können im Sammelbegriff der *Stähle für Oberflächenhärtung (Randschichthärtung)* zusammengefasst werden, da sie eine harte, verschleißfeste Oberfläche unter Beibehaltung eines relativ zähen Kerns zulassen.

Die Dauerfestigkeitswerte der Zahnradwerkstoffe aus Versuchen mit Prüfrädern unter Standard-Betriebsbedingungen (für die Biege-Nenn-Dauerfestigkeit σ_{Flim} über mindestens $3 \cdot 10^6$ Lastwechsel und für die Flankenpressung σ_{Hlim} über mindestens $5 \cdot 10^7$ Lastwechsel) schwanken wegen Unregelmäßigkeiten der chemischen Zusammensetzung, des Gefüges und der Wärmebehandlung sehr stark. Bei Wechselbeanspruchung (z. B. bei Zwischenräder) kann $0,7 \cdot \sigma_{\text{Flim}}$ eingesetzt werden. Ähnliche Schwankungen treten bei σ_{Hlim} -Werten auf, die für $R_z = 3 \mu\text{m}$ an den Flanken, $v = 10 \text{ m/s}$, eine Ölviskosität $v_{50} = 100 \text{ mm}^2/\text{s}$ und Verzahnungsqualität 4...6 gelten. Bei ungeschliffenen Verzahnungen sind die σ_{Hlim} -Werte mit 0,85 zu multiplizieren. **Bild 20-17** zeigt den Streubereich von Prüfergebnissen für σ_{Hlim} -Werte der Baustähle für die Werkstoff- und Wärmebehandlungsanforderungen *ML* (niedriger-) und *ME* (hoher Qualitätsnachweis). Nähere Einzelheiten s. DIN 3990 T2 und T5.

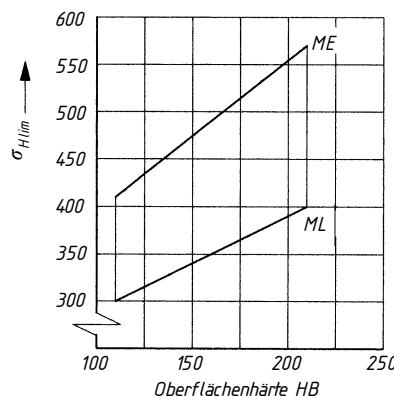


Bild 20-17 Schematische Darstellung des Streubereichs der σ_{Hlim} -Werte für Baustähle in Abhängigkeit von der Oberflächenhärte und den Werkstoff- und Wärmebehandlungsanforderungen (ML, ME)

20.3 Schmierung der Zahnradgetriebe

Durch Schmierung soll innerhalb der vorliegenden Druck-, Gleitgeschwindigkeits- und Temperaturverhältnisse die unvermeidliche Zahnflankenreibung auf ein Mindestmaß herabgesetzt werden, denn sie ist verantwortlich für die Flankenabnutzung, die Getriebeerwärmung und das Getriebegeräusch. Verminderte Zahnflankenreibung verbessert auch den Wirkungsgrad, der allerdings noch von der Zahnbelastung, der Umfangsgeschwindigkeit, der Verzahnungsqualität und der Oberflächenbeschaffenheit der Zahnflanken beeinflusst wird. Sowohl die Schmierung und die Versorgung der Lager mit Schmierstoff als auch die Funktionskontrolle der Dichtungen sind bei Neubauten bei voller Drehzahl zu erproben.

Das einwandfreie Arbeiten eines Getriebes hängt wesentlich vom Schmierstoff ab und von der Art wie er der Verzahnung zugeführt wird. Vorzuziehen ist ein flüssiger Schmierstoff, damit die Bildung eines möglichst tragfähigen Schmierfilms zwischen den im Eingriff befindlichen Zahnflanken entstehen kann und die im Zahneingriff und in den Lagern bei Kraftübertragung entstehende Reibungswärme abgeführt wird.

Zum Aufbau eines tragfähigen Schmierfilms ist neben einer ausreichenden Viskosität, einer Spaltverengung in Bewegungsrichtung noch eine Relativbewegung erforderlich. Diese Bedingungen sind aber beim Zahneingriff nicht optimal, denn bei Verzahnungen überlagern sich Gleit- und Wälzbewegungen. Bei Wälzgetrieben tritt zwar eine Komponente der Gleitgeschwindigkeit in Zahnhöhenrichtung (vgl. zu **Bild 20-8**) auf, sie ist jedoch im Wälzpunkt C gleich null und nimmt in Fuß- und Kopfrichtung zu. Bei Schraubwälzgetrieben (vgl. 20.1-2) ist noch eine Komponente in Flankenrichtung vorhanden, so dass auch im Wälzpunkt ein Gleitgeschwindigkeitsanteil gegeben ist. Dabei ändert sich die Gleitgeschwindigkeit ebenfalls in Zahnhöhenrichtung. Durch diese „wischende“ Bewegung wird der Aufbau eines unter Druck stehenden Schmierfilms erheblich behindert. Entscheidend für die Beanspruchung des Schmierfilms ist daher das Verhältnis von Gleit- zu Wälzgeschwindigkeit.

Da für Zahnradpaarungen bei jedem Eingriff ein Schmierfilm neu aufgebaut werden muss (bei schnell laufenden Getrieben in sehr kurzer Zeit), laufen Zahnräder meist bei Mischreibung, wobei nur ein Teil der Zahnnormalkraft vom hydrodynamischen Schmierfilmdruck und der Rest unmittelbar von den Flankenberührungsstellen übertragen wird, für die aber aus Festigkeitsgründen nicht immer eine den Gleitvorgang begünstigende Werkstoffpaarung verwendet werden kann. Somit fällt dem Getriebeschmierstoff vor allem die Aufgabe zu, die Gleitbewegungen zu begünstigen, um den Verschleiß herabzusetzen, die Fressgefahr zu verringern und gleichzeitig eine übermäßige Erwärmung zu unterbinden. Dabei gilt für die Wahl flüssiger Schmierstoffe allgemein:

Je kleiner die Umfangsgeschwindigkeit und je größer die Wälzpressung sowie die Rauigkeit der Zahnflanken sind, um so höher muss die Viskosität sein. Eine höhere Viskosität bewirkt eine größere hydrodynamische Tragfähigkeit und Belastbarkeit, und somit auch eine höhere Fresslastgrenze, bei der Riefenbildung oder Fressen der Zahnflanken einsetzt.

Für zahlreiche Getriebe genügen reine Mineralöle. Dort, wo höhere Anforderungen¹⁾ und eine geringere Viskosität erwünscht ist, werden diese durch mild oder stark wirkende EP-Zusätze (Extreme Pressure)²⁾ ausgeglichen, wobei stets zu berücksichtigen ist, dass sie sich auf die Anforderungen der anderen vom gleichen Schmierstoff zu versorgenden Maschinenelemente (Lager, Dichtungen, Kupplungen usw.) sowie auf die zulässige Erwärmung des Getriebes nicht nachteilig auswirken (max. Getriebetemperatur 80 °C).

¹⁾ bei hohen Stoßbelastungen, ungünstigen Gleitverhältnissen (Hypoidgetriebe), hohen Dauertemperaturen und bei Getrieben, bei denen durch häufiges Anfahren und Abbremsen oft im Mischreibungsgebiet gefahren wird.

²⁾ Nachteilig können sich bei EP-Zusätzen u. a. die höhere Aggressivität gegen Buntmetalle (z. B. Gleitlager) und Dichtungen auswirken.

DIN 51509 gibt Richtwerte zur *Auswahl von Schmierölen* für Zahnradgetriebe (Wälz- und Schraubwälzgetriebe) *ohne* und *mit* verschleißverringerten Wirkstoffen. In **TB 20-5** sind die bevorzugt verwendeten Schmieröle für die verschiedenen Viskositätsbereiche angegeben, wobei für *SAE*-(*Kraftfahrzeuge*) und *ISO*-Qualitätsklassen nur ein ungefährer Vergleich möglich ist.

Für die Auswahl der Schmierstoffart sind die Umfangsgeschwindigkeit der Getrieberäder, die zu übertragende Leistung, die Konstruktion sowie die konzipierte Lebensdauer (Zeit- oder Dauergetriebe) entscheidend. Bei zweistufigen Getrieben ist die Umfangsgeschwindigkeit der 2. Stufe, bei dreistufigen Getrieben (entsprechend bei mehrstufigen) ein Mittelwert der Umfangsgeschwindigkeit der 2. und 3. Stufe zugrunde zu legen.

Lediglich bei offenen oder geschlossenen, aber nicht öldichten Getrieben werden unter Berücksichtigung der Umfangsgeschwindigkeit *Schmierfette* oder *Schmierstoffe* als pastöse bis zähflüssige Schmierstoffe ($v_{100} > 225 \text{ mm}^2/\text{s}$), auch mit verschleißverringerten Wirkstoffen und zur Erleichterung der Anwendung mit Lösungsmittel eingesetzt. Richtwerte für den Einsatz verschiedener Schmierstoffarten, abhängig von der Umfangsgeschwindigkeit und der Art der Schmierung, enthält **TB 20-6**.

Bei *Auftragsschmierung* (bis $v_t = 2,5 \text{ m/s}$) wird der Schmierstoff von Hand mittels eines Pinsels oder Spachtels bei stillstehendem Getriebe aufgebracht (möglichst Abdeckhaube vorsehen).

Die *Sprühschmierung* (bis $v_t = 4 \text{ m/s}$) soll die Auftragsschmierung ersetzen, um der Forderung einer weniger aufwendigen Wartung zu begegnen. Sie kann aber nur vorgesehen werden, wenn keine Kühlung durch den Schmierstoff notwendig ist. Von einer Pumpe, oft kombiniert mit einem Behälter, wird der Schmierstoff einer Düse zugeführt. Meist ist ein Zumessventil zwischengeschaltet, so dass Schmierstoff in der richtigen Menge in den gewünschten zeitlichen Zwischenräumen auf die Zahnräder gelangt.

Die *Tauchschmierung* (bis $v_t = 8 \text{ m/s}$ mit Fließfett, bis $v_t = 15 \text{ m/s}$ mit Öl, bei Getrieben $> 400 \text{ kW}$ sowie Gleitlager- und Vertikalgetrieben über 8 m/s Spritzschmierung vorsehen) ist wegen ihrer Einfachheit und Zuverlässigkeit am weitesten verbreitet. Dabei tauchen die Zahnräder oder ein Hilfsrad in die Schmierstofffüllung ein, was ein schmierstoffdichtes Getriebe voraussetzt. Die Fliehkräftebeschleunigung soll dabei $v^2/r = 550 \text{ m/s}^2$ (r Halbmesser des tauchenden Rades) nicht überschreiten, da sonst die Planschverluste zu groß werden und eine unzulässig hohe Getriebeerwärmung nach sich ziehen; außerdem besteht die Gefahr, dass Schmierstoff von den Flanken geschleudert wird und Ölschäumen auftritt. Bei Stirnrädern mit Modul m soll die Eintauchtiefe $t = (3 \dots 6) \cdot m$ für $v < 5 \text{ m/s}$ und $t = (1 \dots 3) \cdot m$ für $v > 12 \text{ m/s}$ betragen¹⁾. Bei Kegelrädern muss die gesamte Radbreite b eintauchen.

Spritzschmierung (bis $v_t = 25 \text{ m/s}$) wird bei größeren Umfangsgeschwindigkeiten eingesetzt, wo bei Öl mittels einer Pumpe über Düsen, meist radial, kurz vor oder unmittelbar in den Zahneingriff, bei sehr hohen Umfangsgeschwindigkeiten wegen der hohen Erwärmung und zur besseren Kühlung auch hinter dem Zahneingriff, eingespritzt wird. Die Förderdrücke (Überdrücke) liegen meist zwischen 1 und 3,5 bar, in Einzelfällen bis 10 bar.

DIN 51509 gibt Richtwerte zur Ermittlung der erforderlichen Getriebeölviskosität für Wälz- und Schraubwälzgetriebe abhängig von einem *Kraft-Geschwindigkeits-Faktor* an, für die eine angenommene Umgebungstemperatur von ca. $\vartheta = 20^\circ\text{C}$ gelten. Für den überschlägig ermittelten Kraft-Geschwindigkeits-Faktor k_s/v wird die Viskosität nach **TB 20-7** abgelesen. Gewählt wird ein Öl der nächstliegenden Viskositätsklasse.

Für *Wälzgetriebe* (*Stirn- und Kegelradgetriebe*) wird der Faktor

$$\frac{k_s}{v} \approx \left(3 \cdot \frac{F_t}{b \cdot d_1} \cdot \frac{u+1}{u} \right) \cdot \frac{1}{v} \quad \begin{array}{c} k_s/v \\ \hline \frac{\text{N} \cdot \text{s}}{\text{mm}^2 \cdot \text{m}} \end{array} \quad \begin{array}{c} F_t \\ \hline \text{bzw.} \end{array} \quad \begin{array}{c} \frac{\text{MPa} \cdot \text{s}}{\text{m}} \\ \hline \end{array} \quad \begin{array}{c|c|c|c|c} & F_t & b, d & u & v \\ \hline & \text{N} & \text{mm} & 1 & \text{m/s} \end{array} \quad (20.2)$$

F_t Umfangskraft
 b Zahnbreite

¹⁾ Angaben beziehen sich auf den Betriebszustand.

d_1 Teilkreisdurchmesser (d_{v1} bei Kegelrädern)

u Zähnezahlverhältnis; $u = \frac{z_{\text{Großrad}}}{z_{\text{Kleinrad}}} > 1$

v Umgangsgeschwindigkeit

für Schraubwälzgetriebe (Schneckengetriebe und Stirn- und Kegelrad-Schraubräder)

$$\boxed{\frac{k_s}{v} = \frac{T_2}{a^3 \cdot n_s}} \quad \begin{array}{c|c|c|c} k_s/v & T_2 & a & n_s \\ \hline \text{N} \cdot \text{min/m}^2 & \text{Nm} & \text{m} & \text{min}^{-1} \end{array} \quad (20.3)$$

T_2 Ausgangsdrehmoment

a Achsabstand

n_s Schneckendrehzahl

20.4 Getriebewirkungsgrad

Um eine bestimmte Abtriebsleistung $P_2 = T_2 \cdot \omega_2$ zu gewährleisten, muss wegen des Leistungsverlustes P_v (durch Reibung verursachte Leerlauf-, Lager- und Dichtungsverlustleistung) eine größere Antriebsleistung $P_1 = T_1 \cdot \omega_1$ eingeleitet werden. Das Verhältnis Abtriebsleistung/Antriebsleistung wird als *Gesamtwirkungsgrad* definiert

$$\boxed{\eta_{\text{ges}} = \frac{\text{abgegebene Leistung}}{\text{zugeführte Leistung}} = \frac{P_{\text{ab}}}{P_{\text{an}}} = \frac{P_2}{P_1} = \frac{P_2}{P_2 + P_v} = \frac{T_2 \cdot \omega_2}{T_1 \cdot \omega_1} = \frac{T_2}{T_1 \cdot i_{\text{ges}}} < 1} \quad (20.4)$$

P_v Verlustleistung

T_1 bzw. T_2 An- bzw. Abtriebsmoment

ω_1 bzw. ω_2 Winkelgeschwindigkeit

i_{ges} Gesamtübersetzung des Getriebes

Die Leistungsverluste entstehen durch das Wälzgleiten der Zahnflanken (η_Z), durch Lagerreibung (η_L), Wellendichtungen (η_D) und Schmierung (z. B. durch Planschwirkung der Räder bei Tauchschnierung).

Der *Gesamtwirkungsgrad* wird damit für ein mehrstufiges Getriebe

$$\boxed{\eta_{\text{ges}} = \eta_{Z\text{ges}} \cdot \eta_{L\text{ges}} \cdot \eta_{D\text{ges}}} \quad (20.5)$$

Für *Lagerung* und *Dichtung* können erfahrungsgemäß folgende Mittelwerte eingesetzt werden:

Lagerung einer Welle mit zwei Wälzlagern (Gleitlagern): $\eta_L \approx 0,99$ (0,97)

Dichtung einer Welle einschließlich Schmierung: $\eta_D \approx 0,98$.

(bei zwei Wellen wird z. B. $\eta_{L\text{ges}} = \eta_L \cdot \eta_L = \eta_L^2$ bzw. $\eta_{D\text{ges}} = \eta_D \cdot \eta_D = \eta_D^2$).

Zahnradpaarungen mit geringem Gleitanteil (Stirnrad- und Kegelradgetriebe) weisen einen relativ hohen Verzahnungswirkungsgrad η_Z auf, jene mit hohem Gleitanteil (Stirnrad-Schraubgetriebe und Schneckengetriebe) dagegen niedrige.

Als *Verzahnungswirkungsgrade* können je Zahneingriffsstelle bei bearbeiteten Zähnen gesetzt werden für:

Gerad-Stirnradgetriebe η_Z bis 0,99

Kegelradgetriebe η_Z bis 0,98

Stirnrad-Schraubgetriebe $\eta_Z \approx 0,50 \dots 0,95$ (siehe weiter unten)

Schneckengetriebe $\eta_Z \approx 0,20 \dots 0,97$ (siehe weiter unten)

(Entsprechend der Getriebestufenanzahl wird $\eta_{Z\text{ges}} = \eta_Z^1, \eta_Z^2, \eta_Z^3$ usw.)

so wird z. B. für ein einstufiges Gerad-Stirnradgetriebe (ein Radpaar mit bearbeiteten Zähnen, zwei Wellen mit Wälzlagern und Dichtungen, qualitativ hochwertige Ausführung der Verzahnung und der Lagerung) der Gesamtwirkungsgrad $\eta_{\text{ges}} = \eta_Z^1 \cdot \eta_L^2 \cdot \eta_D^2 \leq 0,99 \cdot 0,98 \cdot 0,96 \approx 0,93$.

Bei *Schräg-Stirnradgetrieben* können die Wirkungsgrade ca. 1 ... 2% kleiner gegenüber den der Geradverzahnung angenommen werden aufgrund erhöhter Reibungsverluste in den Lagern, hervorgerufen durch die Axialkraft und der etwas höheren Zahnreibung durch das „Ineinanderschrauben“ der Zähne.

Beim *Schraubradgetriebe* wird η_Z vorwiegend durch die Schrägungswinkel β_1 und β_2 sowie den Keilreibungswinkel ϱ' bestimmt (s. Kapitel 23) und kann annähernd ermittelt werden aus

$$\boxed{\begin{aligned} \text{für } (\beta_1 + \beta_2) < 90^\circ: \quad \eta_Z &= \frac{\cos(\beta_2 + \varrho') \cdot \cos \beta_1}{\cos(\beta_1 - \varrho') \cdot \cos \beta_2} \\ \text{für } (\beta_1 + \beta_2) = 90^\circ: \quad \eta_Z &= \frac{\tan(\beta_1 - \varrho')}{\tan \beta_1} \end{aligned}} \quad (20.6)$$

β_1, β_2 Schrägungswinkel

ϱ' Keilreibungswinkel; für $\mu \approx 0,05 \dots 0,1$ und $\alpha_n = 20^\circ$ ist $\varrho' \approx 3^\circ \dots 6^\circ$.

Der beste Wirkungsgrad für das Schraubgetriebe wird erreicht, wenn $\beta_1 - \beta_2 = \varrho'$ oder mit $\Sigma = \beta_1 + \beta_2 = 90^\circ$ (Achsenwinkel) $\beta_1 = (\Sigma + \varrho')/2$ und $\beta_2 = (\Sigma - \varrho')/2$ gewählt wird. Darum sollte der Schrägungswinkel β_1 des treibenden Rades immer größer sein als der des getriebenen Rades. Selbsthemmung liegt vor, wenn $\eta_Z < 0,5$ wird (vgl. Selbsthemmung bei Schrauben). Eine Bewegungsübertragung ist überhaupt nur möglich, wenn $\beta_2 < \Sigma - \varrho'$ ist. Der Gesamtwirkungsgrad wird nach Gl. (20.5) bestimmt.

Bei *Schneckengetrieben* wird der Wirkungsgrad der Verzahnung – ähnlich wie bei Schrauben – vom Steigungswinkel γ und vom Keilreibungswinkel ϱ' bestimmt. So ergibt sich der *Verzahnungswirkungsgrad für das Schneckengetriebe*

$$\boxed{\begin{aligned} \text{bei treibender Schnecke} \quad \eta_Z &= \frac{\tan \gamma_m}{\tan(\gamma_m + \varrho')} \\ \text{bei treibendem Schneckenrad} \quad \eta'_Z &= \frac{\tan(\gamma_m - \varrho')}{\tan \gamma_m} \end{aligned}} \quad (20.7)$$

γ_m Mittensteigungswinkel der Schnecke (s. Kapitel 23)

ϱ' (Keil-)Reibungswinkel; $\tan \varrho' = \mu'$ Keilreibungszahl, die von der Form und Oberflächengüte der Flanken, von der Gleitgeschwindigkeit v_g und den Schmierverhältnissen abhängt. Für Schnecke aus St und Rad aus GJL ist bei Fettschmierung und v_g bis 3 m/s: $\mu' \approx 0,1$ ($\varrho' \approx 6^\circ$). Für andere Paarungen bei Ölschmierung s. **TB 20-8** für die Gleitgeschwindigkeit $v_g = v_1 / \cos \gamma_m \approx d_{m1} \cdot \pi \cdot n_1 / \cos \gamma_m$.

Der Gesamtwirkungsgrad wird nach Gl. (20.5) ermittelt. Selbsthemmung tritt bei Schneckengetrieben ein, wenn $\gamma_m < \varrho'$ und somit der Wirkungsgrad $\eta_Z < 0,5$ wird, ein Antrieb über das Schneckenrad ist dann nicht mehr möglich. Für Überschlagsrechnung und Entwurf kann der Gesamtwirkungsgrad zunächst nach **TB 20-5** angenommen werden.

20.5 Konstruktionshinweise für Zahnräder und Getriebegehäuse

20.5.1 Gestaltungsvorschläge

1. Stirnräder

Ritzel werden durchweg als Vollräder (**Bild 20-18a**) ausgeführt. Bei einem Teilkreisdurchmesser $d \leq 1,8 \cdot d_{sh} + 2,5 \cdot m$ (d_{sh} Wellendurchmesser, m Modul) werden Ritzel und Welle aus einem Stück als Ritzelwelle ausgebildet (**Bild 20-18b**). Die Ritzelbreite b_1 soll möglichst etwas größer als die des Großrades b_2 sein, um evtl. Einbauungenauigkeiten ausgleichen und „Versetzungen“ vermeiden zu können. Die Zähne (auch die des Großrades) sind seitlich abzuschrägen oder leicht ballig auszubilden, da besonders die Zahnecken bruchempfindlich sind.

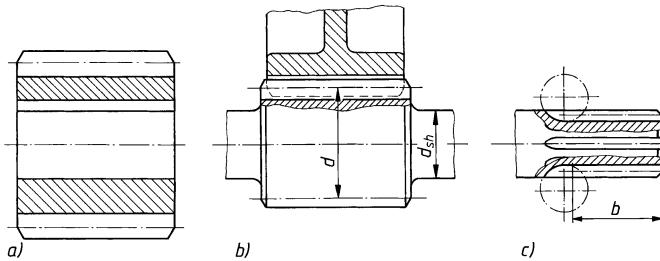


Bild 20-18
Ausführung der Ritzel.
a) Vollrad
b) Ritzelwelle

Großräder werden bei Einzelfertigungen oder kleinen Stückzahlen bei $d_a > 700 \text{ mm}$ als Schweißkonstruktionen hergestellt, s. **Bild 20-19**.

Bei größeren Stückzahlen werden Großräder meist in Gusskonstruktion ausgeführt, s. **Bild 20-20**. Räder mit einem Teilkreisdurchmesser $d \approx (6 \dots 8) \cdot d_{sh}$ (d_{sh} Wellendurchmesser) werden als Scheibenräder (**Bild 20-20a**), größere mit Armen verschiedener Querschnittsformen ausgebildet (**Bild 20-20b bis e**).

Die unsymmetrische Ausbildung (**Bild 20-20b**) wird vielfach bei „fliegender“ Anordnung, d. h. bei einer Anordnung am Wellenende vorgesehen, wobei die linke Scheibenseite die außenliegende sein soll. Die Abmessungen der Radkörper werden erfahrungsgemäß festgelegt. Eine

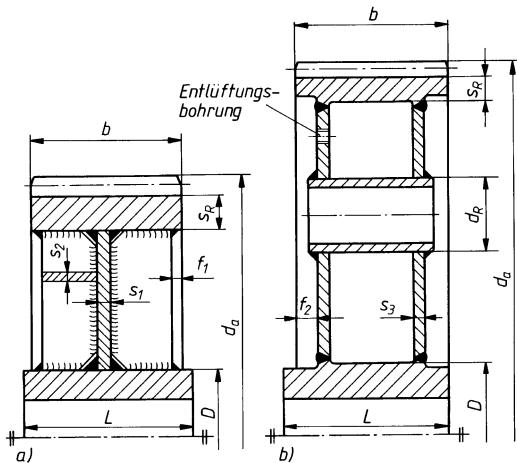


Bild 20-19
Ausführung der Großräder in Schweißkonstruktion. $s_1 \approx (1 \dots 2) \cdot m$, $s_2 \approx 0,7 \cdot m$, $s_3 \approx (0,8 \dots 1,5) \cdot m$, $f_1 \approx 1,5 \cdot s_1$, $f_2 \approx 0,15 \cdot b$, $s_R \geq 3,5 \cdot m$; Nababmessungen D und L siehe **TB 12-1**.

- Einscheibenrad bis $b/d_a \approx 0,2$; je nach Größe des Rades 4...8 seitliche Rippen erforderlich, wenn Schrängungswinkel $\beta > 10^\circ$. Bei $\beta < 10^\circ$ kann auf die Rippen verzichtet werden, s_1 in diesem Fall größer wählen
- Zweischeibenrad, Ausführung zweckmäßig ab $b/d_a \approx 0,2$; je nach Radgröße 4...8 Versteifungsrohre anordnen. Entlüftungsbohrung nach Spannungsarmglühen zu schrauben

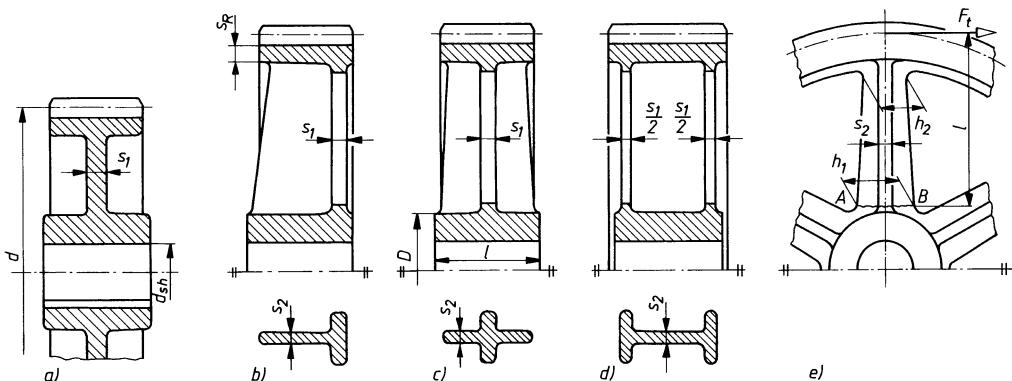


Bild 20-20 Ausführungsformen und Abmessungen der Großräder in Gußkonstruktion. a) Scheibenrad, b) bis e) Räder mit Armen

Festigkeitsnachprüfung der Arme ist normalerweise nicht erforderlich. Eine etwaige Nachprüfung erfolgt unter der Annahme, dass ein Viertel der Anzahl der Arme das Drehmoment überträgt und nur die in der Drehebene liegenden Querschnittsteile (mit der Dicke s_1) tragen. Für den gefährdeten Querschnitt $A-B$ ergibt sich das Biegemoment aus $M = F_t \cdot l / (0,25 \cdot z_A)$

$$\begin{aligned} \text{Anzahl der Arme: } & z_A \approx 1/8 \cdot \sqrt{d} \geq 4; \text{ üblich } z_A = 4 \dots 8; (\text{d Teilkreisdurchmesser}) \\ \text{Armquerschnitt: } & s_1 \approx (1,8 \dots 2,2) \cdot m, s_2 \approx 1,8 \cdot m; (\text{m Modul}) \\ & h_1 \approx (4 \dots 6) \cdot s_1, h_2 \approx (3 \dots 5) \cdot s_1 \text{ (bzw. konstruktiv festlegen)} \\ \text{Kranzdicke: } & s_R \approx (3,5 \dots 4,2) \cdot m \\ \text{Nabenabmessungen } D \text{ und } L \text{ s. } & \mathbf{TB 12-1} \end{aligned}$$

Bei Hochleistungsgetrieben wird vielfach aus Festigkeitsgründen der Zahnkranz aus hochwertigem Werkstoff hergestellt und auf den Radkörper aus GJL aufgeschrumpft (s. **Bild 20-21**).

2. Kegelräder

Wie bei den Stirnrädern werden bei den Kegelrädern die Ritzel als Vollräder aufsteckbar oder als Ritzelwelle ausgeführt, s. **Bild 20-22**.

Die Großräder können entsprechend der zu erwartenden Stückzahl und den Anforderungen an den Werkstoff des Verzahnungsteils in den verschiedensten Ausführungsformen hergestellt werden, Beispiele s. **Bild 20-23**.

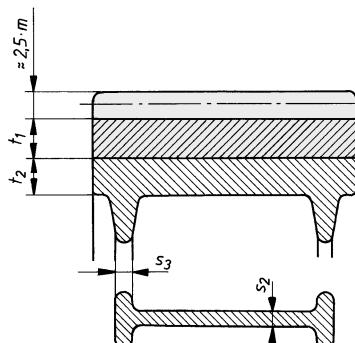


Bild 20-21
Radkörper aus GJL mit aufgeschrumpftem Zahnkranz
Zahnkranz: $t_1 \approx (0,04 \dots 0,08) \cdot d$; (d Teilkreisdurchmesser)
Radkörper: $t_2 \approx t_1$
Armquerschnitt: $s_2 \approx 1,8 \cdot m$; (m Modul); $s_3 \approx (1 \dots 1,2) \cdot m$

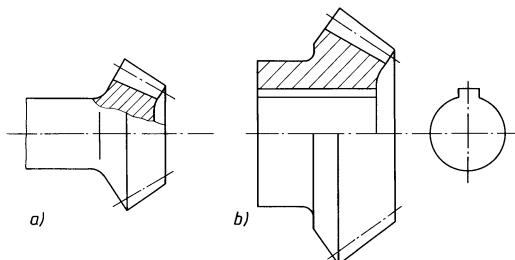


Bild 20-22
Ausführung der Kegelradritzel.
a) Ritzelwelle
b) Vollrad

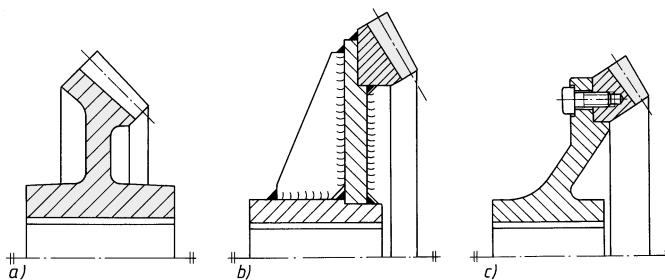


Bild 20-23
Ausführungsformen der Kegelräder.
a) Guss-
b) Schweiß-
c) Schraubausführung.
Nabenabmessungen nach
TB 12-1

Hinweis: Bei der Montage der Kegelräder ist darauf zu achten, dass die Axiallage der Räder zueinander eingestellt und gesichert werden. Die genaue Axiallage wird u. a. durch Distanzscheiben (Passscheiben) erreicht, die konstruktiv vorgesehen werden und deren genaue Dicke bei der Montage festgestellt wird.

3. Schnecken und Schneckenräder

Wie bei den Stirnrädern werden die Schnecken als Schneckenwellen mit $d_{m1} \approx 1,5 \cdot d_{sh}$ (d_{sh} Wellendurchmesser) oder als Aufsteckschnecken mit $d_{m1} \geq 2 \cdot d_{sh}$ hergestellt. Die Schneckenräder werden aus Wirtschaftlichkeitsgründen vielfach in geteilter Form ausgeführt, indem der Zahnkranz aus z. B. CuSn-Legierung mit dem Radkörper aus GJL, GS oder St verbunden wird, s. Bild 20-24.

4. Getriebegehäuse

Entsprechend der zu erwartenden Stückzahl werden die Getriebegehäuse entweder als Schweiß- oder auch als Gusskonstruktion hergestellt (Ölwannen vielfach aus Blech im Tiefziehverfahren). Schweißkonstruktionen sind vielfach leichter und stoßunempfindlicher. Sie werden für Einzelfertigungen und für sehr kleine Stückzahlen angewendet. Bei größeren Stückzahlen sind Schweißkonstruktionen hinsichtlich der Wirtschaftlichkeit den Gusskonstruktionen unterlegen. Graugusskonstruktionen zeichnen sich durch hohe Geräuschdämpfung und Steifigkeit aus. Im Bereich der krafteinleitenden Elemente ist eine ausreichende Versteifung durch Verrippung vorzusehen; Schweißkonstruktionen sollten zusätzlich spannungsarm geglättet werden.

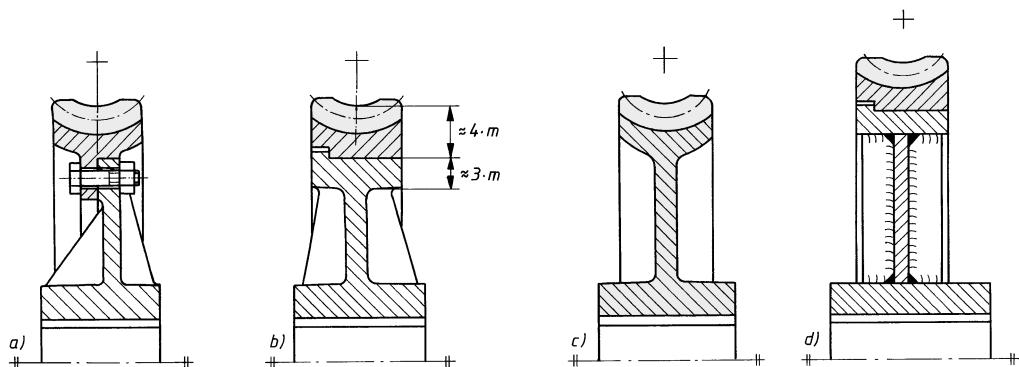


Bild 20-24 Ausführungsformen der Schneckenräder. a) Zahnkranz verschraubt, b) Zahnkranz aufgeschrumpft, c) Ausführung in Guss, d) Zahnkranz aufgeschrumpft, Radkörper in Schweißkonstruktion

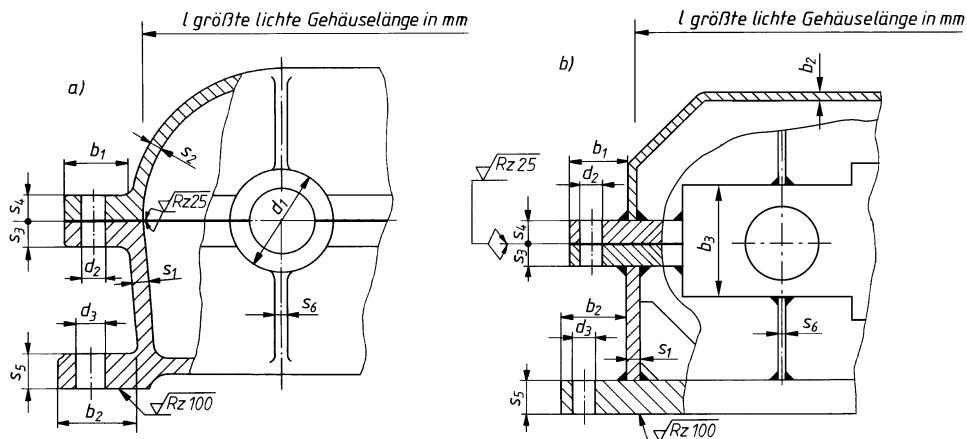
20.5.2 Darstellung, Maßeintragung

1. Zeichnerische Darstellung

Für die zeichnerische Darstellung von Zahnräden und Zahnräderpaaren gelten die Angaben nach DIN ISO 2203, die auszugsweise in den Bildern 20-25 und 20-26 wiedergegeben sind. Die Angaben gelten sowohl für Teilzeichnungen als auch für Gesamtzeichnungen. Mit Ausnahme der Schnittdarstellungen wird das Zahnrad jeweils als ein ganzes Teil ohne einzelne Zähne dargestellt. Die Bezugsfläche wird als schmale Strichpunktlinie hinzugefügt. In den Gesamtzeichnungen müssen verdeckte Körperkanten nicht dargestellt werden, wenn sie für die Eindeutigkeit der Zeichnung nicht notwendig sind (s. Bild 20-26).

2. Maßeintragung

Für die Maßeintragung und die erforderlichen Angaben in Zeichnungen und bei Bestellungen ist für *Stirnräder* DIN 3966 T1, für *Kegelräder* DIN 3966 T2 und für *Schneckengerübe* DIN 3966 T3



Bauteil		Gusskonstruktion	Schweißkonstruktion
Gehäusewerkstoff		GJL, GJS, GS	S235 S355
Wanddicke Unterkasten Oberkasten	s_1	$(0,005 \dots 0,01) \cdot 1 + 6 \text{ mm}^1)$	$(0,004 \dots 0,005) \cdot 1 + 4 \text{ mm}$
Mindestwerte für die Wanddicke	$s_{1,2 \min}$	$(0,5 \dots 0,8) \cdot s_1$ GJL, GJS 8 mm, GS 12 mm	$(0,5 \dots 0,8) \cdot s_1$ 4 mm
Höchstwerte für die Wanddicke	$s_{1,2 \max}$	50 mm	25 mm
Flansch Flanschdicke Flanschbreite	$s_3 \approx s_4$ b_1	$(1,3 \dots 1,6) \cdot s_1$ $\approx 3 \cdot s_1 + 10$	$2 \cdot s_1$ $\approx 4 \cdot s_1 + 10 \text{ mm}$
Flansch- Durchmesser schrauben Abstand	d_2	$\approx 1,2 \cdot s_1$	$\approx 1,5 \cdot s_1$
	l_F	$\approx (6 \dots 10) \cdot d_2$ (je nach Dichtigkeitsforderung)	
Fußleistendicke a) durchgehend mit Ausnehmung b) durchgehend ohne Ausnehmung	s_5	$\approx 3 \cdot s_1$ $\approx 1,8 \cdot s_1$	$\approx 3,5 \cdot s_1$
Fußleistenbreite	b_2	$\approx 3,5 \cdot s_1 + 15 \text{ mm}$	$\approx 4,5 \cdot s_1 + 10 \text{ mm}$
Versteifungs- und Kühlrippen	s_6	$\approx 0,7 \cdot s_1$ der zu verstifenden Wand	
Außendurchmesser der Lagergehäuse	d_1, b_3	$\approx (1,2 \dots 1,4) \cdot \text{Lageraußendurchmesser}$	
Fundamentschrauben, Durchmesser	d_3	$\approx 1,6 \cdot s_1$	$\approx 2 \cdot s_1$
Abstand seitlich zwischen Zahnrädern bzw. Zahnradern u. Gehäusewand	s_7	$s_7 \approx 2 + 3 \text{ m} + C \leq 70 \text{ mm}$ mit $C = 0,65 (v_t [\text{m/s}] - 25) \geq 0$	

¹⁾ l = größte lichte Gehäuselänge

Bild 20-25 Empfehlungen für Gehäuseabmessungen. a) Gusseisenkonstruktion, b) Schweißkonstruktion

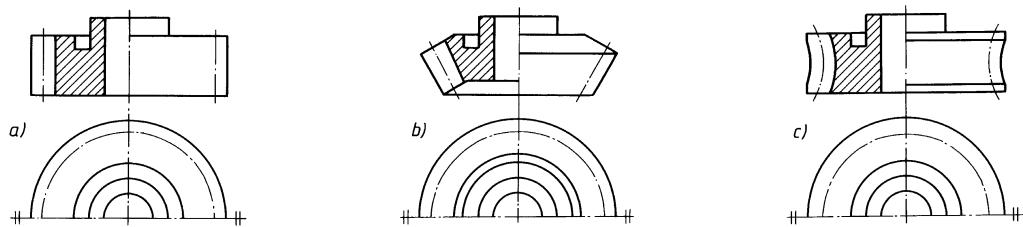


Bild 20-26 Darstellung der Zahnräder. a) Stirnrad, b) Kegelrad, c) Schneckenrad

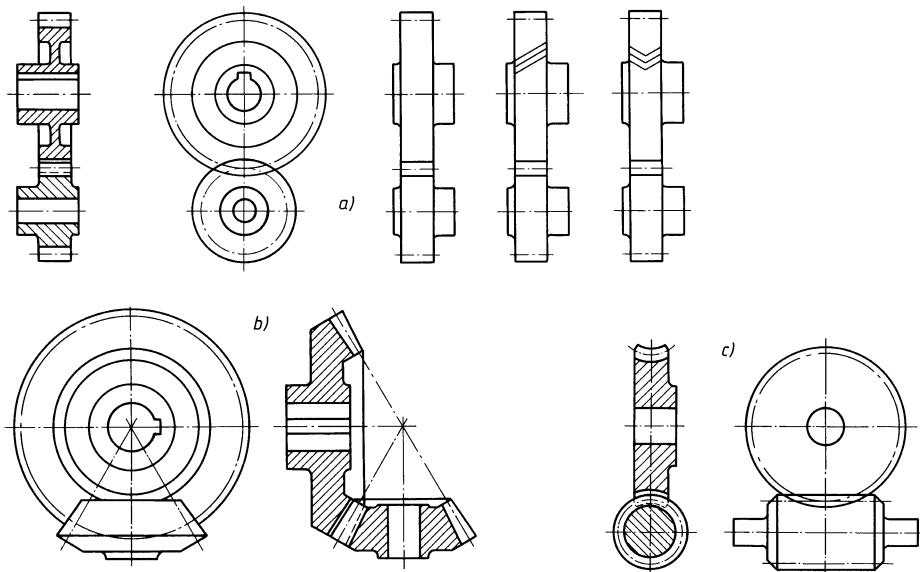


Bild 20-27 Darstellung der Zahnradpaare. a) Stirnrad mit außenliegendem Gegenrad (Gerad-, Schräg-, Pfeilverzahnung), b) Kegelradpaarung mit Achsenschnittpunkt, c) Schnecke und Schneckenrad

maßgebend. Neben den Maßangaben zur Herstellung des Radkörpers und Angaben über Form- und Lagetoleranzen sowie der Oberflächenbeschaffenheit, die alle in der Zeichnung unmittelbar am Werkstück angegeben werden, müssen für die Herstellung der Verzahnung und der Einstellung der Verzahnungsmaschine weitere Rechengrößen angegeben werden, die zweckmäßig tabellarisch aufgeführt werden. Diese Tabelle wird in der Regel auf dem Zeichnungsblatt stehen oder als besonderes Blatt der Zeichnung beigegeben (s. TB 20-10 bis TB 20-13). Vielfach sind darüber hinaus noch Angaben zur Auswahl des Verzahnungswerkzeuges und zum Prüfen der Verzahnung erforderlich, die im Bedarfsfall dem Hersteller mitzuteilen sind.

20

20.6 Literatur

- Bartz, W. J.: Schäden an geschmierten Maschinenelementen. Expert-Verlag, Grafenau o. J.
- Böge, A. (Hrsg.): Arbeitshilfen und Formeln für das technische Studium, Bd. 2 Konstruktion. Braunschweig/Wiesbaden: Vieweg, 1998
- Dietrich, G.: Berechnung von Stirnräder mit geraden und schrägen Zähnen. VDI-Verlag, Düsseldorf 1952

- DIN-Taschenbuch 106: Normen über Verzahnungsterminologie. Beuth-Verlag, Berlin 2003
- DIN-Taschenbuch 123: Normen für die Zahnrädfertigung. Beuth-Verlag, Berlin 1993
- DIN-Taschenbuch 173: Normen über Zahnrädkonstruktionen. Beuth-Verlag, Berlin 1992
- Dittrich, O., Schumann, R.:* Anwendungen der Antriebstechnik, Bd. 3, Krauskopf-Verlag GmbH, Mainz 1974
- Grote, K.-H., Feldhusen, J. (Hrsg.):* Dubbel: Taschenbuch für den Maschinenbau, 24. Auflage. Springer Vieweg, Berlin 2014
- Haberhauer, H., Bodenstein, F.:* Maschinenelemente. Gestaltung, Berechnung, Anwendung. Springer-Verlag, Berlin 2008
- Kämpf, P., Kreisel, H.:* Berechnung und Herstellung von Zahnrädern. Fachbuchverlag, Leipzig 1956
- Keck, K. F.:* Zahnrädpaxis. Verlag Oldenburg, München 1958
- Krumme, W.:* Klingelberg-Palloid-Zahnräder, Berechnung, Herstellung und Einbau. Springer-Verlag, Berlin/Göttingen/Heidelberg 1950
- Künne, B.:* Köhler/Rögnitz Maschinenteile 2. Vieweg+Teubner, Wiesbaden, 2008
- Linke, H.:* Stirnradverzahnung. Berechnung. Werkstoffe. Fertigung. Carl Hanser-Verlag München Wien 1996
- Loemann, J.:* Zahnrädgtriebe, Grundlagen, Konstruktionen, Anwendungen in Fahrzeugen. Springer-Verlag, Berlin 1988
- Maag-Taschenbuch. Maag-Zahnräder AG, Zürich/Schweiz 1985
- Mobil Oil AG (Hrsg.): Stationäre Zahnrädgtriebe. Schmierung und Wartung. Selbstverlag, Hamburg o. Jahreszahl
- Niemann, G., Winter, H.:* Maschinenelemente Band 2. 2. Auflage. Berlin: Springer 1989
- Reitor/Hohmann:* Konstruieren von Getrieben. E. Giradet-Verlag, Essen 1983
- Rieg, F.; Kaczmarek, M. (Hrsg.):* Taschenbuch der Maschinenelemente, fv Leipzig im Carl Hanser-Verlag, München 2006
- Roth, K.:* Zahnrädtechnik. Springer-Verlag, Berlin 2001
- SEW-Eurodrive GmbH, Handbuch der Antriebstechnik. C. Hanser-Verlag, München o. Jahreszahl
- Siebert, H.:* Zahnräder, Krauskopf-Verlag, Wiesbaden 1962
- Thomas, A. K.:* Die Tragfähigkeit der Zahnräder. Carl Hanser-Verlag, München 1957
- Trier, H.:* Die Zahnformen der Zahnräder. Springer-Verlag, Berlin/Göttingen/Heidelberg 1954
- Trier, H.:* Die Kraftübertragung durch Zahnräder. Springer-Verlag, Berlin/Göttingen/Heidelberg 1962
- VDI-Bericht 626: Sichere Auslegung von Zahnrädgtrieben. VDI-Verlag, Düsseldorf 1987
- Weck, M.:* Schneckenradwälzfräsen, Westdeutscher Verlag, Opladen 1977. (Forschungsberichte des Landes Nordrhein-Westfalen; Nr. 2688; Fachgruppe Maschinenbau/Verfahrenstechnik)
- Weinhold/Krause:* Das neue Toleranzsystem für Stirnradverzahnungen. Verlag Technik, Berlin 1981
- Widmer, E.:* Berechnungen von Zahnrädern und Getriebe-Verzahnungen. Birkhäuser-Verlag, Stuttgart 1981
- Zirpke, E.:* Zahnräder. Fachbuchverlag Leipzig 1985

21 Stirnräder mit Evolventenverzahnung

21.1 Geometrie der Stirnräder

21.1.1 Begriffe und Bestimmungsgrößen

Zur Herstellung der Evolventenverzahnung durch Abwälzen des Werkzeuges auf dem Wälzkreis sind die Grundgrößen nach DIN 867, DIN 868, DIN 3960 bzw. DIN 3998 entsprechend **Bild 21-1** festgelegt.

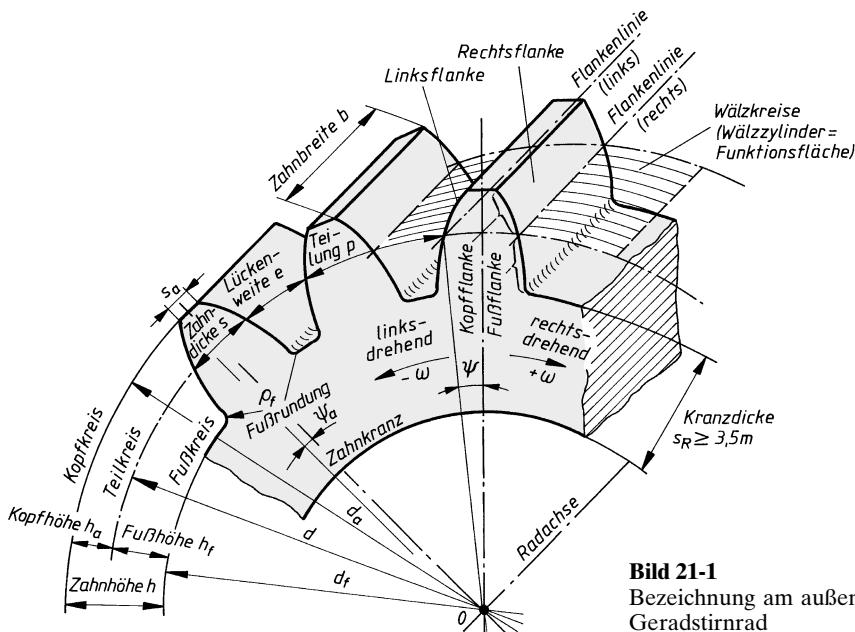


Bild 21-1
Bezeichnung am Außenverzahnten
Geradstirnrad

Die *Zähnezahl* z eines Rades ist die auf dem vollen Radumfang *ganzzahlig* aufgehende Anzahl der Zähne. Beim Außenverzahnten Stirnrad ist z als positive, beim innenverzahnten Rad (Hohlrad) als negative Größe¹⁾ einzusetzen; bei der Zahnstange ist $|z| = \infty$, siehe **Bild 21-2**.

¹⁾ Beim Übergang vom Außenrad mit positiver auf ein Hohlrad mit negativer Krümmung der Verzahnungsebene vergrößert sich der Teilkreisdurchmesser bei $z = +\infty$ auf $d = +\infty$ (Zahnstange) um im weiteren Verlauf auf $-d$ bei $z = -\infty$ umzuspringen und somit eine negative Größe einzunehmen. Alle von der Zähnezahl abhängigen Größen werden beim Hohlrad damit negativ, somit auch das Zähnezahlverhältnis und der Achsabstand. In den Fertigungszeichnungen dagegen sind die Absolutwerte anzugeben.

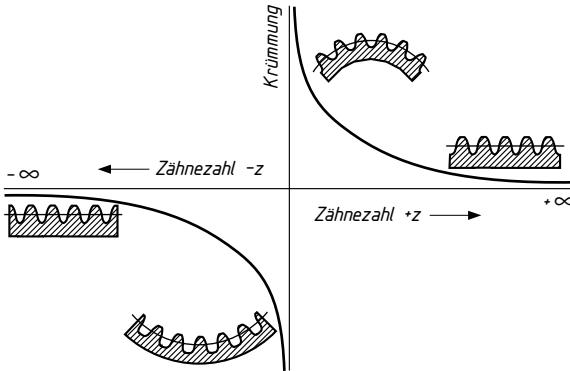


Bild 21-2 Vom Außenrad zum Hohlrad

Die *Zahnbreite* b ist der Abstand der beiden Stirnflächen auf der *Bezugsfläche*, auf die als eine gedachte Fläche die Bestimmungsgrößen der Verzahnung bezogen werden. In der Regel sind die *Wälzylinder* der Stirnräder gleichzeitig Bezugsfläche und werden dann als *Teilzylinder* und das Stirnrad als *Nullrad* bezeichnet. Ein Stirnschnitt des Teilzylinders ergibt den *Teilkreis* mit dem *Teilkreisdurchmesser* d als geometrisch gedachte Größe. Auf dem Teilkreis ist die *Teilkreisteilung* p als Länge des Teilkreisbogens zwischen zwei aufeinanderfolgenden Rechts- und Linksfanken festgelegt.

Aus dem Teilkreisumfang eines Rades $U = d \cdot \pi = z \cdot p$ lässt sich der *Teilkreisdurchmesser* errechnen

$$d = z \cdot \frac{p}{\pi} = z \cdot m \quad (21.1)$$

Der *Modul* m ist somit eine teilungsabhängige Größe mit der Einheit mm, auf die alle übrigen Größen der Verzahnung bezogen werden. Ein Zahnrädpaar muss stets die gleiche Teilung und damit auch den gleichen Modul haben. Grundsätzlich können Zahnräder mit jedem Modul hergestellt werden. Um jedoch die Werkzeughaltung einzuschränken und die Austauschbarkeit der Zahnräder zu erleichtern, sind die Modul-Werte nach DIN 780 genormt, s. **TB 21-1**.

Die *Zahndicke* s und die *Lückenweite* e ergänzen sich als Bogenmaße zu $p = s + e$. Als *Zahndicken-Halbwinkel* $\psi = s/d$ wird das Verhältnis der Zahndicke s am Teilkreis zum Teilkreisdurchmesser d bezeichnet, wenn $s = p/2$. Mit der Zahndicke s_a am Kopfkreis d_a ergibt sich der Zahndickenhalbwinkel $\psi_a = s_a/d_a$. Mit dem *Eingriffswinkel* α ergibt sich aus der Beziehung $\cos \alpha = r_b/r = d_b/d$ (**Bild 21-3**) der *Grundkreisdurchmesser*

$$d_b = d \cdot \cos \alpha = z \cdot m \cdot \cos \alpha \quad (21.2)$$

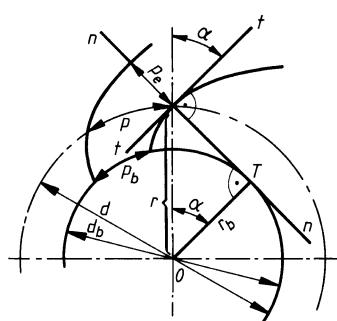


Bild 21-3
Teilungen beim Geradstirnrad

Da die Ursprungspunkte der Zahnflankenevolvente auf dem Grundkreis liegen, wird die Länge des Grundkreisbogens zwischen den Ursprungspunkten zweier aufeinander folgender Rechts- und Linkssflanken als *Grundkreisteilung* p_b bezeichnet. Sie lässt sich aus dem Grundkreisumfang $U_b = d_b \cdot \pi = z \cdot p_b$ und den o. a. Beziehungen ermitteln

$$p_b = \frac{d_b \cdot \pi}{z} = p \cdot \cos \alpha \quad (21.3)$$

Die Entfernung der Eingriffspunkte von zwei aufeinanderfolgenden gleichliegenden Zahnflanken auf der Eingriffslinie $n-n$ ist mit Gl. (21.3) die *Eingriffsteilung*

$$p_e \equiv p_b = p \cdot \cos \alpha = \pi \cdot m \cdot \cos \alpha \quad (21.4)$$

Für ein einwandfreies Zusammenarbeiten zweier Zahnräder muss p_e zwingend übereinstimmen. Die Krümmung der Zahnflanken (Evolventenzahnform) wird vom Teilkreisdurchmesser d (bzw. Zähnezahl z) und vom Eingriffswinkel α (bzw. Grundkreisdurchmesser d_b) bestimmt. Bei $z = \infty$ wird die Krümmung = 0 (gerade Flanken, Zahnstange); die Krümmung wächst mit abnehmender Zähnezahl.

21.1.2 Verzahnungsmaße der Nullräder

Wird bei der Erzeugung der Verzahnung die Profilbezugslinie $P-P$ des Werkzeuges auf dem Teilkreis abgerollt, entsteht ein Zahnräder mit Nullverzahnung (die Wälzgerade $M-M$ fällt mit der Profilbezugslinie $P-P$ zusammen, Bild 21-4). Hat das Gegenrad ebenfalls Nullverzahnung, so ist der Betriebseingriffswinkel gleich Erzeugungseingriffswinkel ($\alpha_w = \alpha$) und die Erzeugungs-Wälzkreise gleich Teilkreise ($d_{1,2} = d_{w1,2}$) sind auch Betriebswälzkreise, die sich im Wälzpunkt C berühren (*Null-Radpaar*).

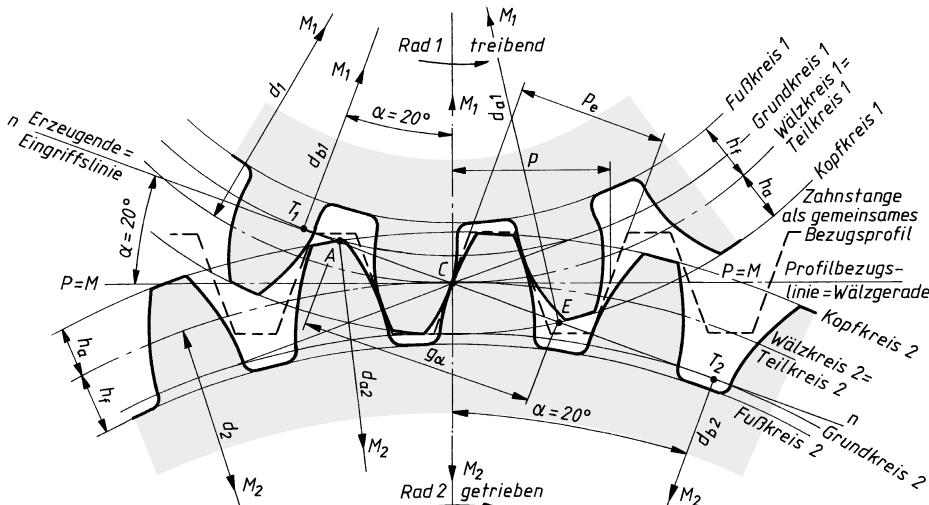


Bild 21-4 Null-Radpaar: Paarung zweier außenverzahnter Nullräder mit gemeinsamem Bezugsprofil

Die *Zahnabmessungen* sind durch das Bezugsprofil nach DIN 867 (Bild 20-14) mit dem Kopfspiel c als Nennmaße bestimmt:

Zahnkopfhöhe	$h_a = h_{AP} = m ;$	$h_a = 0,5 (d_a - d)$
Zahnfußhöhe	$h_f = h_{FP} = m + c ;$	$h_f = 0,5 (d - d_f)$
Zahnhöhe	$h = h_a + h_{FP} = 2m + c ;$	$h = 0,5 (d_a - d_f)$

(21.5)

Damit ergeben sich als Nennmaße für das außenverzahnte Null-Radpaar mit den Teilkreisdurchmessern d_1 und d_2 (Index 1 Rad 1 treibend, Index 2 Rad 2 getrieben) die *Kopfkreisdurchmesser*

$$d_{a1,2} = d_{1,2} + 2 \cdot h_a = m \cdot (z_{1,2} + 2) \quad (21.6)$$

und die Fußkreisdurchmesser mit $c = 0,25 \cdot m$ (Bezugsprofil II, s. u. 20.1.4)

$$d_{\text{fl},2} = d_{1,2} - 2 \cdot h_{\text{f}} = m \cdot (z_{1,2} - 2,5) \quad (21.7)$$

Der *Null-Achsabstand* ergibt sich aus der Summe der Teilkreishalbmesser der außenverzahnten Nullräder

$$a_d = \frac{d_1 + d_2}{2} = \frac{m}{2} \cdot (z_1 + z_2) \quad (21.8)$$

Hinweis: Beim geradverzahnten Null-Radpaar ist $2a_d/m = z_1 + z_2 = \text{ganzzahlig}$. Beliebig vorgeschriebene Achsabstände können somit nicht immer mit einem Null-Radpaar eingehalten werden.

Da beim Null-Radpaar die Umfangsgeschwindigkeit beider Räder am Teilkreis gleich ist, gilt

$$v = d_1 \cdot \pi \cdot n_1 = d_2 \cdot \pi \cdot n_2 \quad \text{bzw.} \quad d_1 \cdot n_1 = d_2 \cdot n_2 .$$

Daraus folgt, dass die *Übersetzung* durch das Verhältnis der Winkelgeschwindigkeiten (Drehzahlen), der Teilkreisdurchmesser und somit auch durch das Zähnezahlverhältnis ausgedrückt werden kann, siehe auch zur Gl. (20.1)

$$i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{d_2}{d_1} = \frac{z_2}{z_1} \quad (21.9)$$

Somit gilt: Übersetzung ins Langsame $1 \leq |i| \leq \infty$
 Übersetzung ins Schnelle $0 < |i| < 1$

Mit $z_2 \geq z_1$ wird das Zähnezahlverhältnis $z_{\text{Großrad}}/z_{\text{Kleinrad}}$

$$|u| = \frac{z_{\text{Großrad}}}{z_{\text{Kleinrad}}} = \frac{z_2}{z_1} \geq 1 \quad (21.10)$$

Somit gilt: Übersetzung ins Langsame $i = u > 1$; Übersetzung ins Schnelle $i = 1/u < 1$

Bei gegebener Übersetzung ins Langsame ($i = u$) lassen sich für einen gewünschten Null-Achsenabstand a_d die **Teilkreisdurchmesser** für Ritzel 1 und Rad 2 errechnen

$$\begin{aligned} d_1 &= m \cdot z_1 = d_{a1} - 2 \cdot m = \frac{z_1 \cdot d_{a1}}{z_1 + 2} = \frac{2 \cdot a_d}{1 + u} \\ d_2 &= m \cdot z_2 = d_{a2} - 2 \cdot m = \frac{z_2 \cdot d_{a2}}{z_2 + 2} = \frac{2 \cdot a_d \cdot u}{1 + u} \end{aligned} \quad (21.11)$$

Hinweis: Beim Zahnstangengetriebe ist $a_d = d_1/2$ und $u = \infty$ beim Innenradpaar ist a_d negativ, ebenso mit $-z_2$ der Durchmesser des Hohlrades d_2 .

21.1.3 Eingriffsstrecke, Profilüberdeckung

Um eine gleichförmige Kraft- und Bewegungsübertragung eines außenverzahnten Null-Radpaars zu gewährleisten, muss bereits ein neuer Zahn im Eingriff sein, wenn der vorhergehende Zahn außer Eingriff kommt, d. h. es muss stets das ausgenutzte Stück der Eingriffslinie $n-n$ (begrenzt durch die Kopfkreise des Radpaars), die *Eingriffsstrecke* $g_a = \overline{AE}$ größer als die

Eingriffsteilung p_e sein (**Bild 21-4**). Es gilt beim geradverzahnten Null-Radpaar für die *Eingriffsstrecke* rechnerisch aus $\overline{AE} = \overline{T_1E} + \overline{T_2A} - \overline{T_1T_2}$

$$g_a = \frac{1}{2} \left(\sqrt{d_{a1}^2 - d_{b1}^2} + \frac{z_2}{|z_2|} \sqrt{d_{a2}^2 - d_{b2}^2} \right) - a_d \cdot \sin \alpha \quad (21.12)$$

d_{a1}, d_{a2} Kopfkreisdurchmesser n. Gl. (21.6)

d_{b1}, d_{b2} Grundkreisdurchmesser n. Gl. (21.2)

a_d Null-Achsabstand nach Gl. (21.8)

$\alpha = \alpha_p = 20^\circ$ Eingriffswinkel (Profilwinkel) nach DIN 867

Hinweis: Der Quotient $z_2/|z_2|$ wird bei einer Außenradpaarung positiv, bei einer Innenradpaarung negativ.

Das Verhältnis der Eingriffsstrecke g_a zur Eingriffsteilung p_e ist die *Profilüberdeckung*

$$\varepsilon_a = \frac{g_a}{p_e} = \frac{0,5 \left(\sqrt{d_{a1}^2 - d_{b1}^2} + \frac{z_2}{|z_2|} \sqrt{d_{a2}^2 - d_{b2}^2} \right) - a_d \cdot \sin \alpha}{\pi \cdot m \cdot \cos \alpha} \quad (21.13)$$

Sie ist der zeitliche Mittelwert der Anzahl der im Eingriff befindlichen Zahnpaare (überschlägige Ermittlung von ε_a s. **TB 21-2**). Mit Rücksicht auf Toleranzen und Verformungen soll $\varepsilon_a \geq 1,1$, möglichst $> 1,25$ sein, um eine Unterbrechung der Bewegungsübertragung zu vermeiden. $\varepsilon_a = 1,25$ bedeutet, dass während der Eingriffsdauer eines Zahnpaars zu 25% ein zweites Zahnpaar im Eingriff ist.

Hinweis: Beim Außenradpaar werden g_a und damit ε_a umso kleiner, je stärker die Krümmung der beiden Kopfkreise ist. Beim außenverzahnten Null-Radpaar ergäbe sich theoretisch ein Größtwert für ε_a , wenn zwei Zahnräder mit unendlich großer Zähnezahl (Zahnstange) „im Eingriff“ wären. Eine Nachprüfung von ε_a ist bei Null-Radpaaren normalerweise nicht erforderlich.

21.1.4 Profilverschiebung (Geradverzahnung)

1. Anwendung

Profilverschobene Evolventenverzahnung wird hauptsächlich zur Vermeidung von Unterschnitt bei kleinen Zähnezahlen verwendet, ferner zum Erreichen eines durch bestimmte Einbauverhältnisse vorgegebenen Achsabstandes, zur Erhöhung der Tragfähigkeit und ggf. zur Erhöhung des Überdeckungsgrades.

2. Zahnumterschnitt, Grenzzähnezahl

Das Unterschreiten einer bestimmten Zähnezahl, der *Grenzzähnezahl* z_g , führt beim Erzeugen der Verzahnung eines außen verzahnten Null-Rades zu *Unterschnitt* an den Zahnflanken, d. h. die relative Kopfbahn des erzeugenden Werkzeuges (Hüllkurve b , **Bild 21-5a** mit $z = 9$ Zähnen) schneidet einen Teil (Strecke \overline{FH}) der normalerweise am Eingriff beteiligten Evolvente außerhalb des Grundkreises ab. Damit verbunden ist eine Kürzung der Eingriffsstrecke von \overline{AE} auf $\overline{A'E}$, die zur Verringerung der Profilüberdeckung ε_a und somit zur Verschlechterung der Eingriffsverhältnisse führt. Gleichzeitig werden der Zahnuß geschwächt und damit die Bruchgefahr vergrößert.

Arbeitet das Rad mit z_g und einer Zahnstange (nicht Werkzeug) zusammen (Zahnstangengetriebe, vgl. **Bild 20-4f**), dann ist im rechtwinkligen Dreieck M_1CA' die Strecke $A'C = M_1C \cdot \sin \alpha = d_1/2 \cdot \sin \alpha$ und im rechtwinkligen Dreieck $CA'D$ wird $\overline{CD} = h_a = m = A'C \cdot \sin \alpha = (d_1/2) \cdot \sin^2 \alpha$. Mit $d_1/2 = z_1 \cdot m/2$ ist somit $h_a = z_1 \cdot (m/2) \cdot \sin^2 \alpha$ und die Grenzzähnezahl $z_1 \hat{=} z_g = 2 \cdot h_a / (m \cdot \sin^2 \alpha)$. Da $h_a = m$ ist, ergibt sich die *theoretische Grenzzähnezahl* für $\alpha = 20^\circ$ aus

$$z_g = \frac{2}{\sin^2 \alpha} \approx 17 \quad (21.14)$$

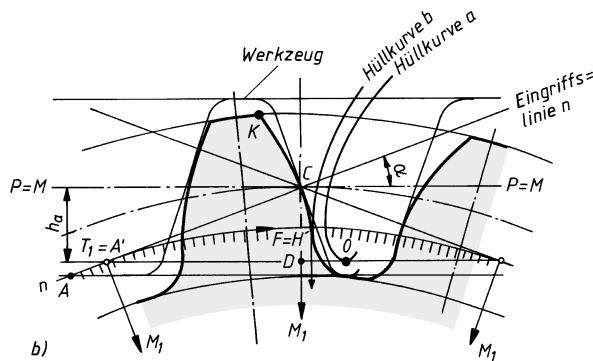
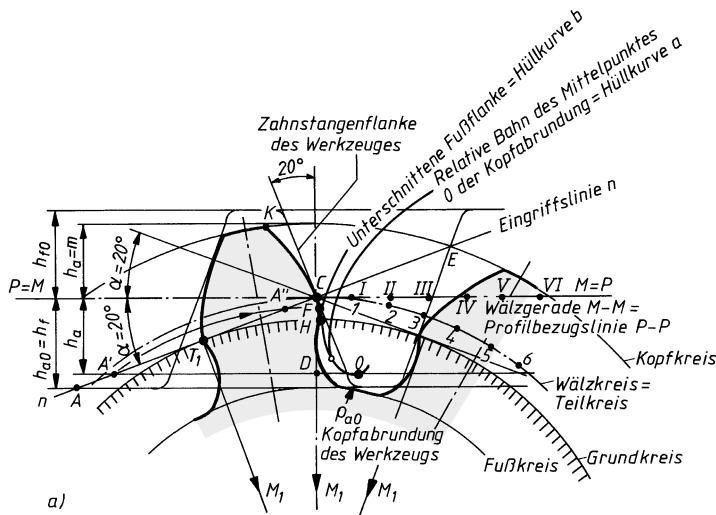


Bild 21-5

Unterschnitt.

- Entstehung des Unterschnitts
- Darstellung zur Ermittlung der Grenzzähnezahl z_g

Eine wirkliche Gefährdung der Eingriffsverhältnisse ergibt sich jedoch erst bei der *praktischen Grenzzähnezahl* $z'_g = 14$.

Beim Zusammenarbeiten eines Ritzels mit $z_1 < z'_g$ und eines Rades mit $z_2 > z'_g$ steht der unterschnittene Flankenteil der Ritzelzähne für den Eingriff nicht mehr zur Verfügung, so dass die Kopfflanke des Rades nur mit dem Punkt F der Flanke des Ritzels (vgl. Bild 21-5a) zur Anlage kommt. Da $g_\alpha < p_e$ und $\epsilon_\alpha < 1$ werden kann, wird die Bewegungsübertragung ungleichmäßig; außerdem unterliegt die Flanke am Punkt F starker Abnutzung.

Hinweis: Um Eingriffsstörungen bei der Außenverzahnung zu vermeiden, darf der Kopfkreis des Geogenrades die Eingriffslinie nicht außerhalb der Tangentenpunkte T_1 und T_2 schneiden (vgl. Punkte A und E auf $n-n$ Bild 21-4).

Zur Vermeidung von Unterschnitt könnte z. B. die Kopfhöhe h_{a0} um den Teil verkleinert werden, der den Unterschnitt hervorruft. Dadurch würden sich gedrungene, kurze Zähne hoher Festigkeit ergeben. Zum anderen könnte der Eingriffswinkel α vergrößert werden, wodurch die Grenzzähnezahl z_g herabgesetzt wird, s. Gl. (21.14). Beide Verfahren würden jedoch andere Verzahnungswerzeuge erfordern, was denkbar unwirtschaftlich wäre. Zweckmäßiger ist daher die *Profilverschiebung*, die ohne Änderung der üblichen Werkzeuge ausgeführt werden kann.

Bei der Evolventen-Verzahnung können unter gleichen Bedingungen auch andere Zahnformen erzeugt werden, wenn das Werkzeug (Profilbezugslinie $P-P$) um einen bestimmten Betrag V

vom Teilkreis (Wälzerade $M-M$ durch den Wälzpunkt C) „verschoben“ wird. Mit dem Profilverschiebungsfaktor x (in Teilen des Moduls) wird die Größe der *Profilverschiebung* ausgedrückt

$$V = x \cdot m \quad (21.15)$$

Die *Profilverschiebung* V bzw. der *Profilverschiebungsfaktor* x ist *positiv*, wenn das Werkzeug (Profilbezugslinie $P-P$) vom Teilkreis in Richtung zum Kopfkreis des Zahnrades (**Bild 21-6**), *negativ* in Richtung zum Fußkreis verschoben wird. Dieses gilt sowohl für außen- als auch für innenverzahnte Stirnräder; bei diesen liegt der Zahnkopf nach innen.

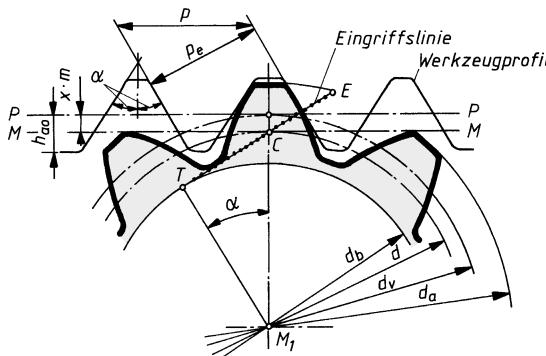


Bild 21-6
Außenverzahntes Rad mit positiver Profilverschiebung

Bild 21-7 zeigt zum Vergleich die Zahnform in Abhängigkeit von der Profilverschiebung. Danach werden je nach Art der Profilverschiebung unterschieden:

- **Nullräder**, bei denen *keine* Profilverschiebung vorgenommen worden ist. Die Profilbezugslinie $P-P$ deckt sich mit der Wälzeraden $M-M$ und berührt den Teilkreis im Wälzpunkt C . Erzeugungswälzkreis gleich Betriebswälzkreis fallen zusammen (**Bild 21-7a**). Als Nennmaß für die Zahndicke s auf dem Teilkreis gleich Lückenweite e gilt $s = p/2 = e$.
- **V-Räder** sind Zahnräder *mit* Profilverschiebung. Bei gleichem Grundkreis sind der Teilkreis, der Erzeugungswälzkreis und die Teilung gegenüber den entsprechenden Nullrädern unverändert.
- **V_{plus} -Räder** haben *positive* Profilverschiebung. Die Werkzeug-Profilbezugslinie wird vom Teilkreis aus in Richtung zum Zahnkopf verschoben, wodurch sich Kopf- und Fußkreis bei der Außenverzahnung vergrößern, bei der Innenverzahnung verkleinern. Es werden die Zahndicken s und die Lückenweiten e vergrößert.

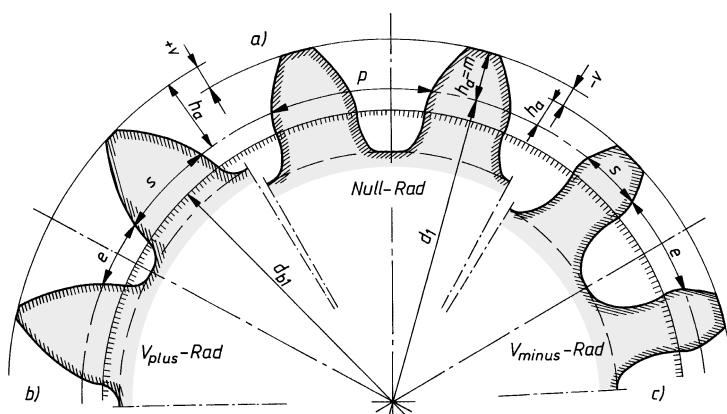


Bild 21-7
Zahnform in Abhängigkeit von der Profilver-
schiebung
a) beim Nullrad
b) bei positiver Ver-
schiebung
c) bei negativer Ver-
schiebung

cken am Teilkreis $s > p/2$ und die Zahnlückenweite $e < p/2$. Dadurch kann bei der Außenverzahnung Unterschnitt vermieden und die Tragfähigkeit der Zähne erhöht werden.

- $V_{\text{minus}}\text{-Räder}$ haben negative Profilverschiebung. Die Werkzeug-Profilbezugslinie wird vom Teilkreis aus in Richtung zum Zahnuß verschoben. Entsprechend der Verschiebung verkleinern (vergrößern) sich sowohl bei der Außen- als auch bei der Innenverzahnung Kopf- und Fußkreis. Es werden die Zahndicke am Teilkreis $s < p/2$ und die Zahnlückenweite $e > p/2$. Dadurch wächst bei der Außenverzahnung die Unterschnittgefahr; außerdem wird der Zahnuß geschwächt und die Tragfähigkeit vermindert (**Bild 21-7c**).

Unterschnitt lässt sich beim Außenrad vermeiden, wenn für das erzeugende Werkzeug mit der Kopfhöhe h_{a0} und dem Kopfkanten-Rundungshalbmesser q_{a0} (**Bild 21-5**) ein *Mindest-Profilverschiebungsfaktor*

$$x_{\min} = [2 \cdot (h_{a0} - q_{a0} \cdot (1 - \sin \alpha)) - z \cdot m \cdot \sin^2 \alpha] / (2 \cdot m)$$

theoretisch nicht unterschritten wird. Für V -Räder mit $z \neq z_g$ kann der Grenzwert x des beginnenden Unterschnitts nach **Bild 21-5b** ($T_1 = A'$ für Nullräder) bestimmt werden. Wird

$$\overline{CD} = (d_1/2) \cdot \sin^2 \alpha = (m/2) \cdot z \cdot \sin^2 \alpha = h_a - x \cdot m = m - x \cdot m = m \cdot (1 - x)$$

gesetzt (s. vor Gl. (21.14)), wird $z = (2/\sin^2 \alpha) \cdot (1 - x) = z_g \cdot (1 - x)$. Mit der praktischen Grenzzähnezahl $z'_g = 14$ ergibt sich damit der *Grenzwert* x für den Unterschnittbeginn mit (+) für $z < z'_g$ und (-) für $z > z'_g$ aus

$$x_{\text{grenz}} = \frac{z'_g - z}{z_g} = \frac{14 - z}{17}$$

(21.16)

3. Spitzgrenze und Mindestzahndicke am Kopfkreis

Mit positiver Profilverschiebung ist stets eine Verringerung der Zahnpkopfdicke verbunden, da die Zahnlanken durch den vergrößerten Kopfkreis weiter nach außen gezogen werden, s. **Bild 21-7**. Bei einer bestimmten Größe der Profilverschiebung V bzw. des Profilverschiebungsfaktors $+x$ laufen die Flankenevolventen am Kopfkreis zur Spitze zusammen, es tritt *Spitzbildung* ein. Für den praktischen Betrieb sollte jedoch die Kopfdicke des Zahnes den Wert $s_a \geq 0,2 \cdot m$ und bei gehärteten Zähnen $s_a \geq 0,4 \cdot m$ nicht unterschreiten, s. auch 21.1.5. Da der Unterschnitt einerseits und die Spitzbildung andererseits die ausführbare Zähnezahl z für außenverzahnte Räder begrenzen, können aus **TB 21-12** die Bereichsgrenzen durch die Spitzbildung bzw. Mindestzahnpkopfdicken (Kurven 1), durch Unterschnitt (Gerade 2, Strichlinie praktische Grenze) und durch Mindestkopfkreisdurchmesser $d_a = d_b + 2 \cdot m$ (Gerade 3) in Abhängigkeit von z und x festgestellt werden.

4. Paarung der Zahnräder, Getriebearten

V -Räder und Null-Räder können beliebig zu Getrieben zusammengesetzt werden, ohne dass Eingriffs- und Abwälzverhältnisse dadurch gestört werden. Je nach Paarung der Räder unterscheidet man:

- *Nullgetriebe* bei Paarung zweier Nullräder mit Null-Achsabstand a_d (Gl. (21.8)). Die Teilkreise berühren sich im Wälzpunkt C . Anwendung bei Getrieben aller Art mit mittleren Belastungen und Drehzahlen, aber Zähnezahlen $z_1 > z'_g$ und $z_2 > z'_g$.
- *V -Null-Getriebe* bei Paarung eines V_{plus} -Rades mit einem V_{minus} -Rad gleicher positiver und negativer Profilverschiebung (**Bild 21-8a**). Die Profilverschiebungssumme $\Sigma x = x_1 + x_2 = 0$, bzw. $+x_1 = -x_2$. Die Teilkreise berühren sich im Wälzpunkt C , sind daher zugleich Wälzkreise, so dass der Achsabstand gleich dem Null-Achsabstand a_d ist (s. zu Gl. (21.8)). Normaler-

weise wird das Ritzel als V_{plus} -Rad gewählt, insbesondere wenn dessen Zähnezahl $z_1 < z'_g = 14$ oder dessen Tragfähigkeit erhöht und der des Rades angeglichen werden soll. Um dabei am V_{minus} -Rad keinen Unterschnitt zu erhalten, muss $z_1 + z_2 \geq 2 \cdot z'_g = 28$ sein. Anwendungen bei Getrieben mit größeren Übersetzungen und höheren Belastungen.

- **V -Getriebe**, bei denen ein V -Rad mit einem Nullrad oder V -Räder mit unterschiedlicher Profilverschiebung gepaart sind, wobei das Ritzel möglichst eine positive Profilverschiebung erhält. Die Teilkreise berühren sich nicht, sie sind nicht mehr mit den Betriebswälzkreisen identisch, Achsabstand a ungleich a_d , meist $a > a_d$, dgl. wird der Betriebseingriffswinkel $\alpha_w > \alpha = 20^\circ$ (**Bild 21-8b**). Anwendung, wenn bei vorgeschriebener Übersetzung ein konstruktiv bedingter Achsabstand durch Null- oder V -Null-Getriebe mit genormten Modulen nicht erreicht wird, oder wenn eine hohe Tragfähigkeit beider Räder durch positive Verschiebung für hochbelastete Getriebe oder wenn ein hoher Überdeckungsgrad durch negative Verschiebung für besonders gleichförmigen und ruhigen Lauf erreicht werden soll. In allen Fällen kann durch bestimmte Aufteilung der Profilverschiebungen bei Ritzel und Rad annähernd gleiche Tragfähigkeit erreicht werden, siehe **TB 21-5**.

5. Rad- und Getriebeabmessungen bei V -Radpaaren¹⁾

Die *Grundkreis-* und *Teilkreisdurchmesser* bleiben unverändert: $d_b = d \cdot \cos \alpha$ und $d = m \cdot z$, siehe Gl. (21.2) und (21.1).

Das Nennmaß der *Zahndicke* s und der *Lückenweite* e auf dem Teilkreis vergrößert bzw. verkleinert sich um den Betrag $2 \cdot V \cdot \tan \alpha = 2 \cdot x \cdot m \cdot \tan \alpha$ (V vorzeichengerecht einsetzen!)

$$s = \frac{p}{2} + 2 \cdot V \cdot \tan \alpha = m \cdot \left(\frac{\pi}{2} + 2 \cdot x \cdot \tan \alpha \right) \quad (21.17)$$

$$e = \frac{p}{2} - 2 \cdot V \cdot \tan \alpha = m \cdot \left(\frac{\pi}{2} - 2 \cdot x \cdot \tan \alpha \right) \quad (21.18)$$

Da beim V -Radpaar nicht mehr die Teilkreise $d_{1,2}$, sondern die Betriebswälzkreise $d_{w1,2}$ mit gleicher Umfangsgeschwindigkeit aufeinander abrollen, gilt: $v = d_{w1} \cdot \pi \cdot n_1 = d_{w2} \cdot \pi \cdot n_2$, so dass $i = n_1/n_2 = d_{w2}/d_{w1} = d_2/d_1 = d_{b2}/d_{b1}$.

Nach **Bild 21-9** (vgl. **Bild 21-8b**) ergibt sich mit dem Betriebseingriffswinkel $\alpha_w \neq \alpha = 20^\circ$ aus $\cos \alpha_w = d_{b1}/d_{w1} = d_{b2}/d_{w2} = d_1 \cdot \cos \alpha / d_{w1} = d_2 \cdot \cos \alpha / d_{w2}$ und dem Null-Achsabstand a_d nach Gl. (21.8) der *Achsabstand bei spielfreiem Eingriff*

$$a = \frac{d_{w1} + d_{w2}}{2} = \frac{d_1 + d_2}{2} \cdot \frac{\cos \alpha}{\cos \alpha_w} = a_d \cdot \frac{\cos \alpha}{\cos \alpha_w} \quad (21.19)$$

Damit lässt sich der Teilkreisabstand $y \cdot m = a - a_d$ ermitteln mit

$$y = 0,5 \cdot (z_1 + z_2) \cdot [(\cos \alpha / \cos \alpha_w) - 1] \quad (21.20)$$

Ist ein bestimmter Achsabstand a gegeben, errechnet sich nach Gl. (21.21) der Betriebseingriffswinkel α_w aus

$$\alpha_w = \arccos [(a_d/a) \cdot \cos \alpha] \quad (21.21)$$

¹⁾ Da bei Hohlrädern z_2 negativ ist, werden auch die Durchmesser d , d_b , d_a , d_f , d_w und beim Innenradpaar die Achsabstände a_d , a sowie die Übersetzung i und das Zähnezahlverhältnis u negativ

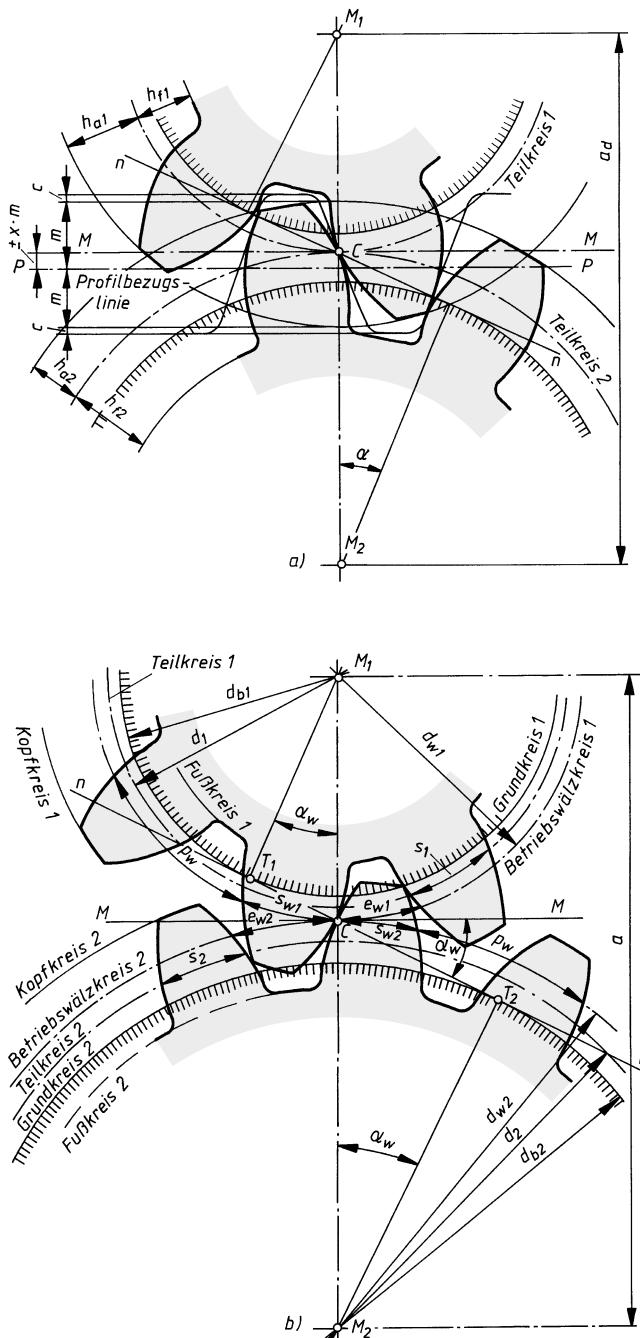


Bild 21-8
Außenverzahnte Geradstirnradpaare bei spielfreiem Eingriff
a) V-Null-Getriebe
b) V-Getriebe

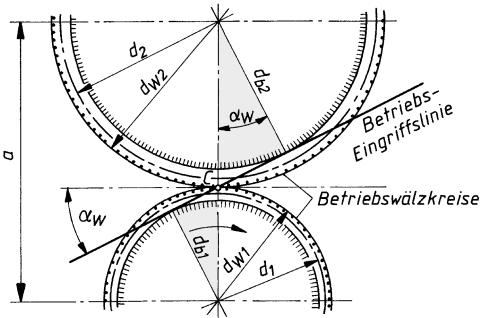


Bild 21-9

Betriebseingriffswinkel α_w und Achsabstand a bei V-Getrieben

womit sich Ritzel 1 und Rad 2 die *Betriebswälzkreisdurchmesser* ergeben:

$$d_{w1} = \frac{d_1 \cdot \cos \alpha}{\cos \alpha_w} = \frac{2 \cdot a}{1 + u} = \frac{2 \cdot z_1}{z_1 + z_2} \cdot a \quad (21.22a)$$

$$d_{w2} = \frac{d_2 \cdot \cos \alpha}{\cos \alpha_w} = 2a - d_{w1} = \frac{2 \cdot a \cdot u}{1 + u} = \frac{2 \cdot z_2}{z_1 + z_2} \cdot a \quad (21.22b)$$

Für störungsfreien Eingriff muss ein ausreichendes Kopfspiel $c = a - 0,5 \cdot (d_{a1} + d_{a2}) = a - 0,5 \cdot (d_{a2} + d_{fl})$ vorhanden sein. Soll ein Mindestkopfspiel eingehalten oder das dem Bezugspunkt der Räder entsprechende Kopfspiel erhalten bleiben, müssen in manchen Fällen bei Außenradpaarungen die Kopfhöhen verkürzt bzw. die Kopfkreisdurchmesser verkleinert werden. Mit dem Kopfhöhenfaktor k^* beträgt die erforderliche *Kopfhöhenänderung* vorzeichengetreu

$$k = k^* \cdot m = a - a_d - m \cdot (x_1 + x_2) \quad (21.23)$$

x_1, x_2 Profilverschiebungsfaktor des Ritzels 1 und des Rades 2
 $k^* = y - \Sigma x$ Kopfhöhenänderungsfaktor mit dem Teilkreisabstandsfaktor y aus (21.20)

Hinweis: Bei einer Außenradpaarung ist $k < 0$; die Kopfkreisdurchmesser beider Räder werden kleiner. Bei der Innenradpaarung wird für $(x_1 + x_2) \neq 0$ die Kopfhöhenänderung $k > 0$; die Kopfkreisdurchmesser beider Räder werden größer (beim Hohlrad wird $|d_a|$ kleiner!), auch das Kopfspiel $c > c_p$, so dass ein störungsfreier Lauf gewährleistet ist.

Auf die Kopfhöhenänderung kann wegen Geringfügigkeit häufig verzichtet werden, weil sie durch die zur Erzeugung des Flankenspiels notwendige tiefere Zustellung des Verzahnungswerkzeuges ausgeglichen wird, so dass das Kopfspiel nur wenig bzw. nur in zulässigen Grenzen geändert wird. Bei Hohlrädern wird auf die Kopfhöhenänderung meist verzichtet, es wird $k = 0$ gesetzt.

Unter Berücksichtigung der Profilverschiebung V und der Kopfhöhenänderung k für Ritzel und Rad erben sich die *Kopfkreisdurchmesser*

$$\begin{aligned} d_{a1} &= d_1 + 2 \cdot m + 2 \cdot V_1 + 2 \cdot k = d_1 + 2 \cdot (m + V_1 + k) \\ d_{a2} &= d_2 + 2 \cdot m + 2 \cdot V_2 + 2 \cdot k = d_2 + 2 \cdot (m + V_2 + k) \end{aligned} \quad (21.24)$$

Der *Fußkreisdurchmesser* ist von der Kopfhöhenänderung nicht betroffen, es wird

$$d_f = d - 2 \cdot h_f + 2 \cdot V = d - 2 \cdot [(m + c) - V] \quad (21.25)$$

c vorhandenes Kopfspiel; für Werkzeug mit Bezugspunkt II wird $c = 0,25 \cdot m$

Nach Gl. (21.13) gilt mit Gl. (21.25) und (21.2) bei Geradverzahnung für die *Profilüberdeckung*

$$\varepsilon_a = \frac{0,5 \left(\sqrt{d_{a1}^2 - d_{b1}^2} + \frac{z_2}{|z_2|} \cdot \sqrt{d_{a2}^2 - d_{b2}^2} \right) - a \cdot \sin \alpha_w}{\pi \cdot m \cdot \cos \alpha} \quad (21.26)$$

Hinweis: Gegenüber Null-Getrieben (Gl. (21.13)) wird bei V_{plus} -Getrieben $\alpha_w > \alpha$, somit ε_a kleiner und bei V_{minus} -Getrieben $\alpha_w < \alpha$, somit ε_a größer. Stets sollte $\varepsilon_a \geq 1,1$ sein. Eine überschlägige Ermittlung von $\varepsilon_a = \varepsilon_1 + \varepsilon_2$ ist mit **TB 21-2b** für α_w aus **TB 21-3** möglich.

21.1.5 Evolventenfunktion und ihre Anwendung bei V-Getrieben

Die Evolventenfunktion gestattet die genaue Berechnung von Abmessungen am Zahnrad und Getriebe, die für Konstruktion, Herstellung und Prüfung wichtig sind, z. B. Zahndicken, Lückenweiten, Achsabstand.

Nach **Bild 21-10** ist der Evolventenursprungspunkt U auf dem Grundkreis mit dem Radius $r_b = d_b/2$. In einem beliebigen Punkt Y ist die Evolvente um den Profilwinkel α_y gegen den Radius $r_y = d_y/2$ geneigt.

Es gilt $\cos \alpha_y = d_b/d_y = (d/d_y) \cdot \cos \alpha$ mit $\alpha = 20^\circ$ (s. Gl. (21.2)). Der durch U und den Berührpunkt T der Tangente vom Punkt Y an den Grundkreis bestimmte Zentriwinkel ist der Wälzwinkel $\xi_y = \tan \alpha_y$ der Evolvente. Da der Grundkreisbogen $\widehat{UT} = r_b \cdot \xi_y = \overline{YT} = r_b \cdot \tan \alpha_y$ ist, wird die Winkeldifferenz $\xi_y - \alpha_y = \tan \alpha_y - \hat{\alpha}_y = \text{inv } \alpha_y$ (sprich: Involut alpha-ypsilon) mit dem Bogen $\hat{\alpha}_y = \pi \cdot \alpha^\circ / 180^\circ$ die Evolventenfunktion des Winkels α_y genannt. Der Zahlenwert von $\text{inv } \alpha_y$ ist gleich der Radialprojektion der Evolvente UY auf dem Einheitskreis (Radius $r_0 = 1$). Werte von $\text{inv } \alpha$ s. **TB 21-4**.

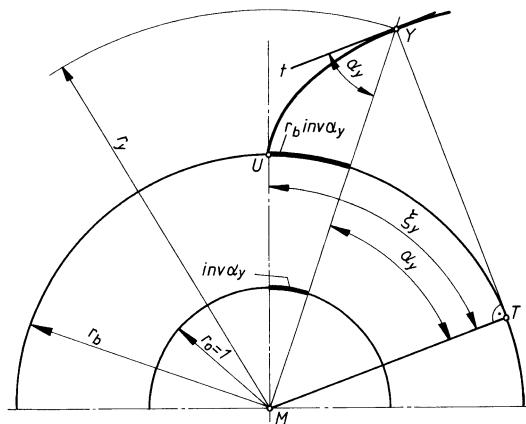


Bild 21-10
Darstellung der Evolventenfunktion

1. Anwendung der Evolventenfunktion

a) Bestimmung der Zahndicke s_y bzw. der Lückenweite e_y am beliebigen Radius $r_y = d_y/2$.

Nach Bild 21-11 sind die Bogen $\hat{a} = r_b \cdot (\text{inv } \alpha_y - \text{inv } \alpha)$, $\hat{b} = \hat{a} \cdot r/r_b$, $\hat{c} = \hat{s} - 2\hat{b}$; hiermit wird die Zahndicke

$$s_y = c \cdot r_y/r = (\hat{s} - 2\hat{b}) \cdot r_y/r.$$

Wird hierin n. Gl. (21.17) die Zahndicke auf dem Teilkreis $s = (p/2) + 2 \cdot x \cdot m \cdot \tan \alpha = (m \cdot \pi/2) + 2 \cdot x \cdot m \cdot \tan \alpha$ sowie b und a eingesetzt, dann ergibt sich nach Umformen mit Gl. (21.1) $r = d/2$ und Gl. (21.2) $r_b = d_b/2$ das Nennmaß der Zahndicke am beliebigen Durch-

messer d_y

$$s_y = d_y \cdot \left(\frac{\pi + 4 \cdot x \cdot \tan \alpha}{2 \cdot z} + \operatorname{inv} \alpha - \operatorname{inv} \alpha_y \right) = d_y \cdot \left(\frac{s}{d} + \operatorname{inv} \alpha - \operatorname{inv} \alpha_y \right) \quad (21.27)$$

α_y Profilwinkel aus $\cos \alpha_y = d \cdot \cos \alpha / d_y$
 s/d Zahndickenhalbwinkel ψ (s. zu **Bild 21-1**)

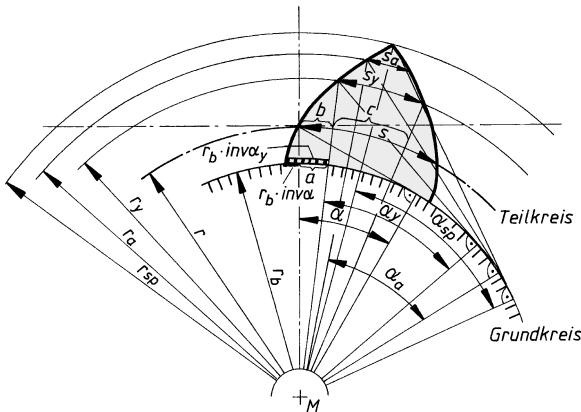


Bild 21-11

Anwendung der Evolventenfunktion bei Bestimmung der Zahndicke

Damit lässt sich z. B. die *Zahndicke am Kopfkreisdurchmesser* $d_a = 2 \cdot r_a$ mit dem Profilwinkel α_a aus $\cos \alpha_a = d \cdot \cos \alpha / d_a$

$$s_a = d_a \cdot \left(\frac{s}{d} + \operatorname{inv} \alpha - \operatorname{inv} \alpha_a \right) \geq s_{a \min} \quad (21.28)$$

$s_{a \min}$ Mindestzahndicke am Kopfkreis; $s_{a \min} \approx 0,2 \cdot m$ bzw. bei gehärteten Zähnen $0,4 \cdot m$
oder die *Spitzgrenze* ($s_a = 0$) mit dem Durchmesser, an dem der Zahn spitz wird, errechnen

$$d_{sp} = \frac{d \cdot \cos \alpha}{\cos \alpha_{sp}} \quad (21.29)$$

α_{sp} ergibt sich für $s/d + \operatorname{inv} \alpha - \operatorname{inv} \alpha_{sp} = 0$ aus $\operatorname{inv} \alpha_{sp} = s/d + \operatorname{inv} \alpha$.

Ähnlich kann die *Lückenweite* e_y am beliebigen Durchmesser d_y errechnet werden:

$$e_y = d_y \cdot \left(\frac{\pi - 4 \cdot x \cdot \tan \alpha}{2 \cdot z} - \operatorname{inv} \alpha + \operatorname{inv} \alpha_y \right) = d_y \cdot \left(\frac{e}{d} - \operatorname{inv} \alpha + \operatorname{inv} \alpha_y \right) \quad (21.30)$$

$e/d = \eta$ Zahnlückenhalbwinkel

Damit lässt sich auch z. B. die Grundlückenweite $e_b = p_b - s_b$ mit der Grundzahndicke s_b entsprechend aus Gl. (21.27) und die Grundkreisteilung p_b mit Gl. (21.3) ermitteln.

b) *Bestimmung des Betriebseingriffswinkels* α_w für den Achsabstand a und der Summe der Profillverschiebungsfaktoren $\Sigma x = (x_1 + x_2)$.

Für flankenspielfreien Eingriff muss die Summe der Zahndicken $s_{w1} = e_{w1}$ und $s_{w2} = e_{w2}$ auf den Betriebswälzkreisen d_{w1}, d_{w2} gleich der Teilung $p_w = s_{w1} + e_{w1} = e_{w2} + s_{w2}$ am Wälzkreis (s. **Bild 21-8b**) sein. Mit Gl. (21.27) und entsprechend Gl. (21.1) wird $p_w = s_{w1} + s_{w2} = d_{w1} \cdot \pi / z_1 = d_{w1} \cdot (s_1 / d_1 + \operatorname{inv} \alpha_w - \operatorname{inv} \alpha_w) + d_{w2} \cdot (s_2 / d_2 + \operatorname{inv} \alpha_w - \operatorname{inv} \alpha_w)$. Die Gleichung durch d_{w1} dividiert und aus $p_w = d_{w1} \cdot \pi / z_1$, für $d_{w2} / d_{w1} = z_2 / z_1 = d_2 / d_1$ gesetzt, ergibt mit $z_1 = z_2 \cdot (d_1 / d_2)$ und durch Umformen $\operatorname{inv} \alpha_w = [z_1(s_1 + s_2) - \pi \cdot d_1] / [d_1(z_1 + z_2)] + \operatorname{inv} \alpha$.

Wird s_1, s_2 nach Gl. (21.17) eingesetzt, lässt sich nach Umformen schreiben

$$\text{inv } \alpha_w = 2 \cdot \frac{x_1 + x_2}{z_1 + z_2} \cdot \tan \alpha + \text{inv } \alpha \quad (21.31)$$

α_w wird aus der Evolventenfunktionstabelle **TB 21-4** abgelesen. Damit kann der Achsabstand a für V-Getriebe nach Gl. (21.21) bzw. d_{w1} und d_{w2} nach Gl. (21.22) und (21.23) errechnet werden.

Ist ein bestimmter Achsabstand a vorgegeben, wird mit α_w aus Gl. (21.21) die erforderliche *Summe der Profilverschiebungsfaktoren* errechnet:

$$\Sigma x = x_1 + x_2 = \frac{\text{inv } \alpha_w - \text{inv } \alpha}{2 \cdot \tan \alpha} \cdot (z_1 + z_2) \quad (21.32)$$

2. Summe der Profilverschiebungsfaktoren und ihre Aufteilung

Ist ein *bestimmter Achsabstand* zweier Zahnräder aus konstruktiven Gründen gegeben, so kann dieser häufig nur durch zweckmäßig an beiden Rädern vorzunehmende Profilverschiebung erreicht werden. Die Summe der Profilverschiebungsfaktoren wird dann nach Gl. (21.32) ermittelt.

Besondere Anforderungen an Tragfähigkeit oder Überdeckungsgrad können ebenfalls durch Profilverschiebung, zweckmäßig an beiden Rädern, erfüllt werden, s. **TB 21-5** (Empfehlung nach DIN 3992).

Bei der Aufteilung der Profilverschiebungsfaktoren ist anzustreben, die Zahnufttragfähigkeit beider Räder möglichst einander anzugeleichen, gleichzeitig ist aber auch zu vermeiden, dass es bei Ritzeln mit kleinen Zähnezahlen zur Unterschittgefahr kommt. Die Aufteilung kann für Innen- und Außenverzahnungen nach **TB 21-6** (Empfehlung nach DIN 3992) oder für Außenverzahnungen mit $u = z_{\text{Großrad}}/z_{\text{Kleinrad}} \geq 1$ nach Gl. (21.33) vorgenommen werden (Grenzen nach **TB 21-12** beachten).

$$x_1 \approx \frac{x_1 + x_2}{2} + \left(0,5 - \frac{x_1 + x_2}{2}\right) \cdot \frac{\lg u}{\lg \frac{z_1 \cdot z_2}{100}} \quad (21.33)$$

z_1, z_2 Zähnezahlen Ritzel und Rad; bei Schrägverzahnung sind die Zähnezahlen z_{n1} und z_{n2} der jeweiligen Ersatzräder einzusetzen, siehe unter 21.2.4.

Hinweis: Der Profilverschiebungsfaktor x_1 braucht nur ungefähr bestimmt zu werden; entscheidend ist, dass mit $x_2 = (x_1 + x_2) - x_1$ die $\Sigma x = (x_1 + x_2)$ eingehalten wird!

3. 0,5-Verzahnung

Bei der 0,5-Verzahnung erhält *jedes* Zahnrad, unabhängig von der Zähnezahl, eine positive Profilverschiebung mit dem Profilverschiebungsfaktor $x = +0,5$ und damit wird $V = 0,5 \cdot m$. Diese Verzahnung ist nach DIN 3994 genormt und gilt für geradverzahnte Stirnräder mit Zähnezahlen $z \geq 8$. Die 0,5-Verzahnung hat eine höhere Tragfähigkeit als die Null-Verzahnung. Die Übersetzung soll möglichst ins Langsame erfolgen.

21.1.6 Berechnungsbeispiele (Geometrie der Geradverzahnung)

■ **Beispiel 21.1:** Ein Schaltgetriebe mit geradverzahntem Schieberäderblock hat zwei Übersetzungen. Für die erste Stufe mit dem Ritzel $z_1 = 18$ soll die Übersetzung ins Langsame $i_1 = u_1 = 2,78$, für die zweite Stufe mit dem Ritzel $z_3 = 29$, $i_2 = u_2 = 1,45$ betragen; alle Zahnräder des Getriebes werden mit Modul $m = 3 \text{ mm}$ ausgeführt.

- a) Es ist zunächst zu prüfen, ob ein Null-Getriebe ausgeführt werden kann. Ist dies nicht möglich, soll zweckmäßig für ein Radpaar positive Profilverschiebung gewählt werden. Die Summe der Profilverschiebungsfaktoren Σx ist zu errechnen und sinnvoll aufzuteilen,

- b) die Teil-, Kopf- und Fußkreise der Räder sind zu berechnen; vorgesehenes Werkzeug-Bezugsprofil nach DIN 3972-II $\times 3$ ($m = 3 \text{ mm}$).

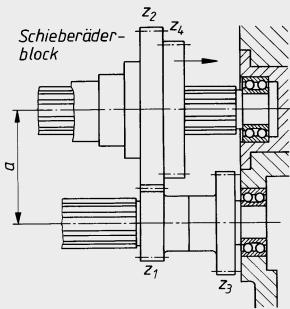


Bild 21-12
Schaltgetriebe mit Schieberäderblock

► **Lösung a):** Da jeweils eine Übersetzung ins Langsame vorliegt, gilt nach Gl. (21.9)

$$i_1 = u_1 = z_2/z_1 = 2,78 \quad \text{und} \quad i_2 = u_2 = z_4/z_3 = 1,45.$$

Damit ergeben sich die Zähnezahlen für den Schieberäderblock

$$z_2 = u_1 \cdot z_1 = 2,78 \cdot 18 = 50 \quad \text{und} \quad z_4 = u_2 \cdot z_3 = 1,45 \cdot 29 = 42.$$

Bei Ausführung als Null-Getriebe sind nach Gl. (21.8)

$$a_{d1} = (m/2) \cdot (z_1 + z_2) = (3 \text{ mm}/2) \cdot (18 + 50) = 102 \text{ mm}$$

und

$$a_{d2} = (m/2) \cdot (z_3 + z_4) = (3 \text{ mm}/2) \cdot (29 + 42) = 106,5 \text{ mm}.$$

Die Null-Achsabstände sind verschieden, daher ist das Schaltgetriebe als Null-Getriebe nicht ausführbar. Zweckmäßig wird daher der kleinere Achsabstand a_{d1} dem Achsabstand a_{d2} angeglichen, so dass positive Profilverschiebung erforderlich ist. Aus Gl. (21.32) ergibt sich für das Radpaar z_1, z_2 die Summe der Profilverschiebungsfaktoren

$$\Sigma x = x_1 + x_2 = (\text{inv } \alpha_w - \text{inv } \alpha) \cdot (z_1 + z_2) / (2 \cdot \tan \alpha).$$

Hierin ist der Betriebseingriffswinkel α_w noch unbekannt, der sich mit $a_d \cong a_{d1} = 102 \text{ mm}$ bei einem Eingriffswinkel $\alpha = 20^\circ$ für das Null-Getriebe und mit $a \cong a_{d2} = 106,5 \text{ mm}$ aus Gl. (21.19) errechnet:

$$\cos \alpha_w = (a_{d1}/a) \cdot \cos \alpha = (102 \text{ mm}/106,5 \text{ mm}) \cdot \cos 20^\circ = 0,899987 \text{ und daraus } \alpha_w = 25,8436^\circ.$$

Mit diesem Winkel wird nach Gl. (21.32)

$$\begin{aligned} \Sigma x &= (\text{inv } 25,8436^\circ - \text{inv } 20^\circ) \cdot (18 + 50) / (2 \cdot \tan 20^\circ) \\ &= (0,0333 - 0,014904) \cdot 68 / (2 \cdot 0,36397) = +1,72. \end{aligned}$$

Nach Gl. (21.33) wird $x_1 \approx +0,7$. Da mit diesem Wert die Mindest-Kopfdicke $s_a \geq 0,2 \cdot m$ nach **TB 21-12** nicht erreicht wird, soll $x_1 = 0,7$ festgelegt werden und damit wird

$$x_2 = \Sigma x - x_1 = 1,72 - 0,7 = +1,02.$$

Mit den x_1 - und x_2 -Werten ergeben sich die Profilverschiebungen nach Gl. (21.15) für die Fertigung

$$\text{des Ritzels 1: } V_1 = +x_1 \cdot m = +0,70 \cdot 3 \text{ mm} = +2,1 \text{ mm}$$

$$\text{des Rades 2: } V_2 = +x_2 \cdot m = +1,02 \cdot 3 \text{ mm} = +3,06 \text{ mm}.$$

► **Lösung b):** Mit den Gln. (21.1), (21.6), (21.7), (21.24) und (21.25) ergeben sich für das V -Radpaar $z_{1,2}$ und das Null-Radpaar $z_{3,4}$ ohne Kopfhöhenänderung:

$$\text{Ritzel } z_1: \quad d_1 = m \cdot z_1 = 3 \text{ mm} \cdot 18 = 54 \text{ mm}$$

$$d_{a1} = d_1 + 2 \cdot m + 2 \cdot V_1 = \dots = 64,2 \text{ mm}$$

$$d_{fl} = d_1 - 2,5 \cdot m + 2 \cdot V_1 = \dots = 50,7 \text{ mm}$$

$$\text{Rad } z_2: \quad d_2 = m \cdot z_2 = 3 \text{ mm} \cdot 50 = 150 \text{ mm}$$

$$d_{a2} = d_2 + 2 \cdot m + 2 \cdot V_2 = \dots = 162,12 \text{ mm}$$

$$d_{fl} = d_2 - 2,5 \cdot m + 2 \cdot V_2 = \dots = 148,62 \text{ mm}$$

$$\begin{aligned} \text{Ritzel } z_3: \quad d_3 &= m \cdot z_3 = 3 \text{ mm} \cdot 29 = 87 \text{ mm} \\ d_{a3} &= d_3 + 2 \cdot m + 2 \cdot V_3 = \dots = 93 \text{ mm} \\ d_{f3} &= d_3 - 2,5 \cdot m + 2 \cdot V_3 = \dots = 79,5 \text{ mm} \\ \text{Rad } z_4: \quad d_4 &= m \cdot z_4 = 3 \text{ mm} \cdot 42 = 126 \text{ mm} \\ d_{a4} &= d_4 + 2 \cdot m + 2 \cdot V_4 = \dots = 132 \text{ mm} \\ d_{f4} &= d_4 - 2,5 \cdot m + 2 \cdot V_4 = \dots = 118,5 \text{ mm} \end{aligned}$$

Hinweis: Ritzel z_3 und Rad z_4 haben als Nullradpaar ein Kopfspiel $c = 0,25 \cdot m = 0,25 \cdot 3 \text{ mm} = 0,75 \text{ mm}$. Das vorhandene Kopfspiel für das V -Radpaar $z_{1,2}$ beträgt

$$c = a - 0,5 \cdot (d_{a1} + d_{f2}) = \dots = 0,09 \text{ mm}.$$

Dieses Kopfspiel ist nicht ausreichend. Das Radpaar wird mit Kopfhöhenänderung nach Gl. (21.23) gefertigt:

$$k = k^* \cdot m = a - a_d - m \cdot \Sigma x = 106,5 \text{ mm} - 102 \text{ mm} - 3 \text{ mm} \cdot 1,72 = -0,66 \text{ mm}.$$

Somit wird

$$\begin{aligned} d_{a1} &= (d_1 + 2 \cdot m + 2 \cdot V_1) + 2 \cdot k = \dots = 62,88 \text{ mm} \\ d_{a2} &= (d_2 + 2 \cdot m + 2 \cdot V_2) + 2 \cdot k = \dots = 160,8 \text{ mm}. \end{aligned}$$

Damit wird das vorhandene Kopfspiel

$$c = a - 0,5 \cdot (d_{a1} + d_{f2}) = \dots = 0,75 \text{ mm}.$$

Dieser Wert entspricht dem üblichen Kopfspiel $c \cong 0,25 \cdot m$, s. o.

- **Beispiel 21.2:** Für ein Innenradpaar mit Profilwinkel $\alpha = 20^\circ$, Modul $m = 5 \text{ mm}$, Ritzelzähnezahl $z_1 = 21$, Übersetzung $i = -3,5$ (Hohlrad) sind zu ermitteln
 a) die Zähnezahl z_2 des Hohlrades, sowie die Teilkreis-, Kopfkreis- und Fußkreisdurchmesser für Ritzel und Rad $d_{1,2}, d_{a1,2}, d_{f1,2}$
 b) der Achsabstand a
 c) die Profilüberdeckung ϵ_a .

- **Lösung a):** aus Gl. (21.9) wird die Zähnezahl für das Hohlrad (negativer Wert)

$$z_2 = i \cdot z_1 = -3,5 \cdot 21 = \dots = -73,5; \text{ festgelegt wird } z_2 = -73;$$

mit den Gln. (21.1), (21.6) und (21.7) ergeben sich
 für das Ritzel

$$\begin{aligned} \text{der Teilkreisdurchmesser} \quad d_1 &= z_1 \cdot m = 21 \cdot 5 \text{ mm} = 105 \text{ mm} \\ \text{der Kopfkreisdurchmesser} \quad d_{a1} &= m \cdot (z_1 + 2) = 5 \text{ mm} \cdot (21 + 2) = 115 \text{ mm} \\ \text{der Fußkreisdurchmesser} \quad d_{f1} &= m \cdot (z_1 - 2,5) = 5 \text{ mm} \cdot (21 - 2,5) = 92,5 \text{ mm}; \end{aligned}$$

für das Hohlrad

$$\begin{aligned} \text{der Teilkreisdurchmesser} \quad d_2 &= z_2 \cdot m = -73 \cdot 5 \text{ mm} = -365 \text{ mm} \\ \text{der Kopfkreisdurchmesser} \quad d_{a2} &= m \cdot (z_2 + 2) = 5 \text{ mm} \cdot (-73 + 2) = -355 \text{ mm} \\ \text{der Fußkreisdurchmesser} \quad d_{f2} &= m \cdot (z_2 - 2,5) = 5 \text{ mm} \cdot (-73 - 2,5) = -377,5 \text{ mm}; \end{aligned}$$

- **Lösung b):** Da die Räder weder korrigiert werden noch eine Kopfkürzung vorgesehen ist, kann der Achsabstand nach Gl. (21.8) ermittelt werden zu

$$a_d = \frac{m}{2} \cdot (z_1 + z_2) = \frac{5 \text{ mm}}{2} \cdot (21 + (-73)) = -130 \text{ mm}.$$

- **Lösung c):** Für die Ermittlung der Profilüberdeckung ϵ_a sind die Grundkreisdurchmesser zu bestimmen. Aus Gl. (21.2) wird

$$\begin{aligned} d_{b1} &= z_1 \cdot m \cdot \cos \alpha = 21 \cdot 5 \text{ mm} \cdot \cos 20^\circ = 98,67 \text{ mm} \\ d_{b2} &= z_2 \cdot m \cdot \cos \alpha = -73 \cdot 5 \text{ mm} \cdot \cos 20^\circ = -342,99 \text{ mm} \end{aligned}$$

Damit wird die Profilüberdeckung ε_a aus Gl. (21.13)

$$\varepsilon_a = \frac{g_a}{p_e} = \frac{0,5 \left(\sqrt{d_{a1}^2 - d_{b1}^2} + \frac{z_2}{|z_2|} \sqrt{d_{a2}^2 - d_{b2}^2} \right) - a_d \cdot \sin \alpha}{\pi \cdot m \cdot \cos \alpha} = \dots \approx 1,91$$

21.2 Geometrie der Schrägstirnräder mit Evolventenverzahnung

21.2.1 Grundformen, Schrägungswinkel

Die Zähne sind auf dem Radzyylinder schraubenförmig gewunden. Der Flankenlinienverlauf in der Wälzebene ist durch den **Schrägungswinkel** β bestimmt. Der Steigungswinkel γ und der Schrägungswinkel β ergänzen sich zu 90° (**Bild 21-13**). Bei einem Schrägzahn-Außenradpaar hat das eine Rad rechtssteigende und das andere linkssteigende Flanken; bei der Paarung eines Außenverzahnten Ritzels mit einem innenverzahnten Rad (Hohlrad) haben beide Räder die gleiche Flankenrichtung. Die Begriffe rechts- und linkssteigend sind wie rechts- und linksgängig beim Gewinde anzuwenden. Die Zähne des Rades in **Bild 21-13a** sind danach linkssteigend.

Vorteile gegenüber geradverzahnten Stirnrädern: ruhigerer Lauf, da Eingriff und Ablösung der Zähne allmählich erfolgen und mehr Zähne gleichzeitig im Eingriff sind (größerer Überdeckungsgrad). Sie sind daher für höhere Drehzahlen besser geeignet. Ferner sind die Schrägzähne höher belastbar als Geradzähne mit gleichen Abmessungen und unempfindlicher gegen Zahnformfehler.

Nachteile: Durch die Schrägung der Zähne entstehen unter Belastung Axialkräfte, die zusätzliche Belastungen für Welle und Lager bedeuten und damit höhere Reibungsverluste und somit einen etwas geringeren Wirkungsgrad ergeben. Bei gleicher Zähnezahl und gleichem Modul werden Raddurchmesser und Achsabstände mit zunehmendem Schrägungswinkel größer als bei Geradstirnrädern.

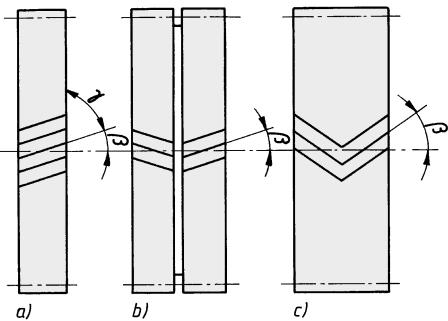


Bild 21-13

Stirnräder

- a) mit Einfach-Schrägverzahnung
- b) mit Doppelschrägverzahnung mit Aussparung in der Mitte für den Werkzeugauslauf
- c) mit Pfeilverzahnung

Die Axialkraft lässt sich durch *Doppelschräg-* oder *Pfeilverzahnung* aufheben. Die Räder können gegenüber denen mit einfacher Schrägverzahnung doppelt so breit ausgeführt werden und sind besonders für große Getriebe geeignet. Bei Pfeilverzahnung soll die Winkel spitze aus Festigkeitsgründen im Drehsinn vorauslaufen, da sie die Kräfte bei Eingriffsbeginn aufnimmt; außerdem wird das Schmiermittel aus der Winkel spitze gedrängt, so dass kein Stau auftritt. Die Herstellung der Pfeilzähne (mit Schaftfräser oder mit besonders geschliffenem, in einem bestimmten Rhythmus zusammenarbeitenden Paar Schneidräder) ist schwieriger und aufwendiger. Damit die von β abhängige Axialkraft einerseits nicht zu groß und andererseits die Laufruhe der Getriebe gewährleistet ist, wird zweckmäßig gewählt:

bei *Einfach- und Doppelschrägverzahnung* $\beta \approx 8^\circ \dots 20^\circ$
 bei *Pfeilverzahnung* $\beta \approx 30^\circ \dots 45^\circ$.

In DIN 3978 werden Schrägungswinkel β in Abhängigkeit genormter Normalmodulen (Modulen im Normalschnitt) von $m = 1 \dots 14 \text{ mm}$ gemäß DIN 780 für alle Fertigungsverfahren zur Anwendung empfohlen, siehe **TB 21-1**.

Schrägverzahnte Stirnräder werden vorwiegend bei hohen Drehzahlen und großen Belastungen verwendet, z. B. für Universalgetriebe, Schiffsgetriebe, Getriebe in Werkzeugmaschinen und Kraftfahrzeugen.

21.2.2 Verzahnungsmaße¹⁾

Bei Schrägverzahnung ist zu unterscheiden zwischen dem für die Eingriffsverhältnisse maßgebenden *Stirnschnitt S–S* senkrecht zur Radachse und dem für die Herstellung und das Werkzeug maßgebenden *Normalschnitt N–N* senkrecht zu den Flankenlinien, die beide den Schräglungswinkel β am Teilzylinder einschließen (**Bild 21-14**). Das *Stirnprofil* zeigt reine Evolventen, das *Normalprofil* nur angenähert. Die Größen werden im Stirnschnitt mit dem Index t , im Normalschnitt mit dem Index n bezeichnet.

Für die *Normalteilung* p_n und die *Stirnteilung* p_t bzw. den *Normalmodul* m_n und den *Stirnmodul* m_t gilt der Zusammenhang

$$\cos \beta = \frac{p_n}{p_t} = \frac{m_n \cdot \pi}{m_t \cdot \pi} = \frac{m_n}{m_t} \quad (21.34)$$

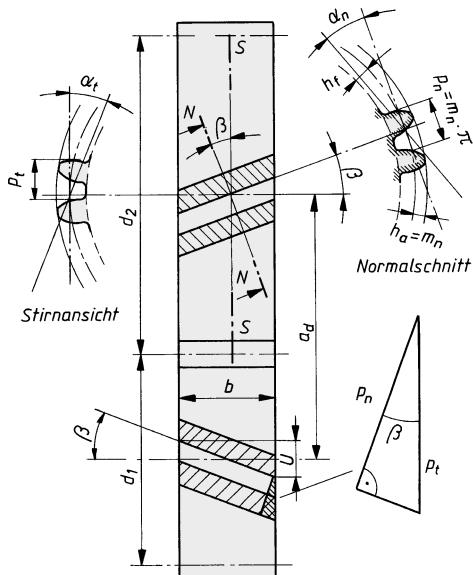


Bild 21-14

Zusammenhang der Größen im *Stirnschnitt S–S* und im *Normalschnitt N–N* für schrägverzahnte Nullräder

Die Zahnlücken mit der Zahnlückenweite $e_t = p_t/2$ bzw. $e_n = p_n/2$ werden durch Verzahnungswerkzeuge mit m_n für gleiche Zahnhöhenabmessungen wie bei Geradstirnrädern herausgearbeitet, so dass die Zahndicken $s_t = p_t/2$ bzw. $s_n = p_n/2$ bei Nullrädern entstehen. Es gilt auch $\cos \beta = s_n/s_t = e_n/e_t$ und $p_t = s_t + e_t$; $m_n \cong m$ nach DIN 780, **TB 21-1**. Dsgl. gilt für den *Normal-eingriffswinkel* α_n und den *Stirneingriffswinkel* α_t

$$\cos \beta = \frac{\tan \alpha_n}{\tan \alpha_t} \quad (21.35)$$

worin $\alpha_t > \alpha_n = 20^\circ \cong \alpha_p$ als Profilwinkel des Bezugsprofils nach DIN 867 ist, s. **Bild 20-14**. Der Zusammenhang zwischen β am Teilzylinder und dem *Grundschräglungswinkel* β_b am Grund-

¹⁾ Bei Hohlrädern mit $-z_2$ werden die Durchmesser d , d_b , d_a , d_f , d_w beim Innenradpaar die Achsabstände a_d , a , die Übersetzung i und das Zähnezahlverhältnis u negativ

zylinder (im Stirnschnitt Grundkreis) ist

$$\begin{aligned}\tan \beta_b &= \tan \beta \cdot \cos \alpha_t \\ \sin \beta_b &= \sin \beta \cdot \cos \alpha_n \\ \cos \beta_b &= \frac{p_{bn}}{p_{bt}} = \cos \beta \cdot \frac{\cos \alpha_n}{\cos \alpha_t} = \frac{\sin \alpha_n}{\sin \alpha_t}\end{aligned}\quad (21.36)$$

Die *Grundkreisteilung* p_{bt} und die *Grundzylinder-Normalteilung* p_{bn} gleich *Stirneingriffsteilung* p_{et} und *Normaleingriffsteilung* p_{en} sind

$$\begin{aligned}p_{bt} &\stackrel{!}{=} p_{et} = p_t \cdot \cos \alpha_t \\ p_{bn} &\stackrel{!}{=} p_{en} = p_n \cdot \cos \alpha_n\end{aligned}\quad (21.37)$$

Da der Teilkreis-, Grundkreis-, Kopfkreis- und Fußkreisdurchmesser an der Stirnfläche des Rades festgestellt wird, ergeben sich wie bei geradverzahnten Nullräder für Schrägstirnräder als Nullräder der *Teilkreisdurchmesser*

$$d = z \cdot m_t = z \cdot \frac{m_n}{\cos \beta} \quad (21.38)$$

der *Grundkreisdurchmesser*

$$d_b = d \cdot \cos \alpha_t = z \cdot \frac{m_n \cdot \cos \alpha_t}{\cos \beta} \quad (21.39)$$

der *Kopfkreisdurchmesser* für $h_a = m_n$ und $c = 0,25 \cdot m_n$ siehe auch Gl. (21.24)

$$d_a = d + 2 \cdot h_a = d + 2 \cdot m_n = m_n \cdot \left(2 + \frac{z}{\cos \beta} \right) \quad (21.40)$$

der *Fußkreisdurchmesser* für $h_f = 1,25 \cdot m_n$

$$d_f = d - 2 \cdot h_f = d - 2,5 \cdot m_n \quad (21.41)$$

sowie der *Null-Achsabstand* für das Radpaar

$$a_d = \frac{d_1 + d_2}{2} = m_t \cdot \frac{(z_1 + z_2)}{2} = \frac{m_n}{\cos \beta} \cdot \frac{(z_1 + z_2)}{2} \quad (21.42)$$

21.2.3 Eingriffsverhältnisse, Gesamtüberdeckung

Das Maß für die Schrägstellung der Zähne bezogen auf die Radbreite b ist der als Bogen auf dem Teilkreis gemessene Sprung U (**Bild 21-15a**). Denkt man sich das schraffierte Dreieck vom Teilzylinder abgewickelt und in die Ebene gestreckt, dann wird der *Sprung*

$$U = b \cdot \tan \beta \quad (21.43)$$

b Zahnbreite, bei Berechnung festzulegen.

Für die Beurteilung der Eingriffsverhältnisse ist die *Stirnansicht* (Stirnschnitt) der Räder maßgebend. Bei Rechtsdrehung des Rades (1) kommt die Zahnflanke 1 in A als Schnittpunkt der Stirneingriffslinie $n_t - n_t$ mit dem Kopfkreis K_2 des Gegenrades (2) zum Eingriff. Wenn die Zahnflanke 1 den Eingriff in E beendet, legt die Flanke 2 des gleichen Zahnes noch den

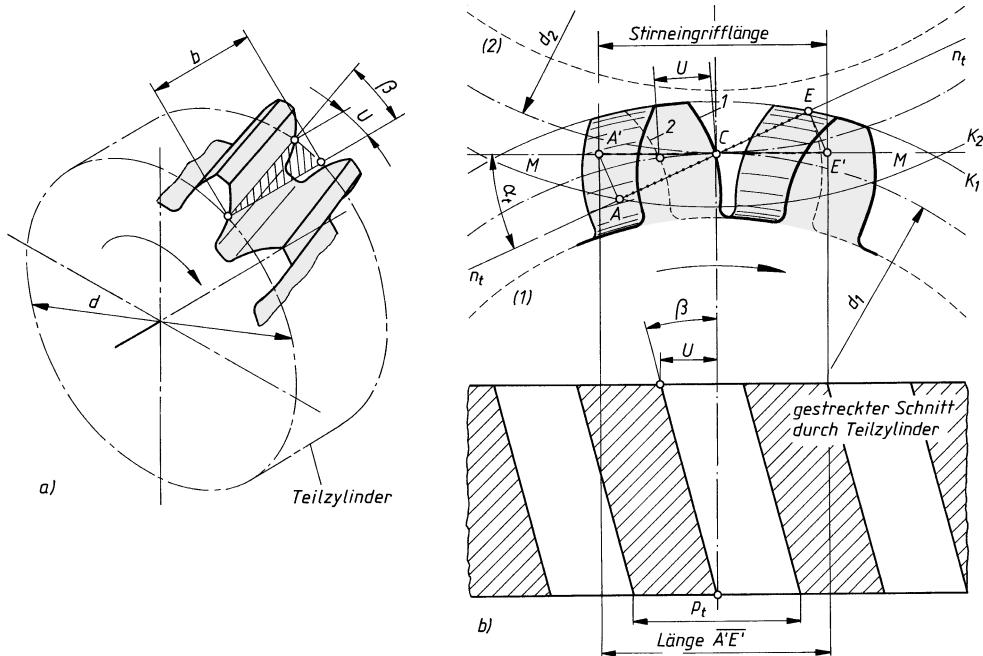


Bild 21-15 a) Sprung U bei Schrägverzahnung, b) Eingriffsverhältnisse bei schrägverzahnten Null-Rädern

„Sprung-Weg“ U (bezogen auf den Teilkreis) bis zum Eingriffsende zurück. Die auf die Wälzgerade $M-M$ (Profilbezugslinie) bezogene Stirneingriffslänge $A'E'$ ist daher um den Sprung U größer. Mit der *Sprungüberdeckung*

$$\varepsilon_\beta = \frac{U}{P_t} = \frac{b \cdot \tan \beta}{P_t} = \frac{b \cdot \sin \beta}{\pi \cdot m_n} \quad (21.44)$$

b Zahnbreite; bei unterschiedlichen Breiten ist der kleinere (überdeckende) Wert maßgebend.
und der *Profilüberdeckung*

$$\varepsilon_\alpha = \frac{g_\alpha}{P_{et}} = \frac{0,5 \cdot \left(\sqrt{d_{a1}^2 - d_{b1}^2} + \frac{z_2}{|z_2|} \cdot \sqrt{d_{a2}^2 - d_{b2}^2} \right) - a_d \cdot \sin \alpha_t}{\pi \cdot m_t \cdot \cos \alpha_t} \quad (21.45)$$

ergibt sich die *Gesamtüberdeckung*

$$\varepsilon_\gamma = \varepsilon_\alpha + \varepsilon_\beta \quad (21.46)$$

ε_γ gibt an, wie viele Zähne ganz oder teilweise gleichzeitig im Mittel am Eingriff beteiligt sind. Bei $\varepsilon_\gamma = 1$ oder ganzzahlig ergibt sich ein ununterbrochener Eingriffsbeginn, der sich infolge gleichmäßiger Beanspruchung geräuschräumend auswirkt.

21.2.4 Profilverschiebung (Schrägverzahnung)

Bei Schrägverzahnung ist nur selten Profilverschiebung zur Vermeidung von Unterschnitt erforderlich. Für die Anwendung, Begriffe, Berechnung usw. gilt im Prinzip das Gleiche wie bei der Geradverzahnung.

1. Ersatzzähnezahl, Grenzzähnezahl

Nach **Bild 21-16** erscheint im Normalschnitt $N-N$ durch den Wälzpunkt C der Teilkreis als Ellipse mit dem Krümmungsradius $r_n = d/(2 \cdot \cos^2 \beta)$ und den Achsen $2a_n = d/\cos \beta$. Für die folgenden Berechnungen wird in C ein gedachtes Geradstirnrad mit dem Teilkreisdurchmesser $d_n = 2r_n = z \cdot m_n$ als Ersatzrad zugrunde gelegt. Dieses Ersatzrad hat bei einer Zähnezahl z des Schrägstirnrades die *Ersatzzähnezahl*

$$z_n = \frac{d_n}{m_n} = \frac{d}{\cos^2 \beta_b \cdot m_n} = \frac{z}{\cos^2 \beta_b \cdot \cos \beta} \approx \frac{z}{\cos^3 \beta} \quad (21.47)$$

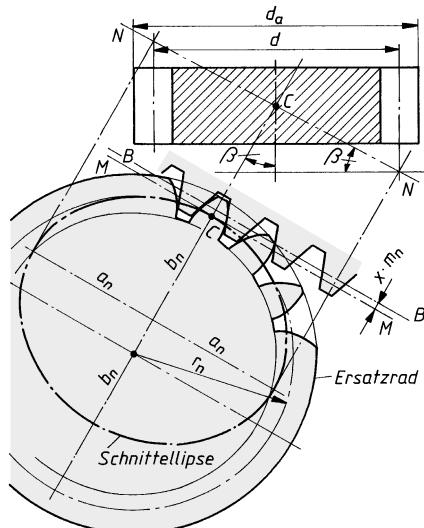


Bild 21-16
Ersatzrad als gedachtes Geradstirnrad

Für das Ersatzrad wird mit $z_n = z_{gn} = z_g = 17$ wie bei Geradstirnräder die *theoretische Grenzzähnezahl* $z_{gt} \approx z_{gn} \cdot \cos^3 \beta$ abgeleitet. Wird $z_n = z'_{gn} = z'_g = 14$ gesetzt, ergibt sich für Schrägstirnräder die *praktische Grenzzähnezahl*

$$z'_{gt} \approx z'_{gn} \cdot \cos^3 \beta = 14 \cdot \cos^3 \beta \quad (21.48)$$

z_{gt} und z'_{gt} werden mit wachsendem β kleiner. Wie die Grenzzähnezahl liegt auch die Spitzgrenze mit größer werdendem β niedriger als bei Geradstirnräder. Für $z_{nmin} = z_{min} = 7$ ergibt sich die *Mindestzähnezahl* $z_{tmin} \approx z_{nmin} \cdot \cos^3 \beta = 7 \cdot \cos^3 \beta$, s. **Bild 21-17**.

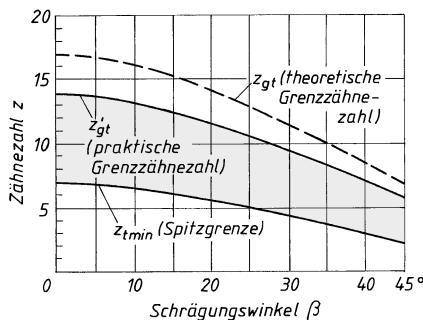


Bild 21-17
Grenz- und Mindestzähnezahlen für Schrägstirnräder

2. Profilverschiebungsfaktoren

Entsprechend Gl. (21.15) wird die erforderliche *Profilverschiebung*

$$V = x \cdot m_n \quad (21.49)$$

bzw. der *praktische Mindest-Profilverschiebungsfaktor* entsprechend Gl. (21.16)

$$x_{\text{grenz}} = \frac{z'_{\text{gn}} - z_{\text{n}}}{z_{\text{gn}}} = \frac{14 - z_{\text{n}}}{17} \quad (21.50)$$

3. Rad- und Getriebeabmessungen für V-Radpaarungen

Schrägstirnräder können wie Geradstirnräder zu Null-Getrieben sowie zu V-Null-Getrieben oder auch zu V-Getrieben zum Erreichen eines bestimmten Achsabstandes oder bei besonderen Anforderungen an Tragfähigkeit oder Profilüberdeckung zusammengesetzt werden.

Bei *V-Plus-* und *V-Minus-Rädern* gelten sinngemäß die Angaben und Gleichungen wie bei Geradstirnrädern.

Die Nennmaße der *Stirnzahndicke* s_t bzw. der *Normalzahndicke* s_n auf dem Teilkreis ergeben sich aus

$$s_t = \frac{s_n}{\cos \beta} = \frac{p_t}{2} + 2 \cdot V \cdot \tan \alpha_t = m_t \cdot \left(\frac{\pi}{2} + 2 \cdot x \cdot \tan \alpha_n \right) \quad (21.51)$$

$$s_n = s_t \cdot \cos \beta = \frac{p_n}{2} + 2 \cdot V \cdot \tan \alpha_n = m_n \cdot \left(\frac{\pi}{2} + 2 \cdot x \cdot \tan \alpha_n \right) \quad (21.52)$$

Das Nennmaß der *Stirnzahndicke* s_{yt} am *beliebigen Durchmesser* d_y errechnet sich aus

$$s_{yt} = d_y \cdot \left(\frac{\pi + 4 \cdot x \cdot \tan \alpha_n}{2 \cdot z} + \operatorname{inv} \alpha_t - \operatorname{inv} \alpha_{yt} \right) = d_y \cdot \left(\frac{s_t}{d} + \operatorname{inv} \alpha_t - \operatorname{inv} \alpha_{yt} \right) \quad (21.53)$$

$$\begin{aligned} a_{yt} & \quad \text{Profilwinkel aus } \cos \alpha_{yt} = d \cdot \cos \alpha_t / d_y \\ s_t/d = \psi & \quad \text{Zahndickenhalbwinkel } \psi = (\pi + 4 \cdot x \cdot \tan \alpha_n) / (2 \cdot z), \text{ (s. zu Bild 21-1)} \end{aligned}$$

Das Nennmaß der *Stirnzahndicke* s_{yn} am *beliebigen Durchmesser* d_y ergibt sich dann aus $s_{yn} = s_{yt} \cdot \cos \beta_y$ mit β_y am Durchmesser d_y aus $\tan \beta_y = \tan \beta \cdot \cos \alpha_t / \cos \alpha_{yt}$.

Bei V-Getrieben wird der *Achsabstand bei spielfreiem Eingriff*

$$a = \frac{d_{w1} + d_{w2}}{2} = \frac{d_1 + d_2}{2} \cdot \frac{\cos \alpha_t}{\cos \alpha_{wt}} = a_d \cdot \frac{\cos \alpha_t}{\cos \alpha_{wt}} \quad \text{bzw. } \cos \alpha_{wt} = \cos \alpha_t \cdot \frac{a_d}{a} \quad (21.54)$$

d_{w1}, d_{w2}	Betriebswälzkreisdurchmesser der Räder entsprechend Gl. (21.22a) und (21.22b), wenn $\alpha = \alpha_t$ und $\alpha_w = \alpha_{wt}$ gesetzt wird
d_1, d_2	Teilkreisdurchmesser nach Gl. (21.38)
α_t	Stirneingriffswinkel aus Gl. (21.35)
α_{wt}	Betriebseingriffswinkel im Stirnschnitt aus Gl. (21.55)
a_d	Null-Achsabstand aus Gl. (21.42).

Für einen bestimmten Wert $\Sigma x = (x_1 + x_2)$ wird mit Hilfe der Evolventenfunktion der *Betriebseingriffswinkel* α_{wt} ermittelt aus

$$\operatorname{inv} \alpha_{wt} = 2 \cdot \frac{x_1 + x_2}{z_1 + z_2} \cdot \tan \alpha_n + \operatorname{inv} \alpha_t \quad (21.55)$$

Die zum Erreichen eines bestimmten Achsabstandes a erforderliche *Summe der Profilverschiebungsfaktoren* aus

$$\Sigma x = x_1 + x_2 = \frac{\operatorname{inv} \alpha_{wt} - \operatorname{inv} \alpha_t}{2 \cdot \tan \alpha_n} \cdot (z_1 + z_2) \quad (21.56)$$

Die Aufteilung von Σx in x_1 und x_2 wird in Abhängigkeit von z_n wie bei Geradstirnrädern vorgenommen.

Hinweis: Ein bestimmter Achsabstand a kann bei Schrägstirnrädern auch ohne Profilverschiebung mit einem entsprechenden Schrägungswinkel β erreicht werden.

Bei V-Getrieben wird die *Profilüberdeckung (im Stirnschnitt)*

$$\varepsilon_a = \frac{0,5 \cdot \left(\sqrt{d_{a1}^2 - d_{b1}^2} + \frac{z_2}{|z_2|} \cdot \sqrt{d_{a2}^2 - d_{b2}^2} \right) - a \cdot \sin \alpha_{wt}}{\pi \cdot m_t \cdot \cos \alpha_t} \quad (21.57)$$

und damit die *Gesamtüberdeckung* $\varepsilon_\gamma = \varepsilon_a + \varepsilon_\beta$.

21.2.5 Berechnungsbeispiele (Geometrie der Schrägverzahnung)

■ **Beispiel 21.3:** Für die Eingangsstufe eines Getriebes ist ein Schrägstirnradpaar vorgesehen. Aufgrund der Belastungsdaten sind hierfür festgelegt: Ritzelzähnezahl $z_1 = 26$, Radzähnezahl $z_2 = 86$, Schrägungswinkel $\beta = 15^\circ$, Zahnbreiten $b_1 = b_2 = 50$ mm.

- Die Nennabmessungen der beiden Nullräder und der Null-Achsabstand sind für das Werkzeug-Bezugsprofil DIN 3972-II $\times 4$ zu ermitteln;
- der Gesamtüberdeckungsgrad ist anzugeben.

► **Lösung a):** Die Teilkreisdurchmesser nach Gl. (21.38):

$$d_1 = m_t \cdot z_1 = (m_n / \cos \beta) \cdot z_1 = (4 \text{ mm} / \cos 15^\circ) \cdot 26 = 107,67 \text{ mm},$$

$$d_2 = m_t \cdot z_2 = (m_n / \cos \beta) \cdot z_2 = (4 \text{ mm} / \cos 15^\circ) \cdot 86 = 356,14 \text{ mm}.$$

Mit α_t aus Gl. (21.35) $\alpha_t = \arctan(\tan \alpha_n / \cos \beta) = \arctan(\tan 20^\circ / \cos 15^\circ) = 20,6469^\circ$ wird der Grundkreisdurchmesser nach Gl. (21.39):

$$d_{b1} = d_1 \cdot \cos \alpha_t = 107,67 \text{ mm} \cdot \cos 20,6469^\circ = 100,75 \text{ mm},$$

$$d_{b2} = d_2 \cdot \cos \alpha_t = 356,14 \text{ mm} \cdot \cos 20,6469^\circ = 333,27 \text{ mm};$$

die Kopfkreisdurchmesser nach Gl. (21.40):

$$d_{a1} = m_n \cdot (2 + z_1 / \cos \beta) = 4 \text{ mm} \cdot (2 + 26 / \cos 15^\circ) = 115,67 \text{ mm},$$

$$d_{a2} = m_n \cdot (2 + z_2 / \cos \beta) = 4 \text{ mm} \cdot (2 + 86 / \cos 15^\circ) = 364,14 \text{ mm};$$

die Fußkreisdurchmesser nach Gl. (21.41)

$$d_{f1} = d_1 - 2,5 \cdot m_n = 107,67 \text{ mm} - 2,5 \cdot 4 \text{ mm} = 97,67 \text{ mm},$$

$$d_{f2} = d_2 - 2,5 \cdot m_n = 356,14 \text{ mm} - 2,5 \cdot 4 \text{ mm} = 346,14 \text{ mm};$$

der Null-Achsabstand des Radpaars aus Gl. (21.42)

$$a_d = m_n \cdot (z_1 + z_2) / (2 \cdot \cos \beta) = 4 \text{ mm} \cdot (26 + 86) / (2 \cdot \cos 15^\circ) = 231,90 \text{ mm}.$$

► **Lösung b):** Der Überdeckungsgrad ε_γ setzt sich bei der Schrägverzahnung zusammen aus der Profilüberdeckung ε_a und der Sprungüberdeckung ε_β . Nach Gl. (21.44) wird die Sprungüberdeckung

$$\varepsilon_\beta = b \cdot \sin \beta / (\pi \cdot m_n) = 50 \text{ mm} \cdot \sin 15^\circ / (\pi \cdot 4 \text{ mm}) \approx 1,03;$$

die Profilüberdeckung nach Gl. (21.45) mit $m_t = m_n / \cos \beta$ wird mit obigen Verzahnungsdaten

$$\varepsilon_a = \frac{0,5 \cdot \left(\sqrt{d_{a1}^2 - d_{b1}^2} + \sqrt{d_{a2}^2 - d_{b2}^2} \right) - a_d \cdot \sin \alpha_t}{\pi \cdot m_t \cdot \cos \alpha_t} = \dots \approx 1,65.$$

Der Gesamtüberdeckungsgrad beträgt somit $\varepsilon_\gamma = 1,03 + 1,65 \approx 2,7$.

- **Beispiel 21.4:** Nach den Zeichnungsangaben (entsprechend DIN 3966) wird ein Schrägstirnpaar mit dem Normalmodul $m_n = 5 \text{ mm}$, Ritzel $z_1 = 20$, Profilverschiebungsfaktor $x_1 = +0,4$; Rad $z_2 = 97$, Profilverschiebungsfaktor $x_2 = +0,2389$, Radbreiten $b_1 = b_2 = 70 \text{ mm}$ mit dem Schrägungswinkel $\beta = 9,8969^\circ$ entsprechend DIN 3978 (Schrägungswinkelreihe 2) ausgeführt.

Für das Getriebe sind zu ermitteln:

- die Teilkreisdurchmesser d_1, d_2 und die Kopfkreisdurchmesser d_{a1} und d_{a2} ;
- der Achsabstand a ;
- Die Nennmaße der Normalzahndicken s_{n1}, s_{n2} .

- **Lösung a):** Nach Gl. (21.38) ergeben sich die Teilkreisdurchmesser

$$d_1 = z_1 \cdot m_n / \cos \beta = 20 \cdot 5 \text{ mm} / \cos 9,8969^\circ = 101,51 \text{ mm},$$

$$d_2 = z_2 \cdot m_n / \cos \beta = 97 \cdot 5 \text{ mm} / \cos 9,8969^\circ = 492,33 \text{ mm}.$$

Mit Gl. (21.49) wird

$$V_1 = x_1 \cdot m_n = +0,4 \cdot 5 \text{ mm} = 2 \text{ mm} \quad \text{und} \quad V_2 = x_2 \cdot m_n = +0,2389 \cdot 5 \text{ mm} = 1,1945 \text{ mm}.$$

Damit ergeben sich nach Gl. (21.24) mit m_n anstelle m und $k = 0$ die Kopfkreisdurchmesser

$$d_{a1} = d_1 + 2 \cdot m_n + 2 \cdot V_1 + 2k = 101,51 \text{ mm} + 2 \cdot 5 \text{ mm} + 2 \cdot 2 \text{ mm} = 115,51 \text{ mm},$$

$$d_{a2} = d_2 + 2 \cdot m_n + 2 \cdot V_2 + 2k = 492,51 \text{ mm} + 2 \cdot 5 \text{ mm} + 2 \cdot 1,1945 \text{ mm} = 504,72 \text{ mm}.$$

- **Lösung b):** Für das V-Getriebe wird der Achsabstand nach Gl. (21.54) $a = a_d \cdot \cos \alpha_t / \cos \alpha_{wt}$. Zunächst wird nach Gl. (21.42) der Null-Achsabstand errechnet:

$$a_d = (d_1 + d_2) / 2 = (101,51 \text{ mm} + 492,33 \text{ mm}) / 2 = 296,92 \text{ mm}.$$

Danach wird aus Gl. (21.35) errechnet

$$\tan \alpha_t = \tan \alpha_n / \cos \beta = \tan 20^\circ / \cos 9,8969^\circ = 0,36947,$$

so dass $\alpha_t = 20,2777^\circ$ beträgt.

Damit wird nach Gl. (21.55) der Betriebseingriffswinkel α_{wt} aus

$$\begin{aligned} \tan \alpha_{wt} &= 2 \cdot \Sigma x / \Sigma z \cdot \tan \alpha_n + \tan \alpha_t = 2 \cdot (0,4 + 0,2389) / (20 + 97) \cdot \tan 20^\circ + \tan 20,2777^\circ \\ &= 0,01953. \end{aligned}$$

Mit **TB 21-4** wird ermittelt $\alpha_{wt} \approx 21,816^\circ$.

Der Achsabstand ergibt sich mit den eingesetzten Werten zu

$$a = 296,92 \text{ mm} \cdot \cos 20,2777^\circ / \cos 21,816^\circ = 300 \text{ mm}.$$

- **Lösung c):** Nach Gl. (21.52) ergeben sich die Normalzahndicken aus

$$s_{n1} = m_n \cdot [(\pi/2) + 2 \cdot x_1 \cdot \tan \alpha_n] = 5 \text{ mm} \cdot [(\pi/2) + 2 \cdot 0,4 \cdot \tan 20^\circ] = 9,31 \text{ mm},$$

$$s_{n2} = m_n \cdot [(\pi/2) + 2 \cdot x_2 \cdot \tan \alpha_n] = 5 \text{ mm} \cdot [(\pi/2) + 2 \cdot 0,2389 \cdot \tan 20^\circ] = 8,72 \text{ mm}.$$

21.3 Toleranzen, Verzahnungsqualität

21.3.1 Flankenspiele und Zahndickenabmaße

Nach DIN 868 bzw. DIN 3960 ist das Flankenspiel j der zwischen den Rückflanken eines Radpaars vorhandene Abstand bei Berührung der im Eingriff stehenden Arbeitsflanken. Es ist

erforderlich zum Ausgleich von Herstellungs- und Einbauungenauigkeiten sowie wegen der Schmierung und wegen etwaiger Wärmedehnungen im Betrieb.

Zu kleines Flankenspiel, insbesondere bei Erwärmung der Räder im Betrieb oder bei ungenauer Ausführung der Räder und des Achsabstandes, kann ein Klemmen der Zähne zur Folge haben; zu großes Flankenspiel, besonders bei wechselnder Krafrichtung, kann zusätzliche Beanspruchung und Geräuschbildung verursachen.

Nach **Bild 21-18** werden unterschieden

- das *Normalflankenspiel* j_n als kürzester Abstand in Normalrichtung zwischen den Rückflanken eines Radpaars, wenn sich die Arbeitsflanken berühren. Allgemein gilt $j_n = j_t \cdot \cos \alpha_n \cdot \cos \beta$ (bei Geradverzahnung ist $\alpha_n = \alpha$ und $\beta = 0^\circ$ zu setzen). Je nach Verwendungszweck und Qualität (s. **TB 21-7**) kann als Richtlinie gelten: $j_n \approx 0,05 + (0,025 \dots 0,1) m_n$.
- das *Drehflankenspiel* j_t ist die Länge des Wälzkreisbogens im Stirnschnitt, um den sich das eine Rad bei festgehaltenem Gegenrad von der Anlage der Arbeitsflanken bis zur Anlage der Rückflanken drehen lässt. Es gilt die Beziehung: $j_t = j_n / (\cos \alpha_t \cdot \cos \beta_b)$ (s. Hinweis zu a);
- das *Radialspiel* j_r als Differenz des Achsabstandes zwischen dem Betriebszustand und demjenigen des spielfreien Eingriffs. Es gilt: $j_r = j_t / (2 \cdot \tan \alpha_{wt})$.

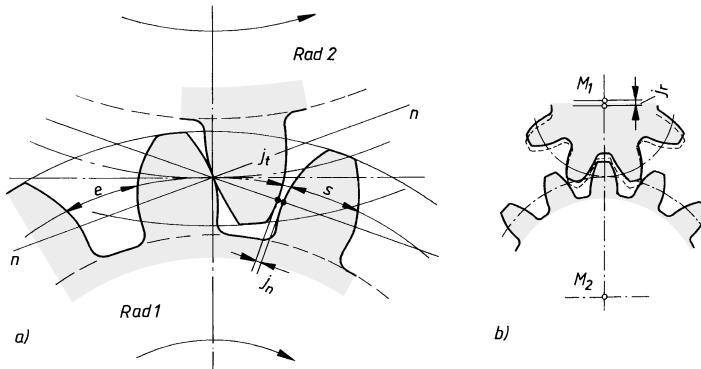


Bild 21-18
Flankenspiele.
a) Normalflankenspiel j_n und Drehflankenspiel j_t
b) Radialspiel j_r

Da als Getriebe-Passsystem das Passsystem des Einheitsachsabstandes (spielfreier Zustand) festgelegt ist, sind für die Paarung zweier Zahnräder negative Zahndickenabmaße erforderlich (vgl. DIN 3961).

Nach DIN 3967 sagt der Wert des Flankenspiels nichts über die Verzahnungsqualität aus, wenn auch die verschiedenen Qualitäten bestimmte Abmaße der Zahndicke verlangen, s. **TB 21-8**.

Für stirnverzahnte Räder ergibt sich aus den Zahndickenabmaßen A_{sne} , A_{sni} (Normalschnitt) bzw. A_{ste} , A_{sti} (Stirnschnitt) und den Achsabstandsabmaßen A_a der Radpaarung das *maximale* bzw. *minimale theoretische Drehflankenspiel*

$$\begin{aligned} j_{t\max} &= -\sum A_{sti} + \Delta j_{ae} = -\frac{\sum A_{sni}}{\cos \beta} + \Delta j_{ae} \\ j_{t\min} &= -\sum A_{ste} + \Delta j_{ai} = -\frac{\sum A_{sne}}{\cos \beta} + \Delta j_{ai} \end{aligned} \quad (21.58)$$

Die *oberen Zahndickenabmaße* A_{sne} sind abhängig vom Teilkreisdurchmesser d und der Abmaßreihe – in der Regel für Rad 1 und 2 aus der gleichen Abmaßreihe – aus **TB 21-8a** zu entnehmen. Die Abmaßreihe h (entsprechend Lage des Toleranzfeldes) grenzt an die Nulllinie, die Abmaßreihe a liegt davon am weitesten entfernt; je weiter die Abmaßreihe von der Nulllinie entfernt ist, umso größer wird das Flankenspiel (**Bild 21-19**).

Die *unteren Zahndickenabmaße* A_{sni} werden mit der Zahndickentoleranz T_{sn} aus **TB 21-8b** bestimmt (allgemein $T = A_e - A_i$). Da die Zahndickenabmaße stets negativ sind, ist T_{sn} abhängig vom Teilkreisdurchmesser d und von der Toleranzreihe 21 bis 30 (mit steigender T_{sn}) von A_{sne} abzuziehen.

Hinweis: T_{sn} sollte sich nach den Fertigungsmöglichkeiten richten und muss mindestens doppelt so groß sein wie die zulässige Zahndickenschwankung R_s nach DIN 3962 aus **TB 21-8c**. Allgemein werden zu kleine T_{sn} die Einhaltung der Verzahnungsqualität ungünstig beeinflussen. Vorzuziehen sind daher die Toleranzreihen 24 bis 27. Normalerweise werden die Abmaße und Toleranzen aufgrund vorliegender Erfahrungen gewählt, s. **TB 21-8d**.

Die *Spieländerung durch die Achsabstandstoleranz* beträgt

$$\Delta j_a \approx 2 \cdot A_a \cdot \frac{\tan \alpha_n}{\cos \beta} \quad (21.59)$$

Bei Außenradpaarungen ist für Δj_{ai} das untere Achsabstandsmaß A_{ai} und für Δj_{ae} das obere Achsabstandsmaß A_{ae} aus **TB 21-9** einzusetzen.

Nach DIN 3964 werden die Achsabstandsabmaße für die Toleranzfelder $js5$ bis $js11$, abhängig vom Nennmaß des Achsabstandes a und von der Achslage-Genauigkeitsklasse 1 bis 12, verwendet. Die Achslage-Genauigkeitsklasse berücksichtigt die Verzahnungsqualität, muss aber nicht unbedingt übereinstimmen. Allgemein gilt für jedes Rad $|A_{\text{sne}}| \geq |A_{ai}|$.

Hinweis: Im Gegensatz zu den ISO-Rundpassungen kann das Abnahme- bzw. Betriebsflankenspiel nicht direkt aus den Abmaßen berechnet werden, da eine Reihe von Einflüssen spielverändernd wirken. Solche Einflüsse sind, außer der Achsabstandstoleranz des Gehäuses, die Erwärmung von Rädern und Gehäuse, Unparallelität der Bohrungssachsen im Gehäuse, Verzahnungs-Einzelabweichungen, Lage, Form- und Maßabweichungen der Bauelemente, Elastizität der Konstruktion unter Last. Die Berücksichtigung der spielverändernden Einflüsse sowie die verschiedenen Prüfverfahren werden in DIN 3967 erläutert.

21.3.2 Prüfmaße für die Zahndicke

Unter Berücksichtigung der unvermeidlichen Verzahnungsabweichungen bedient man sich mit telbarer Messverfahren, mit deren Messwerten sich die Zahndicke überprüfen lässt. Es ist zweckmäßig, das Nennmaß mit den Abmaßen in Zeichnungen anzugeben (vergl. DIN 3966 bzw. **TB 20-10**).

Bei Stirnrädern, insbesondere für Werkstattkontrollen, wird meist die *Zahnweite* W_k gemessen, weil die Messung einfach und bezugsfrei ist, d. h. sie ist nicht auf die Radachse bezogen.

Nach DIN 3960 ist W_k bei einem Außenrad der über $k = 2, 3, 4, 5$ usw. Zähne gemessene Abstand zweier paralleler Ebenen (z. B. zwei tellerförmige Messstücke an Schraubenlehre), die je eine Rechts- und Linksflanke im evolventischen Teil der Zahnflanken berühren (**Bild 21-20**). Da

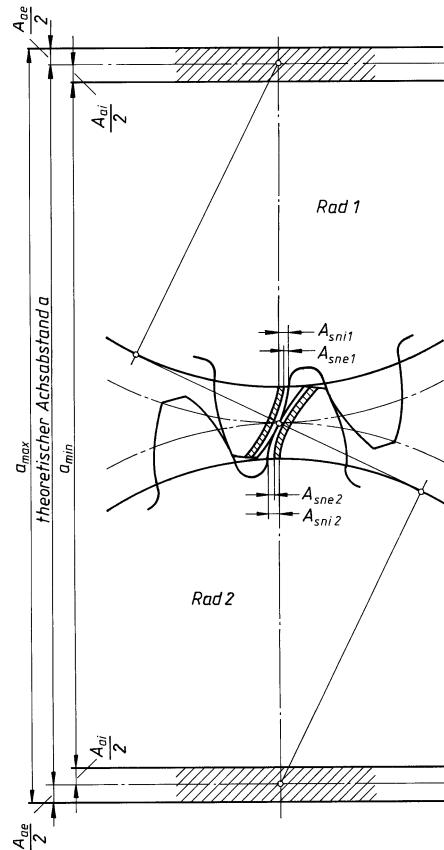


Bild 21-19 Zahndickenabmaß und Achsabstandsabmaße einer Radpaarung

die Teilungs- und Profilabweichungen in die Messung eingehen, ist aus mehreren Messungen an verschiedenen Stellen ein Mittelwert zu bilden.

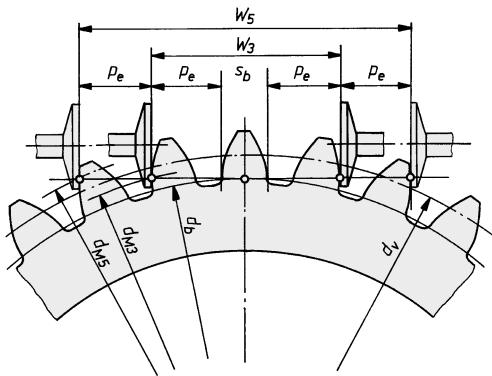


Bild 21-20

Messung der Zahnweite W_3 ($k = 3$) und W_5 ($k = 5$) mit Messkreisdurchmessern d_{M3} und d_{M5}

W_k setzt sich aus mehreren Eingriffsteilungen p_e und einer Zahndicke s_b auf dem Grundkreisdurchmesser d_b zusammen. Bei Schrägstirnräder wird die Zahnweite über mehrere Zähne im Normalschnitt (senkrecht zum Zahnverlauf) gemessen. Es gilt $W_k = (k - 1) \cdot p_e + s_b$, so dass durch Einsetzen der Werte $p_e \equiv p_b$ und s_b sich für Stirnräder mit $\alpha_n = 20^\circ$ das *Zahnweiten-Nennmaß* ergibt

$$W_k = m_n \cdot \cos \alpha_n \cdot [(k - 0,5) \cdot \pi + z \cdot \operatorname{inv} \alpha_t] + 2 \cdot x \cdot m_n \cdot \sin \alpha_n \quad (21.60)$$

Zur Erzielung des Flankenspiels wird W_k um das untere bzw. das obere Zahnweitenmaß $A_{wi} = A_{sni} \cdot \cos \alpha_n$ bzw. $A_{we} = A_{sne} \cdot \cos \alpha_n$ verringert (auf ganze μm runden).

Die *Messzähnezahl* k ist so zu wählen, dass die Messebenen die Zahndecken nahe der halben Zahnhöhe berühren, so dass (auf ganze Zahl gerundet) gilt

$$k = z_n \cdot \frac{\alpha_n^\circ}{180^\circ} + 0,5 \geq 2 \quad (21.61)$$

In Abhängigkeit von der Zähnezahl z_n (Zähnezahl des Ersatzstirnrades, bei Geradverzahnung $z_n = z$) und dem Profilverschiebungsfaktor x kann k aus **TB 21-10** entnommen werden.

Hinweis: Damit bei der Messung von W_k bei Schrägstirnräder die parallelen Flächen des Messgerätes (vgl. **Bild 21-20**) senkrecht zum Zahnverlauf anliegen, muss das Rad eine Mindestzahnbreite von $b \geq b_{\min} = W_k \cdot \sin \beta_b + b_M \cdot \cos \beta_b$ haben mit $b_M > 1,2 + 0,018 \cdot W_k$. Weitere Prüfmethoden (Messungen der Zahndickensehnen bzw. durch in Zahnlücken eingelegte Kugeln oder Rollen) für die Zahndicke werden in DIN 3960 angegeben.

21.3.3 Berechnungsbeispiele (Toleranzen, Verzahnungsqualität)

■ **Beispiel 21.5:** Für das Schaltgetriebe des Beispiels 21.2 ist mit den errechneten Werten das theoretische Drehflankenspiel $j_{t\min}$ und $j_{t\max}$ nach DIN 3967 für das Radpaar $z_{1,2}$ zu bestimmen, wenn es erfahrungsgemäß mit Verzahnungsqualität und Toleranzfeld 8cd26 sowie für den Achsabstand a das Toleranzfeld js8 ausgeführt werden soll.

► **Lösung:** Nach 21.3.1 sind zunächst aus **TB 21-8a** und b die Zahndickenabmaße für cd26 zu bestimmen:

Ritzel 1 mit $d_1 = 54 \text{ mm}$: $A_{sne1} = -70 \mu\text{m}$;

Rad 2 mit $d_2 = 150 \text{ mm}$: $A_{sne2} = -95 \mu\text{m}$;

$$T_{sn1} = 60 \mu\text{m} > 2 \cdot R_s = 2 \cdot 22 \mu\text{m} = 44 \mu\text{m};$$

$T_{sn2} = 80 \mu\text{m} > 2 \cdot R_s = 2 \cdot 28 \mu\text{m} = 56 \mu\text{m}$ (aus **TB 21-8c** für $m = 3 \text{ mm}$; Verzahnungsqualität richtig gewählt).

Somit werden mit $A_{sni} = A_{sne} - T_{sn}$ für Ritzel und Rad

$$A_{sni1} = -70 \mu\text{m} - 60 \mu\text{m} = -130 \mu\text{m}, \quad A_{sni2} = -95 \mu\text{m} - 80 \mu\text{m} = -175 \mu\text{m}.$$

Danach sind die Achsabstandsabmaße für $a = 106,5 \text{ mm}$ mit Toleranzfeld js8 aus **TB 21-9** festzustellen:

$$A_{ae} = +27 \mu\text{m}, \quad A_{ai} = -27 \mu\text{m}.$$

In beiden Fällen gilt:

$$A_{sne1} \text{ bzw. } |A_{sne2}| > |A_{ai}|.$$

Nach Gl. (21.59) wird die Spieländerung durch die Achsabstandstoleranz mit $\alpha_n = \alpha = 20^\circ$ und $\beta = 0^\circ$ (Geradverzahnung) errechnet zu

$$\Delta j_{ai} \approx 2 \cdot A_{ai} \cdot \tan \alpha_n / \cos \beta = 2 \cdot (-27 \mu\text{m}) \cdot \tan 20^\circ = -20 \mu\text{m}$$

$$\Delta j_{ae} \approx 2 \cdot A_{ae} \cdot \tan \alpha_n / \cos \beta = 2 \cdot (+27 \mu\text{m}) \cdot \tan 20^\circ = +20 \mu\text{m}.$$

Damit ergibt sich nach Gl. (21.58) das minimale bzw. maximale theoretische Flankenspiel

$$j_{t\min} = -\sum A_{sne} + \Delta j_{ai} = -(-70 \mu\text{m} + (-95 \mu\text{m})) + (-20 \mu\text{m}) = 145 \mu\text{m}$$

$$j_{t\max} = -\sum A_{sni} + \Delta j_{ae} = -(-130 \mu\text{m} + (-175 \mu\text{m})) + 20 \mu\text{m} = 325 \mu\text{m}.$$

Das theoretische Flankenspiel von $j_{t\min} = 145 \mu\text{m}$ bis $j_{t\max} = 325 \mu\text{m}$ ändert sich noch durch spielverändernde Einflüsse (s. DIN 3967).

■ **Beispiel 21.6:** Für die Fertigung eines Radpaars (s. Beispiel 21.4) mit $z_1 = 20$, $z_2 = 97$, Modul $m_n = 5 \text{ mm}$, Schrägungswinkel $\beta = 9,8969^\circ$ (entsprechend DIN 3978, Schrägungswinkelreihe 2), $x_1 = +0,4$, $x_2 = +0,2389$, $d_1 = 101,51 \text{ mm}$, $d_2 = 492,33 \text{ mm}$, der Normalzahndicke $s_{n1} = 9,31 \text{ mm}$, $s_{n2} = 8,72 \text{ mm}$ und dem Achsabstand $a = 300 \text{ mm}$ wurden nach DIN 3967 die Verzahnungsqualität und Zahndickentoleranz für das Ritzel 6cd27, für das Rad 7cd26 und nach DIN 3964 für die Achsabstandsabmaße js7 vorgesehen.

Zu ermitteln ist das theoretische Flankenspiel $j_{t\min}$ und $j_{t\max}$.

► **Lösung:** Zunächst wird aus **TB 21-8c** die zulässige Zahndickenschwankung bei $m_n = 5 \text{ mm}$ abgelesen:

für das Ritzel bei $d > 50 \dots 125 \text{ mm}$, Qualität 6 mit $R_{s1} = 14 \mu\text{m}$,

für das Rad bei $d > 280 \dots 500 \text{ mm}$, Qualität 7 mit $R_{s2} = 25 \mu\text{m}$.

Danach aus **TB 21-8a** die oberen Zahndickenabmaße für die Abmaßreihe cd für das Ritzel und Rad abgelesen:

$$A_{sne1} = -70 \mu\text{m} \quad \text{und} \quad A_{sne2} = -130 \mu\text{m}$$

und aus **TB 21-8b** die Zahndickentoleranzen für das Ritzel mit Toleranzreihe 27 und das Rad mit Toleranzreihe 26:

$$T_{sn1} = 100 \mu\text{m} > 2 \cdot R_{s1} = 28 \mu\text{m},$$

$$T_{sn2} = 100 \mu\text{m} > 2 \cdot R_{s2} = 50 \mu\text{m},$$

so dass die unteren Zahndickenabmaße sind

$$A_{sni1} = -170 \mu\text{m} \quad \text{und} \quad A_{sni2} = -230 \mu\text{m}.$$

Damit werden die Normalzahndicken für das

$$\text{Ritzel} \quad s_{n1\max} = s_{n1} + A_{sne1} = 9,31 \text{ mm} + (-0,07 \text{ mm}) = 9,24 \text{ mm},$$

$$s_{n1\min} = s_{n1} + A_{sni1} = 9,31 \text{ mm} + (-0,17 \text{ mm}) = 9,14 \text{ mm},$$

$$\text{Rad} \quad s_{n2\max} = s_{n2} + A_{sne2} = 8,72 \text{ mm} + (-0,13 \text{ mm}) = 8,59 \text{ mm},$$

$$s_{n2\min} = s_{n2} + A_{sni2} = 8,72 \text{ mm} + (-0,23 \text{ mm}) = 8,49 \text{ mm}.$$

Für die Ermittlung des theoretischen Flankenspiels nach Gl. (21.58) wird zunächst die Summe der

Zahndickenabmaße bestimmt:

$$\Sigma A_{\text{sne}} = (-70 \mu\text{m}) + (-130 \mu\text{m}) = -200 \mu\text{m},$$

$$\Sigma A_{\text{sni}} = (-170 \mu\text{m}) + (-230 \mu\text{m}) = -400 \mu\text{m}$$

und die Umrechnung in den Stirnschnitt

$$\Sigma A_{\text{ste}} = \Sigma A_{\text{sne}} / \cos \beta = -200 \mu\text{m} / \cos 9,8969^\circ = -203 \mu\text{m},$$

$$\Sigma A_{\text{sti}} = \Sigma A_{\text{sni}} / \cos \beta = -400 \mu\text{m} / \cos 9,8969^\circ = -406 \mu\text{m}.$$

Danach sind aus **TB 21-9** für $a = 300\text{js}7$ die Achsabstandsmaße festzustellen:

$$A_{\text{ae}} = +26 \mu\text{m}, \quad A_{\text{ai}} = -26 \mu\text{m}, \quad \text{so dass gilt: } |A_{\text{sne}1}| > |A_{\text{ai}}| \text{ und } |A_{\text{sne}2}| > |A_{\text{ai}}|.$$

Nach Gl. (21.59) wird die Spieländerung durch die Achsabstandstoleranz

$$\Delta j_{\text{ai}} = 2 \cdot A_{\text{ai}} \cdot \tan \alpha_n / \cos \beta = 2 \cdot (-26 \mu\text{m}) \cdot \tan 20^\circ / \cos 9,8969^\circ = -19 \mu\text{m},$$

$$\Delta j_{\text{ae}} = 2 \cdot A_{\text{ae}} \cdot \tan \alpha_n / \cos \beta = 2 \cdot (+26 \mu\text{m}) \cdot \tan 20^\circ / \cos 9,8969^\circ = +19 \mu\text{m},$$

so dass sich das minimale und das maximale theoretische Flankenspiel nach Gl. (21.58) ergibt aus

$$j_{\text{t min}} = -\Sigma A_{\text{ste}} + \Delta j_{\text{ai}} = -(-203 \mu\text{m}) + (-19 \mu\text{m}) = 184 \mu\text{m}$$

und

$$j_{\text{t max}} = -\Sigma A_{\text{sti}} + \Delta j_{\text{ai}} = -(-406 \mu\text{m}) + (+19 \mu\text{m}) = 425 \mu\text{m}.$$

21.4 Entwurfsberechnung (Außenverzahnung)

Die Hauptabmessungen eines Radpaars (Zähnezahlverhältnis, Teilkreisdurchmesser, Modul, Radbreite u. a.) müssen vorerst erfahrungsgemäß gewählt oder überschlägig nach Erfahrungsgleichungen festgelegt werden. Grundlage für die Entwurfsarbeit ist das Pflichtenheft, das alle Angaben hinsichtlich der Getriebeausführung (z. B. Getriebebauform, Anschlußverhältnisse Motor → Getriebe → Arbeitsmaschine, An- und Abtriebsdrehzahlen, Baugröße, Leistungs- und sonstige Betriebs- und Fertigungsdaten) enthalten sollte.

21.4.1 Vorwahl der Hauptabmessungen

1. Wellendurchmesser d_{sh} zur Aufnahme des Ritzels

Entsprechend den Leistungsdaten ist der *Entwurfsdurchmesser* d'_{sh} nach **Bild 11-21** überschlägig zu errechnen. Dabei ist die Art der Krafteinleitung (Kupplung, Riemscheibe oder direkt über Flanschmotor) zu beachten. Eine endgültige Festlegung des Durchmessers kann erst nach Vorliegen der Verzahnungs- und Belastungsdaten erfolgen.

2. Übersetzung i , Zähnezahlverhältnis u

Die Übersetzung bzw. das Zähnezahlverhältnis eines einstufigen Stirnradgetriebes soll maximal $i = u = 6(8)$ nicht überschreiten, da sich anderenfalls zu ungünstige Abmessungen des Großrades und eine stärkere Abnutzung der Ritzelzähne gegenüber den (vielen) Zähnen des Rades ergeben. Größere Übersetzungen werden in zwei oder mehrere Stufen aufgeteilt, wobei zu entscheiden ist, ob die einzelnen Stufen hintereinander oder nebeneinander (koaxial) liegen sollen (Pflichtenheft). Allgemein hat eine quadratische Getriebebauform ein geringeres Gewicht und geringere Kosten.

Für ein n -stufiges Getriebe mit den Einzelübersetzungen i_1, i_2, i_3 usw. wird die *Gesamtübersetzung* bzw. das *Gesamtzähnezahlverhältnis*

$$i = i_1 \cdot i_2 \cdot \dots \cdot i_n \quad \text{bzw.} \quad u = u_1 \cdot u_2 \cdot \dots \cdot u_n \quad (21.62)$$

Setzt man hierin für $i_1 = n_1/n_2$, für $i_2 = n_2/n_3$ und für $i_n = n_n/n_{n+1}$ kann die Übersetzung auch durch $i = n_1/n_{n+1} = n_{\text{an}}/n_{\text{ab}}$ angegeben werden bzw. mit $i_1 = z_2/z_1$, $i_2 = z_4/z_3$, $i_3 = z_6/z_4$ wird $i = (z_2 \cdot z_4 \cdot z_6 \dots) / (z_1 \cdot z_3 \cdot z_5 \dots)$.

Allgemein werden Getriebe bis $i \approx 35$ (max. 45) in zwei, bei $35 < i < 150$ (200) in drei Stufen aufgeteilt, sofern keine baulichen oder sonstige zwingende Gründe eine andere Aufteilung erforderlich machen. Die Wahl der einzelnen Stufen kann nach **TB 21-11** erfolgen. Ganzzahlige Einzelübersetzungen sind möglichst zu vermeiden, damit immer wieder andere Zähne zum Eingriff kommen und eine gleichmäßige Abnutzung erreicht wird.

3. Ritzelzähnezahl z_1

Radpaare laufen umso ruhiger, je größer die Ritzelzähnezahl z_1 ist. Andererseits ergeben kleine z_1 bei annähernd gleichem Raddurchmesser aufgrund des größeren Moduls eine größere Zahnußfestigkeit sowie größere und damit unempfindlichere Zahnabmessungen; die Bearbeitungskosten sind jedoch aufgrund des größeren Zerspanungsvolumens höher. Vorteilhaft werden bei kleinen $i(u)$ größere z_1 gewählt. Bei $z_1 < z'_g = 14$ tritt Unterschnitt auf bzw. ist eine positive Profilverschiebung erforderlich. Die Zähnezahl z_1 sollte auch so gewählt werden, dass mit z_2 des Rades eine gegebene $i(u)$ möglichst genau eingehalten wird. Insbesondere sollten z_1 und z_2 so gewählt werden, dass sie keinen gemeinsamen Teiler haben, um ein periodisches Laufverhalten zu vermeiden (Schwingungen, Abnutzung). Anhaltswerte für Ritzelzähnezahlen z_1 s. **TB 21-13**.

4. Zahnradbreite b

Anzustreben sind große Zahnbreiten, da sich hierfür breite Flanken-Berührungszonen und damit geringere Flankenpressungen ergeben. Voraussetzungen dafür aber sind eine hohe Verzahnungsqualität, Verdrillsteifigkeit des Ritzels und genaue, parallele Wellenlagerungen, um eine gleichmäßige Anlage der Zahnflanken auf der ganzen Breite zu erreichen. Die Zähne des Ritzels sollen möglichst etwas breiter als die des Rades sein, um Einbauungenaigkeiten in Axialrichtung ausgleichen zu können. Herstellungs- und Einbauungenaigkeiten sowie Verlagerung der Räder unter Last führen dazu, dass die Zähne nicht auf ihrer ganzen Breite voll tragen. Zur Vermeidung der Kantenbruchgefahr sind die Zähne der Radpaare an den Enden zur Entlastung 10° bis 30° bei $b > 10 \cdot m$ mit etwa m , bei $b < 10 \cdot m$ mit etwa $1 + 0,1 \cdot m$ tief abzuschrägen, ebenso können die Zähne mit einer leichten Balligkeit ausgeführt werden.

Mit den Verhältniswerten (*Durchmesser-Breitenverhältnis* ψ_d und dem *Modul-Breitenverhältnis* ψ_m aus **TB 21-14**) wird, je nach Art der Ritzellagerung, der Steifigkeit der Gesamtkonstruktion und der Verzahnungsqualität, die Zahnbreite b_1 des Ritzels aus $b'_1 = \psi_d \cdot d_1$ und $b''_1 = \psi_m \cdot m$ überschlägig ermittelt und sinnvoll festgelegt.

5. Schräglängswinkel β , Steigungsrichtung der Zahnflanken

Der Schräglängswinkel wird zweckmäßig so festgelegt, dass die Sprungüberdeckung $\epsilon_\beta \approx 1 \dots 1,2$ beträgt, was einerseits für Laufruhe günstig ist, andererseits der Forderung nach nicht allzu hoher Axialkraft nachkommt. Die Flankenrichtung ist so zu wählen, dass die zusätzliche Axialkraft von dem Lager mit der kleineren Radialbelastung aufgenommen wird. Es ist zu beachten, dass bei gleichem Schräglängswinkel β die Flankenrichtung von Ritzel und Rad ungleich ist (rechts- und linkssteigend). Für die Wahl des Schräglängswinkels β wird empfohlen:

bei Einfach- und Doppelschrägverzahnung	$\beta \approx 8^\circ \dots 20^\circ$
bei Pfeilverzahnung	$\beta \approx 30^\circ \dots 45^\circ$

6. Modul

Der Modul m als die geometriebestimmende Größe der Verzahnung kann je nach Vorgabe nach **Bild 21-21** ermittelt werden.

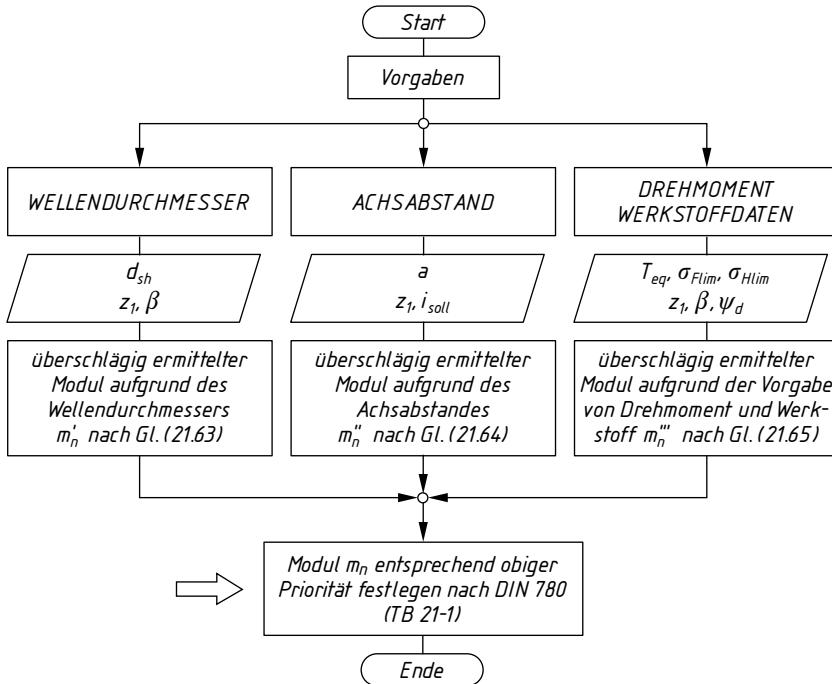


Bild 21-21 Vorgehensplan zur Modulbestimmung

a) Durchmesser d_{sh} ist bekannt: Ritzel werden meist als **Vollräder** ausgeführt (**Bild 21-22**, obere Hälfte), die bei kleineren und einseitig zu übertragenden Drehmomenten meist mit Passfeder auf die Welle aufgesetzt werden. Bei höheren und wechselnden Beanspruchungen sind Wellen- und Naboprofile (Keilprofile, Verzahnungen) oder auch Pressverbände erforderlich. Bei großem $i(u)$ und für eine besonders kompakte Bauweise können Ritzel und Welle aus einem Stück als **Ritzelwelle** (**Bild 21-22**, untere Hälfte) ausgebildet werden.

Je nach Ausführung kann der Modul überschlägig ermittelt werden

Ausführung Ritzel auf Welle	$m'_n \approx \frac{1,8 \cdot d_{sh} \cdot \cos \beta}{(z_1 - 2,5)}$	(21.63)
Ausführung als Ritzelwelle	$m'_n \approx \frac{1,1 \cdot d_{sh} \cdot \cos \beta}{(z_1 - 2,5)}$	

b) Achsabstand a ist vorgegeben. Aus der Beziehung $a \approx (m_t/2) \cdot (z_1 + z_2)$ mit $i(u) = z_2/z_1$ und $m_t = d_1/z_1$ kann der Modul für den einzuhaltenden Achsabstand a mit der Ritzelzähnezahl z_1 zunächst angenähert berechnet werden aus

$$m''_n \approx \frac{2 \cdot a \cdot \cos \beta}{(1 + i) \cdot z_1} \quad (21.64)$$

Eine anschließende Verzahnungskorrektur ist in den meisten Fällen erforderlich.

c) Leistungsdaten und Zahnradwerkstoffe sind bekannt: Sind das zu übertragende Betriebsmoment aus $T_1 = K_A \cdot T_{1\text{nenn}}$ und die Zahnradwerkstoffe bekannt, so kann der Modul überschläg-

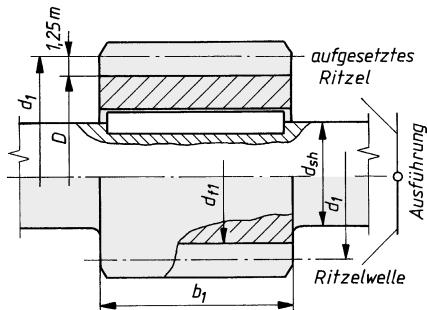


Bild 21-22
Ritzelausführungen.
a) aufgesetztes Ritzel (obere Hälfte)
b) Ritzelwelle (untere Hälfte)

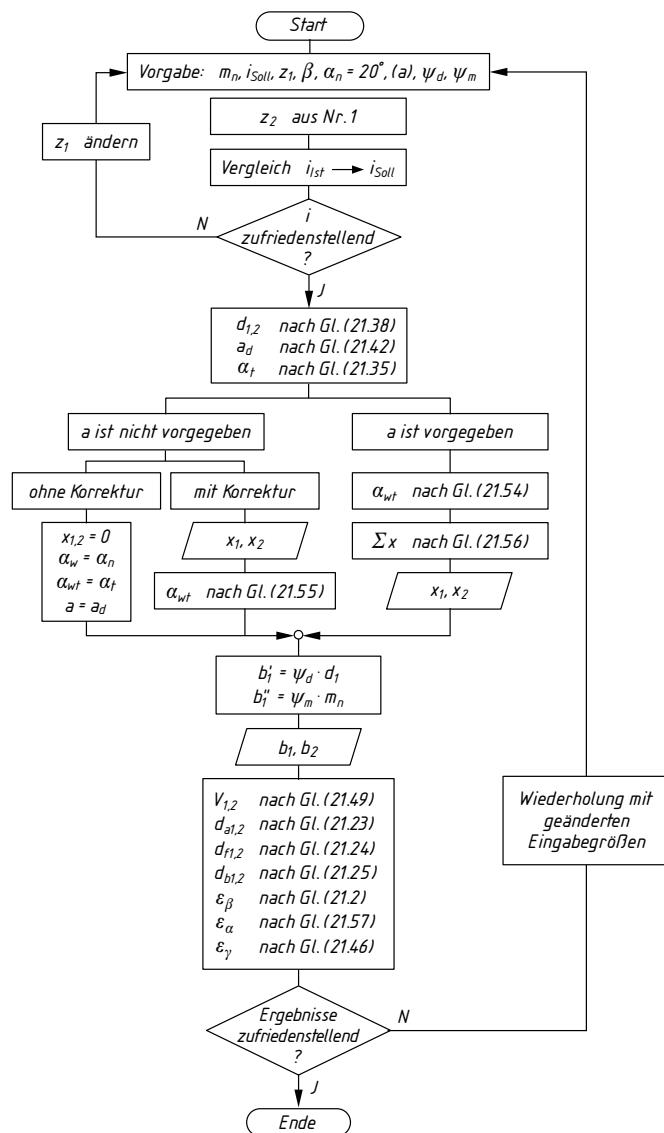


Bild 21-23 Vorgehensplan zur Berechnung der Verzahnungsgeometrie für Außenverzahnte Stirnräder

gig bestimmt werden für Stirnräder je nach Ausführung der Zahnflanken

$$\text{Zahnflanken gehärtet: } m_n''' \approx 1,85 \cdot \sqrt[3]{\frac{T_{1\text{eq}} \cdot \cos^2 \beta}{z_1^2 \cdot \psi_d \cdot \sigma_{F\text{lim1}}}}$$

$$\text{ungehärtet bzw. vergütet: } m_n''' \approx \frac{95 \cdot \cos \beta}{z_1} \cdot \sqrt[3]{\frac{T_{1\text{eq}}}{\psi_d \cdot \sigma_{H\text{lim}}^2} \cdot \frac{u+1}{u}}$$
(21.65)

m_n	$T_{1\text{eq}}$	$\sigma_{F\text{lim}}, \sigma_{H\text{lim}}$	β	z_1, u
mm	N mm	N/mm ²	°	1

$$T_{1\text{eq}} = K_A \cdot T_{1\text{nenn}}$$

vom Radpaar zu übertragendes Drehmoment

$$\psi_d$$

Durchmesser-Breitenverhältnis nach **TB 21-14a**

$$\sigma_{F\text{lim1}}$$

Zahnfußfestigkeit für den *Ritzel-Werkstoff* nach **TB 20-1** und **TB 20-2**

$$\sigma_{H\text{lim}}$$

Flankenfestigkeit des *weicheren* Werkstoffes nach **TB 20-1** und **TB 20-2**

$$u = z_2/z_1 \geq 1$$

Zähnezahlverhältnis

Der Modul m_n wird nach DIN 780 aus **TB 21-1** vorläufig festgelegt. Sind mehrere Vorgaben (Wellendurchmesser, Achsabstand, Leistungsdaten und Werkstoff) zu erfüllen, so ist entsprechend der Priorität festzulegen; u. U. kann durch Variation von z_1 , β , ψ_d oder Werkstoff eine mögliche Angleichung erreicht werden. Die endgültige Festlegung des Moduls erfolgt bei dem Tragfähigkeitsnachweis.

21.4.2 Vorgehensweise zur Ermittlung der Verzahnungsgeometrie

Für die konstruktive Auslegung einer Zahnradstufe ist im **Bild 21-23** ein allgemeiner Berechnungsablauf für den Eingriffswinkel $\alpha = 20^\circ$ dargestellt. Die so ermittelten Zahnräder sind anschließend auf Tragfähigkeit nachzuprüfen.

21.5 Tragfähigkeitsnachweis für Außenradpaare

21.5.1 Schadensmöglichkeiten an Zahnrädern

Die Beanspruchungsgrenze für Zahnräder ist durch die Tragfähigkeit bestimmt. Nach DIN 3979 werden bei Zahnrädern im Wesentlichen drei Schadensfälle unterschieden, die die Beanspruchungsgrenze bestimmen:

- *Zahnbruch* aufgrund zu hoher Biegebeanspruchung im Zahnfuß,
- *Zahnflankenermüdung* aufgrund der Werkstoffermüdung,
- *Fressen* aufgrund der gemeinsamen Wirkung von Pressung und Gleitgeschwindigkeit.

1. Zahnbruch

Der Bruch eines Zahnes bedeutet im Allgemeinen das Ende der Lebensdauer des Getriebes. Insbesondere gehärtete Zähne brechen ganz oder teilweise aus (meist am Zahnfuß), wenn die ertragbare Beanspruchung überschritten wird. Nach dem Bruchaussehen kann auf die Schadensursache geschlossen werden (Gewalt- bzw. Dauerbruch). Die durch die zulässige Beanspruchung bestimmte Tragfähigkeit heißt *Zahnfuß-Tragfähigkeit*.

2. Ermüdungserscheinungen an den Zahnflanken

Beim Überschreiten der ertragbaren Pressung der miteinander in Eingriff kommenden Zähne lösen sich Teile der Zahnflanken heraus, so dass nach einer genügend großen Anzahl Über-

rollungen grübchenartige Vertiefungen (Pittings) entstehen. Die Grübchenbildung ist eine Ermüdungserscheinung des Werkstoffes infolge dauernder Be- und Entlastungen, die erst dann als unzulässig angesehen wird, wenn sie bei unveränderten Betriebsbedingungen mit wachsender Laufzeit zunimmt bzw. die Grübchen größer werden (**Bild 21-24**). Die durch die zulässige Flankenpressung bestimmte Tragfähigkeit ist die *Grübchen-Tragfähigkeit*.

**Bild 21-24**

Fortschreitende Grübchenbildung an Stirnradflanken

3. Fressen

Durch die gemeinsame Wirkung von Pressung und hoher Gleitgeschwindigkeit und der daraus folgenden Temperaturerhöhung (Warmfressen) oder bei örtlich hohen Pressungen und niedrigen Gleitgeschwindigkeiten ($v < 4 \text{ m/s}$) reißt der Schmierfilm zwischen den Zahnflanken ab oder wird durchbrochen (Kaltfressen), so dass metallische Flächen unmittelbar aufeinander reiben, was zu kurzzeitigen örtlichen Verschweißungen der Flanken führen kann. Es zeigen sich streifenförmige aufgerauhte Bänder (Gallings) in Zahnhöhenrichtung mit stärkster Ausprägung am Zahnkopf und Zahnuß. Eine zu große Rauigkeit der Flankenoberfläche, zu geringes Flankenspiel, ein ungeeigneter Schmierstoff u. a. Flankenschäden können bei entsprechender Pressung und Gleitgeschwindigkeit Fressen einleiten. Insbesondere bei schnelllaufenden Getrieben kann Fressen zum Ansteigen der Temperatur, der Zahnkräfte sowie des Geräusches und schließlich wegen der starken Flankenschäden zum Zahnbruch führen. Die Tragfähigkeit, die sich aus der Forderung nach ausreichender Sicherheit gegen Fressen ergibt, ist die *Fress-Tragfähigkeit*.

Da durch geeignete Werkstoffwahl, sorgfältige Wartung und Schmierung bzw. ordnungsgemäßes Einlaufen des Getriebes Fressen weitgehend vermieden werden kann, beschränkt sich die Berechnung meist auf die *Zahnuß- und Grübchentragfähigkeit*, und zwar als Nachrechnung dieser, da hierfür alle Verzahnungsdaten bekannt sein müssen.

21.5.2 Kraftverhältnisse

1. Kräfte am Gerad-Stirnradpaar

Bei der Kraftübertragung durch Zahnräder liegt der ungünstigste Fall dann vor, wenn nur *ein* Zahnpaar im Eingriff steht und die treibende Arbeitsflanke des Rades 1 gegen die getriebene Arbeitsflanke des Rades 2 gedrückt wird. Die Richtung der im Berührungs punkt übertragenen Zahnkraft ist die Profilnormale $n-n$ durch den Wälzpunkt C . Die Zahnkraft F_{bn1} wird als Einzelkraft in der Mitte der Zahnbreite b angenommen. Sie löst eine Gegenkraft F_{bn2} aus, die an der Zahnflanke des getriebenen Rades 2 wirken muss. Die Zahnkräfte $F_{bn1,2}$ werden zweckmä-

ßig auf der Wirklinie $n-n$ nach C verschoben (**Bild 21-25**) und in Tangential- und Radialkomponenten (F_t , F_r) zerlegt. Die Tangentialkomponenten wirken als Umfangskraft F_{t2} am getriebenen Rad 2 in dessen Drehrichtung und als Umfangskraft F_{t1} am treibenden Rad 1 entgegen dessen Drehrichtung.

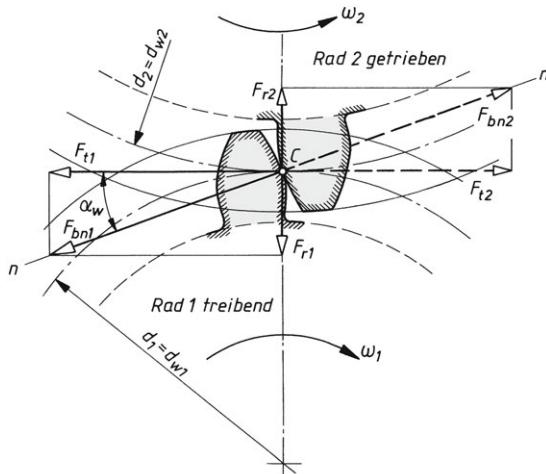


Bild 21-25
Kräfte am Geradstirnradpaar
(Beispiel Nullverzahnung)

Mit den Teilkreisdurchmessern d_1 und d_2 (bei Null- und V-Null-Getrieben $d_{1,2} = d_{w1,2}$) gilt für das *Nenndrehmoment*

$$T_1 = F_{t1} \cdot \frac{d_1}{2} \quad \text{bzw.} \quad T_2 = F_{t2} \cdot \frac{d_2}{2} \quad (21.66)$$

Da für den Entwurf eines Getriebes die zu übertragende Leistung P in kW (ohne Berücksichtigung der Reibungsverhältnisse) und die Antriebsdrehzahl n_1 in min^{-1} oder die Abtriebsdrehzahl n_2 bzw. die Übersetzung $i = \omega_1/\omega_2 = n_1/n_2 = d_2/d_1 \approx T_2/T_1$ gegeben ist, lässt sich aus der allgemeinen Beziehung $T = P/\omega$ bzw. mit ω in min^{-1} und P in kW das *Nenndrehmoment* aus der Zahlenwertgleichung $T = 9550 \cdot P/n$ und die *Nenn-Umfangskraft* am Teilkreis ermitteln aus

$$F_{t1,2} = F_{bn1,2} \cdot \cos \alpha = \frac{2 \cdot T_{1,2}}{d_{1,2}} \quad (21.67)$$

Damit wird die Zahnnormalenkraft (senkrecht auf Flanke und Gegenflanke im Berührpunkt)

$$F_{bn1,2} = \frac{F_{t1,2}}{\cos \alpha}; \quad (21.68)$$

die Radialkraft (stets zur jeweiligen Radmitte hin gerichtet) aus

$$F_{r1,2} = F_{t1,2} \cdot \tan \alpha \quad (21.69)$$

Hinweis: In Gl. (21.67) ... (21.69) werden die Kräfte am Teilkreis ermittelt, da diese so für den Tragfähigkeitsnachweis verwendet werden. Für Null- und V-Null-Getriebe wird $d = d_w$ und $\alpha = \alpha_w$.

Am getriebenen Rad 2 wirken gleich große bzw. unter Berücksichtigung des Wirkungsgrades η entsprechend kleinere Kräfte.

2. Kräfte am Schräg-Stirnradpaar

Die Zahnkraft F_{bn} wird wie beim Geradstirnrad als Einzelkraft im Berührpunkt senkrecht zur Berührlinie in der Mitte der Zahnbreite angenommen. Während F_{bn} bei Geradverzahnung senkrecht zur Radachse steht, schneidet sie bei Schrägverzahnung mit dem Schrägungswinkel β unter dem Winkel $90^\circ - \beta$ die Radachse. F_{bn} wird daher in drei senkrecht zueinander stehende Komponenten zerlegt: die *Umfangskraft* F_t , die *Radialkraft* F_r und die *Axialkraft* F_a (**Bild 21-26a**).

Wie beim Geradstirnradpaar gilt nach **Bild 21-26b**:

- im Stirnschnitt $S-S$ wirkt am treibenden Rad 1 die Umfangskraft F_{t1} entgegen dem Drehsinn, am getriebenen Rad 2 die Umfangskraft F_{t2} im Drehsinn;
- die zugehörigen Radialkräfte F_{r1}, F_{r2} sind am jeweiligen Rad 1, 2 zum Radmittelpunkt hin gerichtet;
- die Richtungen der Axialkräfte F_{a1}, F_{a2} ergeben sich aus den jeweiligen Neigungen der Umfangskraft-Komponenten F_{tn1}, F_{tn2} im Normalschnitt $N-N$.

Die *Nenn-Umfangskraft* im Stirnschnitt am Teilzylinder ergibt sich aus dem Nenndrehmoment für das treibende Rad 1 bzw. getriebene Rad 2

$$F_{t1,2} = \frac{2 \cdot T_{1,2}}{d_{1,2}} \quad (21.70)$$

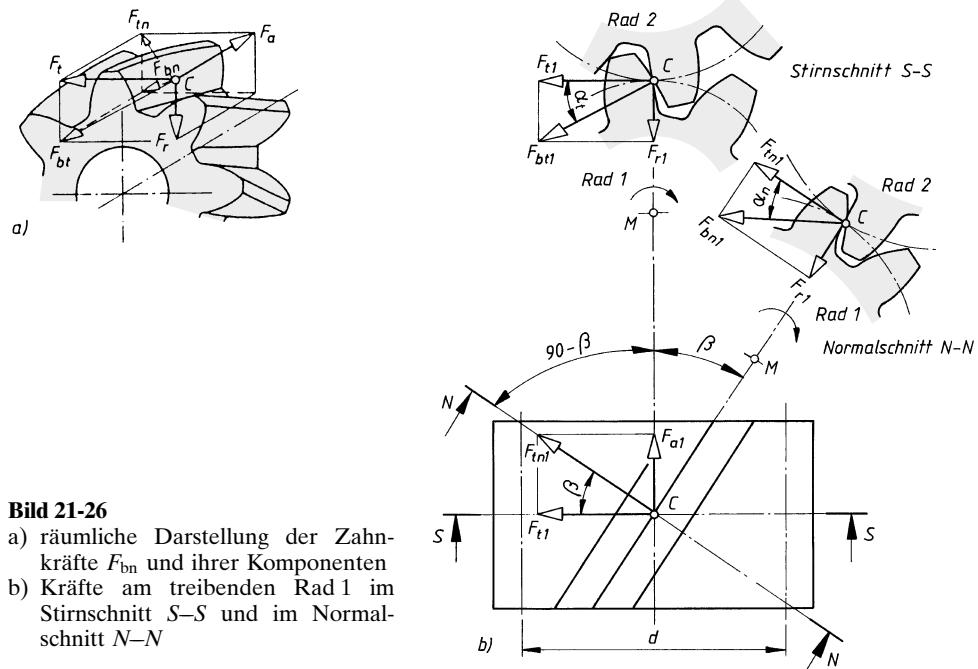


Bild 21-26

- a) räumliche Darstellung der Zahnräder mit den Kräften F_{bn} und ihrer Komponenten
- b) Kräfte am treibenden Rad 1 im Stirnschnitt $S-S$ und im Normalschnitt $N-N$

Aus dem Normalschnitt $N-N$ (**Bild 21-26b**) folgt $F_{r1,2} = F_{tn1,2} \cdot \tan \alpha_n$ und mit $F_{tn1,2} = F_{t1,2}/\cos \beta$ und α_n wird die *Radialkraft*

$$F_{r1,2} = \frac{F_{t1,2} \cdot \tan \alpha_n}{\cos \beta} \quad (21.71)$$

und mit dem Schräglungswinkel β die *Axialkraft*

$$F_{a1,2} = F_{t1,2} \cdot \tan \beta \quad (21.72)$$

Am getriebenen Rad 2 wirken gleich große bzw. unter Berücksichtigung des Verzahnungswirkungsgrades η_Z entsprechend kleinere Kräfte.

21.5.3 Belastungseinflussfaktoren

Um die auf die Verzahnung einwirkenden Kräfte möglichst wirklichkeitstreue rechnerisch erfassen zu können, werden den Nennwerten der auftretenden Beanspruchungen Einflussfaktoren beigegeben, die auf Forschungsergebnissen und Betriebserfahrungen beruhen. Dabei werden generell unterschieden:

- a) Faktoren, die durch die Verzahnungsgeometrie und die Eingriffsverhältnisse festgelegt sind,
- b) Faktoren, die viele Einflüsse berücksichtigen und/oder als unabhängig voneinander behandelt werden, sich aber in nicht genau bekanntem Ausmaß gegenseitig beeinflussen.

Für die Ermittlung der Einflussfaktoren werden nach DIN 3990 T1 verschiedene Methoden bestimmt, die bei Bedarf durch zusätzliche Indices A bis E gekennzeichnet werden und je nach Anforderung für verschiedene Anwendungsgebiete gelten. Bei der selten angewendeten **Methode A** werden die Faktoren durch genaue Messung und/oder umfassende mathematische Analyse des zu betrachtenden Systems ermittelt (alle Getriebe- und Belastungsdaten müssen bereits bekannt sein); bei der **Methode B** wird die vereinfachende Annahme getroffen, dass jedes Zahnräderpaar ein einziges elementares Massen- und Federsystem bildet und der Einfluss anderer Getriebestufen unberücksichtigt bleibt; die **Methode C** ist eine von B abgeleitete Methode mit zusätzlicher Vereinfachung (Radpaar läuft im unterkritischen Drehzahlbereich, Vollscheiben aus St. u. a.); bei **Methode D** und **Methode E** werden gegenüber C weitere Vereinfachungen und Annahmen gemacht, so z. B. eine konstante Linienbelastung von 350 N/mm. Im Streitfall ist die Methode A gegenüber Methode B und diese gegenüber Methode C usw. maßgebend.

Da im Entwurfsstadium noch nicht alle Daten zur Verfügung stehen können und in der Konstruktionspraxis möglichst schnell verwertbare Ereignisse vorliegen müssen, wird nachfolgend die Tragfähigkeitsberechnung in stark vereinfachter Form in Anlehnung an die Methoden C und D dargestellt, da die meisten Industriegerüte im unterkritischen Bereich laufen (Bezugsdrehzahl $N = n_1/n_{E1} \leq 0,85$ mit der Ritzeldrehzahl n_1 und dessen Resonanzdrehzahl n_{E1}). Dies trifft zu, wenn $0,01 \cdot z_1 \cdot v_t \cdot (u^2/(1+u^2))^{0,5} < 10 \text{ m/s}$ ist (s. DIN 3990 T1, ebenso bei $v_t > 10 \text{ m/s}$). Die Einflussfaktoren sind zu einem gewissen Grad voneinander abhängig und müssen daher folgerichtig nacheinander bestimmt werden.

Anwendungsfaktor (Betriebsfaktor) K_A : Er soll diejenigen äußeren Zusatzkräfte berücksichtigen, die den betreffenden An- und Abtriebsmaschinen eigen sind, zwischen denen das Getriebe geschaltet ist, und die als Stöße, Drehmomentschwankungen und Belastungsspitzen auftreten. Nach Möglichkeit sollten die Werte auf Grund von Messungen und Erfahrungen mit ähnlichen Anlagen festgelegt werden. Grobe Anhaltswerte für K_A aus **TB 3-5**.

Dynamikfaktor K_v : Er erfasst die inneren dynamischen Zusatzkräfte, die unter Belastung durch Verformung der Zähne, Radkörper und sämtlicher anderer kraftübertragender Elemente des Getriebes entstehen und Abweichungen von der theoretischen Zahnform verursachen. Bei genügend steifen Elementen wirken die im Eingriff befindlichen Zähne dabei als elastische Federn mit unterschiedlicher Steifigkeit, so dass Verzahnungsabweichungen zu mehr oder weniger großen Schwingungen führen, die diese Zusatzkräfte hervorrufen.

Für den unterkritischen Drehzahlbereich kann der *Dynamikfaktor* rechnerisch bestimmt werden aus

$$K_v = 1 + \left(\frac{K_1}{K_A \cdot (F_t/b)} + K_2 \right) \cdot K_3 \quad \begin{array}{c|c|c} K_v, K_A, K_{1,2} & F_t/b & K_3 \\ \hline 1 & \text{N/mm} & \text{m/s} \end{array} \quad (21.73)$$

K_{1,2} Faktoren nach **TB 21-15**

$K_A \cdot (F_t/b)$ Linienbelastung je mm Zahnbreite mit F_t nach Gl. (21.67); für $K_A \cdot (F_t/b) < 100 \text{ N/mm}$ ist $K_A \cdot (F_t/b) = 100 \text{ N/mm}$ zu setzen

$K_3 = 0,01 \cdot z_1 \cdot v_t \cdot \sqrt{u^2/(1+u^2)} \leq 10 \text{ m/s}$ mit $v_t = d_{w1} \cdot \pi \cdot n_1$ in m/s und $u = z_2/z_1 \geq 1$; (bei $K_3 \geq 10 \text{ m/s}$ Berechnung nach DIN 3990 T1)

Breitenfaktoren $K_{H\beta}$ und $K_{F\beta}$: Sie berücksichtigen die Auswirkungen ungleichmäßiger Kraftverteilung über die Zahnbreite auf die Flankenbeanspruchung ($K_{H\beta}$) bzw. auf die Zahnfußbeanspruchung ($K_{F\beta}$). Ursache sind die Flankenlinienabweichungen, die sich im belasteten Zustand infolge von Montage- und elastischen Verformungen (f_{sh}) sowie Herstellungsabweichungen (f_{ma}) einstellen. Für die mittlere Linienbelastung F_m/b (s. hierzu den Hinweis zu Gl. (21.75)) ist mit $F_{\beta y}$ nach Gl. (21.78) sowohl $K_{H\beta}$ als auch $K_{F\beta}$ aus **TB 21-18** angenehert ablesbar; rechnerisch vereinfacht ergeben sich $K_{H\beta}$ und $K_{F\beta}$ aus

für die Zahntange: $K_{H\beta} = 1 + \frac{10 \cdot F_{\beta y}}{(F_m/b)}$ wenn $K_{H\beta} \leq 2$	
	$K_{H\beta} = 2 \cdot \sqrt{\frac{10 \cdot F_{\beta y}}{(F_m/b)}}$ wenn $K_{H\beta} > 2$
für den Zahnfuß: $K_{F\beta} = K_{H\beta}^{N_f}$	

unter Einbeziehung der nachfolgenden Einflussgrößen:

f_{sh} Flankenlinienabweichung durch Verformung kann in erster Näherung aus Erfahrungen mit ausgeführten Getrieben nach **TB 21-16a** ermittelt werden. Für Neukonstruktionen wird für gerad- und einfach-schrägverzahnten Stirnrädern unter Vernachlässigung der Lager-, Gehäuse-, Radwellen- und Radkörerverformungen näherungsweise die Flankenlinienabweichung durch Verformung

$$f_{sh} \approx 0,023 \cdot (F_m/b) \cdot [0,7 + K' \cdot (l \cdot s/d_1^2) \cdot (d_1/d_{sh})^4 + 0,3] \cdot (b/d_1)^2 \quad (21.75)$$

f_{sh}	(F_m/b)	d_{sh}, d_1, b_1, l, s	K'
µm	N/mm	mm	1

$(F_m/b) = K_A \cdot (F_t/b)$ mittlere Linienbelastung mit dem kleineren Wert von b_1 und b_2 . Für $(K_A \cdot F_t/b) < 100 \text{ N/mm}$ ist Hinweis zu Gl. (21.73) zu beachten,

K' Faktor zur Berücksichtigung der Ritzelzage zu den Lagern, abhängig von s und l ; Werte n. **TB 21-16b**; für $s = 0$ wird $[] = 1$

d_{sh} Wellendurchmesser an der Stelle des Ritzels
 d_1 Teilkreisdurchmesser des Ritzels.

f_{ma} herstellungsbedingte Flankenlinienabweichung (Differenz der Flankenlinien einer Radpaarung, die im Getriebe ohne wesentliche Belastung im Eingriff ist) ist von der Verzahnungsqualität und der Radbreite sowie von den vorgesehenen Korrekturmaßnahmen (z. B. Einläppen der Flanken) abhängig und ist zu ermitteln aus

$$f_{ma} = c \cdot f_{H\beta} \approx c \cdot 4,16 \cdot b^{0,14} \cdot q_H \quad \begin{array}{c|c|c} f_{ma}, f_{H\beta} & c, q_H & b \\ \hline \mu\text{m} & 1 & \text{mm} \end{array} \quad (21.76)$$

$c = 0,5$ für Radpaare mit Anpassungsmaßnahmen, z. B. Einläppen oder Einlaufen bei geringer Last, einstellbare Lager oder entsprechende Flankenlinien-Winkelkorrektur,

$c = 1,0$ für Radpaare ohne Anpassungsmaßnahmen,

$f_{H\beta}$ Flankenlinien-Winkelabweichung nach **TB 21-16c**; oder auch mit dem kleineren Wert b_1, b_2 in mm angenähert aus $f_{H\beta} \approx 4,16 \cdot b^{0,14} \cdot q_H$ mit q_H nach **TB 21-15**.

$F_{\beta x}$ wirksame Flankenlinienabweichung vor dem Einlaufen

$$F_{\beta x} \approx f_{ma} + 1,33 \cdot f_{sh} \geq F_{\beta x \min} \quad (21.77)$$

$F_{\beta x \min}$ = größerer Wert aus $0,005 \cdot (F_m/b)$ bzw. $0,5 \cdot f_{H\beta}$ mit (F_m/b) s. Anmerkung zu Gl. (21.75) und $f_{H\beta}$ s. Anmerkung zu Gl. (21.76).

Dieser Betrag vermindert sich um den Einlaufbetrag y_β nach **(TB 21-17)**, so dass nach dem Einlaufen die wirksame Flankenlinienabweichung beträgt

$$F_{\beta y} = F_{\beta x} - y_\beta \quad (21.78)$$

Der Exponent zur Ermittlung des Breitenfaktors für den Zahnfuß ergibt sich aus

$$N_F = (b/h)^2 / [1 + b/h + (b/h)^2] \quad (21.79)$$

(b/h) = das Verhältnis Zahnbreite zu Zahnhöhe. Für (b/h) ist der kleinere Wert von (b_1/h_1) und (b_2/h_2) , für $(b/h) < 3$ ist $(b/h) = 3$ und für $(b/h) > 12$ ist $N_F \approx 1$ einzusetzen (damit wird $K_{F\beta} \approx K_{H\beta}$).

Für die Entwurfsberechnung von Getriebekonstruktionen mit biegesteifen Wellen können die Breitenfaktoren $K_{H\beta}$ und $K_{F\beta}$ überschlägig aus Erfahrungen mit ausgeführten Getrieben für

- die Flankenlinien-Winkelabweichung $f_{H\beta}$ aus **TB 21-16c**;
- die Herstellungsabweichungen $f_{ma} \approx f_{H\beta}$;
- die wirksame Flankenlinienabweichung von dem Einlaufen $F_{\beta x} \approx f_{ma} + 1,33 \cdot f_{sh}$ mit f_{sh} aus **TB 21-16a**;
- den Einlaufbetrag y_β aus **TB 21-17**;
- die wirksame Flankenlinienabweichung nach dem Einlaufen aus $F_{\beta y} = F_{\beta x} - y_\beta$ aus **TB 21-18** für die mittlere Linienbelastung $(F_m/b) = K_A \cdot F_t/b \geq 100 \text{ N/mm}$ abgelesen werden.

Stirnfaktoren (Stirnlastaufteilungsfaktor) K_{Fa} und K_{Ha} : Sie berücksichtigen die Auswirkungen ungleichmäßiger Kraftaufteilung auf mehrere gleichzeitig im Eingriff befindliche Zahnpaare infolge der wirksamen Verzahnungsabweichungen auf die Zahnfußbeanspruchung (K_{Fa}) bzw. Flankenpressung (K_{Ha}). Für den Entwurf können K_{Ha} und K_{Fa} **TB 21-19** entnommen werden. Rechnerisch ergeben sich die Werte näherungsweise aus

$$\begin{aligned} \text{für } \varepsilon_\gamma \leq 2 \quad K_{Ha} = K_{Fa} \approx \frac{\varepsilon_\gamma}{2} \cdot \left(0,9 + \frac{0,4 \cdot c_\gamma \cdot (f_{pe} - y_\alpha)}{F_{tH}/b} \right) \geq 1 \\ \text{für } \varepsilon_\gamma > 2 \quad K_{Ha} = K_{Fa} \approx 0,9 + 0,4 \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot (\varepsilon_\gamma - 1)}{\varepsilon_\gamma}} \cdot \frac{c_\gamma \cdot (f_{pe} - y_\alpha)}{F_{tH}/b} \end{aligned} \quad (21.80)$$

$K_{Ha}, K_{Fa}, \varepsilon_\gamma$	f_{pe}, y_α	F_{tH}	b	c_γ
1	µm	N	mm	N/(mm · µm)

ε_γ Gesamtüberdeckung, $\varepsilon_\gamma = \varepsilon_\alpha + \varepsilon_\beta$

c_γ Eingriffssteifigkeit (Zahnsteifigkeit). Anhaltswerte in N/(mm · µm): $c_\gamma \approx 20$ bei St und GS; ≈ 17 bei GJS; ≈ 12 bei GJL; für Radpaarungen mit unterschiedlichen Werkstoffen ist ein Mittelwert anzunehmen, z. B. $c_\gamma \approx 16 \text{ N}/(\text{mm} \cdot \mu\text{m})$ bei St/GJL.

f_{pe} Größtwert der Eingriffssteigungs-Abweichung aus

$$f_{pe} \approx [4 + 0,315 \cdot (m_n + 0,25 \cdot \sqrt{d})] \cdot q'_H; \text{ Werte für } q'_H \text{ aus } \mathbf{TB 21-19b}.$$

y_α Einlaufbetrag; Werte n. **TB 21-19c**

F_{tH} maßgebende Umfangskraft, $F_{tH} = F_t \cdot K_A \cdot K_{H\beta} \cdot K_v$

Grenzbedingungen für K_{Ha} : Wird nach den Gl. (21.80) $K_{Ha} > \varepsilon_\gamma / (\varepsilon_\alpha \cdot Z_\varepsilon^2)$, so ist $K_{Ha} = \varepsilon_\gamma / (\varepsilon_\alpha \cdot Z_\varepsilon^2)$ zu setzen und für $K_{Ha} < 1,0$ der Grenzwert $K_{Ha} = 1$ mit dem Überdeckungsfaktor für die Grübchentragfähigkeit $Z_\varepsilon = \sqrt{(4 - \varepsilon_\alpha)/3 \cdot (1 - \varepsilon_\beta) + \varepsilon_\beta/\varepsilon_\alpha}$; für $\varepsilon_\beta > 1$ ist $\varepsilon_\beta = 1$ zu setzen.

Grenzbedingungen für K_{Fa} : Wird nach obigen Gleichungen $K_{Fa} > \varepsilon_\gamma / (\varepsilon_a \cdot Y_\varepsilon)$, so ist $K_{Fa} = \varepsilon_\gamma / (\varepsilon_a \cdot Y_\varepsilon)$ zu setzen mit dem Überdeckungsfaktor für die Zahnußtragfähigkeit $Y_\varepsilon = 0,25 + 0,75 / \varepsilon_{an}$ mit $\varepsilon_{an} \approx \varepsilon_a / \cos^2 \beta$; für $K_{Fa} < 1$ gilt $K_{Fa} = 1$.

Gesamtbelastungseinfluss:

Für die Tragfähigkeitsberechnung ergibt sich damit der Belastungseinflussfaktor

für die Zahnußtragfähigkeit: $K_{Fges} = K_A \cdot K_v \cdot K_{Fa} \cdot K_{F\beta}$	(21.81)
für die Grübchentragfähigkeit: $K_{Hges} = \sqrt{K_A \cdot K_v \cdot K_{Ha} \cdot K_{H\beta}}$	

21.5.4 Nachweis der Zahnußtragfähigkeit

1. Auftretende Zahnußspannung

Am stärksten ist der Zahnuß gefährdet, wenn die längs der Eingriffslinie wirkende Zahnkraft F_{bn} am Zahnkopf unter dem Kraftangriffswinkel α_{Fan} angreift (**Bild 21-27**), wobei angenommen wird, dass *ein* Zahn die gesamte Kraft aufnimmt. Als Berechnungsquerschnitt wird die Rechteckfläche mit dem Abstand zwischen den Berührpunkten BB' der 30° -Tangenten an die Fußausrundung, die Sehne s_{Fn} und die Zahnbreite b zugrunde gelegt.

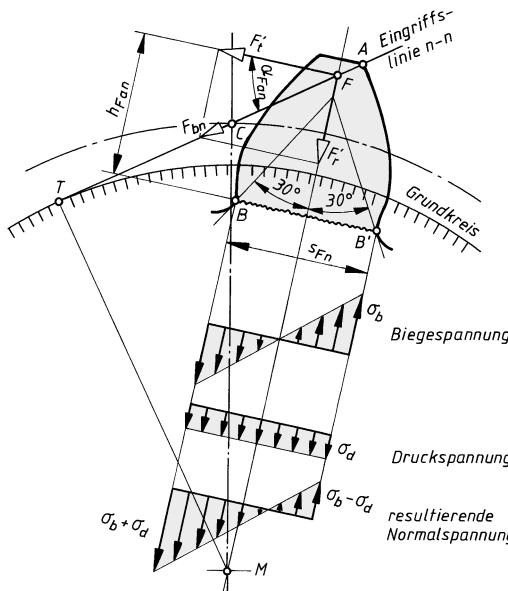


Bild 21-27

Verlauf der Normalspannungen am Zahnuß bei Kraftangriff am Zahnkopf

Wird F_{bn} in die Komponenten F'_t und F'_r zerlegt, ist erkennbar, dass F'_r Druckspannungen σ_d und $F'_t = F_{bn} \cdot \cos \alpha_{Fan}$ mit dem Wirkabstand h_{Fan} Biegespannungen σ_b sowie außerdem Schubspannungen τ hervorruft. **Bild 21-27** zeigt den Verlauf der Normalspannungen σ_b und σ_d . Versuche haben ergeben, dass sich das Ergebnis der Zusammensetzung der Einzelspannungen zu einer Vergleichsspannung nur unerheblich ändert, wenn σ_d und τ vernachlässigt werden. Damit wird die Berechnung mit hinreichender Genauigkeit allein mit der reinen Biegespannung durchgeführt, wobei die vernachlässigten Spannungen, die Kerbwirkung, die Kraftaufteilung auf mehrere Zähne und bei Schrägverzahnung die längere Berührlinie durch nachfolgend erläuterte Korrekturfaktoren berücksichtigt werden:

Formfaktor Y_{Fa} : Mit dem Biegemoment $M = F_t' \cdot h_{Fan} = F_{bn} \cdot \cos \alpha_{Fan} \cdot h_{Fan}$ und dem Widerstandsmoment $W = b \cdot s_{Fn}^2 / 6$ wird die *Biegenennspannung*

$$\sigma_b = M/W = (F_{bn} \cdot \cos \alpha_{Fan} \cdot h_{Fan})/(b \cdot s_{Fn}^2 / 6).$$

Setzt man hierin für $F_{bn} = F_t / \cos \alpha_w$ ein, erhält man

$$\sigma_b = \frac{\frac{F_t}{\cos \alpha_w} \cdot \cos \alpha_{Fan} \cdot h_{Fan}}{b \cdot s_{Fn}^2 / 6} = \frac{F_t}{b} \cdot \frac{\cos \alpha_{Fan}}{\cos \alpha_w} \cdot \frac{6 \cdot h_{Fan}}{s_{Fn}^2}.$$

Wird mit m erweitert, ist

$$\sigma_b = \frac{F_t}{b \cdot m} \cdot \left(\frac{6 \cdot m \cdot \cos \alpha_{Fan} \cdot h_{Fan}}{\cos \alpha_w \cdot s_{Fn}^2} \right) = \frac{F_t}{b \cdot m} \cdot Y_{Fa}.$$

Der *Formfaktor Y_{Fa}* für den Kraftangriff am Zahnkopf berücksichtigt somit den Einfluss der Zahnform auf σ_b und ist unabhängig vom Gegenrad. Er ergibt sich für das Bezugsprofil II aus **TB 21-20a**. Für Verzahnungen mit Kopfkürzung ist die Veränderung vernachlässigbar gering.

Spannungskorrekturfaktor Y_{Sa} : Er berücksichtigt die spannungserhöhende Wirkung der Fußausrundung q_F (Kerbe), da am Zahnuß nicht nur Biegespannung auftritt (s. o.). Y_{Sa} gilt nur in Verbindung mit Y_{Fa} . Werte können für das Bezugsprofil II aus **TB 21-20b** entnommen werden (für andere Bezugsprofile s. DIN 3990 T3).

Überdeckungsfaktor Y_ϵ : Mit $Y_\epsilon = 0,25 + 0,75/\varepsilon_{an}$ und $\varepsilon_{an} \approx \varepsilon_a / \cos^2 \beta < 2$ wird der Kraftangriff am Zahnkopf auf die maßgebende Kraftangriffsstelle umgerechnet; bei Geradverzahnung wird $\varepsilon_{an} \approx \varepsilon_a$.

Schrägenfaktor Y_β : Er berücksichtigt den Unterschied in der Zahnußbeanspruchung zwischen der Schrägverzahnung und der zunächst für die Berechnung zugrundegelegten Geradverzahnung im Normalschnitt, womit der Einfluss der schräg über die Flanke verlaufenden Berührlinie erfasst wird. Y_β -Werte nach **TB 21-20c**.

Mit den genannten Einflussfaktoren kann näherungsweise die bei Belastung einer fehlerfreien Verzahnung durch das statische Nennmoment auftretende maximale *örtliche Zahnußspannung* ermittelt werden aus

$$\boxed{\sigma_{F0} = \frac{F_t}{b \cdot m_n} \cdot Y_{Fa} \cdot Y_{Sa} \cdot Y_\epsilon \cdot Y_\beta} \quad (21.82)$$

F_t Umfangskraft nach Gl. (21.70)

b Zahnbreite, bei ungleichen Breiten höchstens Überstand von Modul m je Zahnende mittragend, allgemein $b_2 < b_1$

m_n Modul im Normalschnitt nach DIN 780 (bei Geradverzahnung $m_n = m$)

$Y_{Fa}, Y_{Sa}, Y_\epsilon, Y_\beta$ Erläuterung s. o.

Damit ergibt sich unter Berücksichtigung der Belastungseinflussfaktoren nach Gl. (21.81) die *Zahnußspannung*, jeweils getrennt für das Ritzel σ_{F1} und das Rad σ_{F2} , aus

$$\boxed{\sigma_{F1,2} = \sigma_{F0,1,2} \cdot K_{F\text{ges}}} \quad (21.83)$$

σ_{F0} örtliche Zahnußnennspannung n. Gl. (21.82)

$K_{F\text{ges}}$ resultierender Belastungseinfluss n. Gl. (21.81).

2. Zahnuß-Grenzfestigkeit σ_{FG}

Die Biege-Beanspruchbarkeit des Werkstoffes wird aus Versuchen an Prüfrädern im Pulsationsprüfstand ermittelt, s. a. unter Kapitel 20.2. Die gegenüber dem „idealen“ Prüfrad vorliegenden Verhältnisse müssen durch entsprechende Korrekturfaktoren berücksichtigt werden:

Spannungskorrekturfaktor Y_{ST} : berücksichtigt den Unterschied zwischen der Biege-Nenn-Dauerfestigkeit $\sigma_{F\lim}$ des Standardprüfrades und der Biege-Nenn-Dauerschwellfestigkeit σ_{FE} einer ungekerbten Probe unter der Annahme voller Elastizität: $\sigma_{FE} = \sigma_{F\lim} \cdot Y_{ST}$. Nach DIN 3990T1 wird $Y_{ST} = 2$.

Lebensdauerfaktor Y_{NT} : berücksichtigt die gegenüber dem Dauerfestigkeitswert $\sigma_{F\lim}$ vorliegenden Werte im Zeitfestigungsbereich. Für eine Lastwechselanzahl $N_L > 3 \cdot 10^6$ (Industriegetriebe) wird $Y_{NT} = 1$; für $N_L < 3 \cdot 10^6$ s. **TB 21-21a**.

relative Stützziffer $Y_{\delta relT}$: berücksichtigt die Kerbempfindlichkeit des Werkstoffes als Verhältnis der Stützziffern des zu berechnenden Zahnrades Y_δ und des Prüfrades Y_{ST} und gibt an, um welchen Betrag die Spannungsspitze über der Dauerfestigkeit bei Bruch liegt. Bei praktisch halbrunden Fußrundungen sowohl am Zahn- als auch am Prüfrad wird der relative Einfluss unerheblich und die Stützwirkung kann mit $Y_{\delta relT} \approx 1$ vernachlässigt werden; Werte für $Y_{\delta relT}$ nach **TB 21-21b**.

relativer Oberflächenfaktor $Y_{R relT}$: berücksichtigt den Einfluss der Oberflächenbeschaffenheit in der Fußrundung, bezogen auf die Verhältnisse am Standardprüfrad. Bei gleicher Herstellung von Zahn- und Prüfrad wird der relative Einfluss der Zahnfuß-Oberflächenbeschaffenheit unerheblich und kann vielfach mit $Y_{R relT} \approx 1$ vernachlässigt werden; Werte für $Y_{R relT}$ aus **TB 21-21c**.

Größenfaktor Y_X : berücksichtigt den Einfluss der Modul-Größe auf die Zahnfußfestigkeit. Für $m < 5$ mm wird $Y_X = 1$; für $m > 5$ mm s. **TB 21-21d**.

Mit den Korrekturfaktoren ergibt sich somit die *Zahnfuß-Grenzfestigkeit* aus

$$\sigma_{FG} = \sigma_{F\lim} \cdot Y_{ST} \cdot Y_{NT} \cdot Y_{\delta relT} \cdot Y_{R relT} \cdot Y_X \quad (21.84a)$$

oder mit obigen Vereinfachungen ($Y_{ST} = 2$, $Y_{\delta rel} = Y_{R rel} \approx 1$)

$$\sigma_{FG} \approx 2 \cdot \sigma_{F\lim} \cdot Y_{NT} \cdot Y_X \quad (21.84b)$$

Mit den Gln. (21.84a und b) ergibt sich für den praktischen Betrieb die *Sicherheit* auf Zahnfußtragfähigkeit für Ritzel und Rad aus

$$S_{F1,2} = \frac{\sigma_{FG1,2}}{\sigma_{F1,2}} \geq S_{F\min} \quad (21.85)$$

$\sigma_{F\lim}$ Zahnfuß-Biegenenndauerfestigkeit der Prüfräder nach **TB 20-1 u. TB 20-2**
 $S_{F\min}$ Mindestsicherheit für die Fußbeanspruchung. Je genauer alle Einflussfaktoren erfasst werden, desto geringer kann $S_{F\min}$ sein. Als Anhalt gilt $S_{F\min} = (1) \dots 1,4 \dots 1,6$, im Mittel 1,5; bei hohem Schadensrisiko bzw. hohen Folgekosten bis > 3

21.5.5 Nachweis der Grübchentragfähigkeit

1. Auftretende Flankenpressung

Die Berechnung der Grübchentragfähigkeit basiert auf der Flankenpressung σ_H im Wälzpunkt. Grundlage ist die von *Hertz* entwickelte Gleichung bei der Pressung zweier ruhender zylindrischer Walzen (**Bild 21-28**).

Werden die Walzen mit den Krümmungsradien q_1 , q_2 und der Breite b durch eine Normalkraft F belastet, ergibt sich nach *Hertz* die in der Pressungszone auftretende *maximale Flankenpres-*

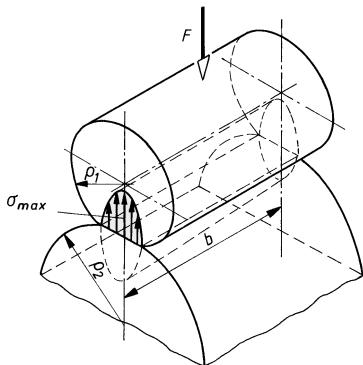


Bild 21-28
Pressung zweier Walzen

sung (Walzenpressung) aus

$$\sigma_{H\max} \hat{=} \sigma_{\max} = \sqrt{\frac{1}{2 \cdot \pi \cdot (1 - \nu^2)} \cdot \frac{F \cdot E}{b \cdot \varrho}} = \sqrt{0,175 \cdot \frac{F \cdot E}{b \cdot \varrho}} \quad (21.86)$$

$$\begin{aligned} \nu & \text{ Poisson-Zahl; für Stahl, Gusseisen, Leichtmetall wird } \nu \approx 0,3 \\ E & = (2 \cdot E_1 \cdot E_2) / (E_1 + E_2) \text{ der reduzierte Elastizitätsmodul aus } 1/E = 0,5 \cdot (1/E_1 + 1/E_2) \\ \varrho & = (\varrho_1 \cdot \varrho_2) / (\varrho_1 + \varrho_2) \text{ der reduzierte Krümmungsradius aus } 1/\varrho = 1/\varrho_1 + 1/\varrho_2 \end{aligned}$$

Nach **Bild 21-29** gilt für eine beliebige Eingriffsstellung Y der Zähne der Geradstirnräder mit den Betriebswälzkreisradien $r_{w1} = d_{w1}/2$, $r_{w2} = d_{w2}/2$ der Betriebseingriffswinkel α_w aus $\sin \alpha_w = (q_{y1} + q_{y2})/(r_{w1} + r_{w2})$. Damit und mit den Grundkreisradien $r_{b1} = d_{b1}/2$, $r_{b2} = d_{b2}/2$ werden $q_{y1} = r_{b1} \cdot \tan \alpha_{y1}$ bzw. $q_{y2} = r_{b2} \cdot \tan \alpha_{y2} = u \cdot r_{b1} \cdot \tan \alpha_{y2}$. Somit ist

$$\begin{aligned} q_y &= (q_{y1} + q_{y2}) / (q_{y1} + q_{y2}) = (r_{b1} \cdot \tan \alpha_{y1} \cdot u \cdot r_{b1} \cdot \tan \alpha_{y2}) / [(u + 1) \cdot r_{w1} \cdot \sin \alpha_w] \\ &= (u \cdot r_{b1}^2 \cdot \tan \alpha_{y1} \cdot \tan \alpha_{y2}) / [(u + 1) \cdot r_{w1} \cdot \sin \alpha_w]. \end{aligned}$$

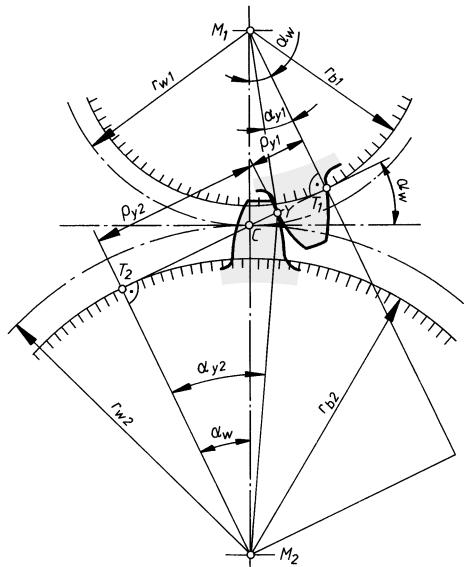


Bild 21-29
Krümmungsradien der Flanken q_{y1} , q_{y2} in beliebiger Eingriffsstellung Y mit den Profilwinkeln α_{y1} und α_{y2}

Mit dem Teilkreisradius $r_1 = d_1/2$ ist der Wälzkreisradius $r_{w1} = r_1 \cdot \cos \alpha / \cos \alpha_w$ und $r_{b1} = r_1 \cdot \cos \alpha$, so dass

$$\sigma_y = \frac{u \cdot r_1^2 \cdot \cos^2 \alpha \cdot \tan \alpha_{y1} \cdot \tan \alpha_{y2} \cdot \cos \alpha_w}{(u+1) \cdot r_1 \cdot \cos \alpha \cdot \sin \alpha_w} = \frac{d_1 \cdot u \cdot \cos \alpha \cdot \tan \alpha_{y1} \cdot \tan \alpha_{y2}}{2 \cdot (u+1) \cdot \tan \alpha_w}$$

Wird dieser Wert in die Gl. (21.86) eingesetzt, ergibt sich mit $\cos \alpha_w \cdot \cos \alpha \approx \cos^2 \alpha$ und $F \equiv F_{bn} = F_t / \cos \alpha_w$ die *Pressung für eine beliebige Eingriffsstellung Y*

$$\sigma_{HY} = \sqrt{0,175 \cdot \frac{F_1 \cdot E}{b \cdot d_1} \cdot \frac{u+1}{u} \cdot \frac{2 \cdot \tan \alpha_w}{\cos^2 \alpha \cdot \tan \alpha_{y1} \cdot \tan \alpha_{y2}}}$$

und mit $\alpha_{y1} = \alpha_{y2} = \alpha_w$ wird für Geradstirnräder die *Pressung im Wälzpunkt C*

$$\begin{aligned} \sigma_{HC} &= \sqrt{0,175 \cdot \frac{F_t \cdot E}{b \cdot d_1} \cdot \frac{u+1}{u} \cdot \frac{2}{\cos^2 \alpha \cdot \tan \alpha_w}} \\ &= \sqrt{\frac{F_t}{b \cdot d_1} \cdot \frac{u+1}{u} \cdot \sqrt{\frac{2}{\cos^2 \alpha \cdot \tan \alpha_w}} \cdot \sqrt{0,175 \cdot E}} = \sqrt{\frac{F_t}{b \cdot d_1} \cdot \frac{u+1}{u}} \cdot Z_H \cdot Z_E \end{aligned} \quad (21.87)$$

Nach der *Hertz*schen Gleichung (21.86) werden die wirklichen Verhältnisse bei Zahnrädern nur angenähert erfasst, da die Krümmungsradien der Flanken veränderlich sind, außerdem Flankenreibung auftritt und die Schmierung unberücksichtigt bleibt. Diese und weitere Einflüsse sollen durch nachfolgend erläuterte Korrekturfaktoren berücksichtigt werden:

Zonenfaktor Z_H : berücksichtigt die Flankenkrümmung im Wälzpunkt;

$Z_H = \sqrt{2 \cdot \cos \beta_b / (\cos^2 \alpha_t \cdot \tan \alpha_{wt})}$, (bei Geradverzahnung wird $\beta_b = 0^\circ$, $\alpha_t = \alpha$, $\alpha_{wt} = \alpha_w$); Werte für Z_H aus **TB 21-22a**.

Elastizitätsfaktor Z_E : berücksichtigt den Einfluss der E-Moduln der Ritzel- und Radwerkstoffe auf die *Hertz*sche Pressung. Mit $E = (2 \cdot E_1 \cdot E_2) / (E_1 + E_2)$ und $v \approx 0,3$ (s. zu Gl. (21.86)) wird $Z_E = \sqrt{0,175 \cdot E}$. Werte für relevante Werkstoffpaarungen aus **TB 21-22b**.

Überdeckungsfaktor Z_ϵ : berücksichtigt den Einfluss der Lastaufteilung auf mehrere am Eingriff beteiligte Flankenpaare auf die rechnerische *Hertz*sche Pressung. Für Geradverzahnung wird $Z_\epsilon = \sqrt{(4 - \epsilon_a)/3}$; bei Schrägverzahnung wird für $\epsilon_\beta \geq 1$, $Z_\epsilon = \sqrt{1/\epsilon_\beta}$; bei $\epsilon_\beta < 1$ ist $Z_\epsilon = \sqrt{(4 - \epsilon_a)/3 \cdot (1 - \epsilon_\beta) + \epsilon_\beta/\epsilon_a}$; Werte aus **TB 21-22c**.

Schrägenfaktor Z_β : erfasst die Verbesserung der Tragfähigkeit auf Flankenpressung mit zunehmendem Schrägungswinkel; $Z_\beta = \sqrt{\cos \beta}$.

Mit diesen Einflussgrößen ergibt sich die bei Belastung einer fehlerfreien Verzahnung durch das statische Nennmoment auftretende *Flankenpressung* im Wälzpunkt C

$$\sigma_{H0} = \sigma_{HC} \cdot Z_\epsilon \cdot Z_\beta = Z_H \cdot Z_E \cdot Z_\epsilon \cdot Z_\beta \cdot \sqrt{\frac{F_t}{b \cdot d_1} \cdot \frac{u+1}{u}} \quad (21.88)$$

F_t Nennumfangskraft nach Gl. (21.70)

b Zahnbreite, bei ungleicher Breite der Räder die kleinere Zahnbreite

d_1 Teilkreisdurchmesser des Ritzels

$u = z_2/z_1 \geq 1$ Zähnezahlverhältnis; beim Zahnstangengetriebe wird $u = \infty$, so dass $(u+1)/u = 1$ ist

$Z_H, Z_E, Z_\epsilon, Z_\beta$ Einflussfaktoren; Erläuterung s. o.

und mit dem Belastungseinflussfaktor K_{Hges} nach Gl. (21.81) wird für beide Räder die im Betriebszustand auftretende *Flankenpressung am Wälzkreis*

$$\sigma_H = \sigma_{H0} \cdot K_{Hges} \quad (21.89)$$

2. Flanken-Grenzfestigkeit σ_{HG}

Gegenüber den Bedingungen bei der Ermittlung der Dauerfestigkeitswerte $\sigma_{H\lim}$ müssen die in der Regel vorliegenden „anderen“ Voraussetzungen durch entsprechende Korrekturfaktoren berücksichtigt werden. So z. B. durch den

Schmierstofffaktor Z_L : für Mineralöle abhängig von der Nennviskosität v bei 50° bzw. 40° nach **TB 21-23a** (keine Empfehlung für v -Wahl!). Mit $C_{ZL} = \sigma_{H\lim}/4375 + 0,6357$ für $850 \text{ N/mm}^2 \leq \sigma_{H\lim} \leq 1200 \text{ N/mm}^2$ bzw. $C_{ZL} = 0,83$ für $\sigma_{H\lim} < 850 \text{ N/mm}^2$ und $C_{ZL} = 0,91$ für $\sigma_{H\lim} > 1200 \text{ N/mm}^2$ wird $Z_L \approx C_{ZL} + [4 \cdot (1 - C_{ZL})]/(1,2 + 134/v_{40})^2$.

Geschwindigkeitsfaktor Z_v : berücksichtigt den Einfluss der Umfangsgeschwindigkeit auf die Flankentragfähigkeit. Werte aus **TB 21-23b**. Mit $C_{Zv} = C_{ZL} + 0,02$ wird mit v in m/s $Z_v \approx C_{Zv} + [2 \cdot (1 - C_{Zv})]/\sqrt{0,8 + 32/v}$.

Rauheitsfaktor Z_R : abhängig von der relativen Rautiefe bezogen auf einen Achsabstand von 100 mm erfasst den Einfluss der Flanken-Oberflächenbeschaffenheit auf die Grübchentragfähigkeit. Werte aus **TB 21-23c**. $Z_R \approx \sqrt[3]{C_{ZR}}/Rz_{100}$ mit $Rz_{100} = 0,5 \cdot (Rz_1 + Rz_2) \cdot \sqrt[3]{100/a} \approx 3 \times (Ra_1 + Ra_2) \cdot \sqrt[3]{100/a} < 4 \mu\text{m}$ für Achsabstand a in mm und $C_{ZR} = 0,32 - 0,0002 \cdot \sigma_{H\lim}$ für $850 \text{ N/mm}^2 \leq \sigma_{H\lim} \leq 1200 \text{ N/mm}^2$ bzw. $C_{ZR} = 0,15$ für $\sigma_{H\lim} < 850 \text{ N/mm}^2$ und $C_{ZR} = 0,08$ für $\sigma_{H\lim} > 1200 \text{ N/mm}^2$ wird $Z_R \approx (3/Rz_{100})^{CZR}$ (bei gegebenem Mittenrauwert Ra kann zur Ermittlung von Z_R näherungsweise gesetzt werden: $Rz \approx 6 \cdot Ra$).

Lebensdauerfaktor Z_{NT} : berücksichtigt eine höhere zulässige Pressung, wenn in Zeitgetrieben eine begrenzte Lebensdauer gefordert wird. Stehen keine Versuchswerte zur Verfügung, können Z_{NT} -Werte aus **TB 21-23d** angenähert abgelesen werden. In diesem Fall gilt $Z_v = Z_L = Z_R = Z_W = Z_X = 1$.

Werkstoffpaarungsfaktor Z_W : berücksichtigt die Zunahme der Flankenfestigkeit eines Rades aus Baustahl, Vergütungsstahl oder GJS bei Paarung mit einem gehärteten Ritzel und glatten Flanken $Rz \leq 6 \mu\text{m}$. $Z_W = 1,2 - (HB - 130)/1700$. Für $HB < 130$ wird $Z_W = 1,2$, für $HB > 470$ wird $Z_W = 1$ gesetzt; s. **TB 21-23e**.

Größenfaktor Z_X : berücksichtigt den Einfluss der Zahnabmessungen. Für randgehärtete bzw. nitrierte Stähle können Anhaltswerte für $m > 10 \text{ mm}$ bzw. $m > 8 \text{ mm}$ aus **TB 21-21d** (Strichlinie) entnommen werden.

Einweis: Bei Radpaarungen sind Z_L , Z_v , Z_R stets für den weicheren Werkstoff zu bestimmen. Für Industriegetriebe gilt $Z_L \cdot Z_v \cdot Z_R = 0,85$ für wälzgefräste, -gehobelte oder gestoßene Verzahnungen; $Z_L \cdot Z_v \cdot Z_R = 0,92$ für nach dem Verzahnen geschliffene oder geschabte Zähne mit $Rz_{100} > 4 \mu\text{m}$; $Z_L \cdot Z_v \cdot Z_R = 1$ für geschliffene oder geschabte Verzahnung mit $Rz_{100} \leq 4 \mu\text{m}$.

Mit den Korrekturfaktoren wird die (jeweils getrennt für das Ritzel und das Rad ermittelte) **Flankengrenzfestigkeit**

$$\sigma_{HG} = \sigma_{H\lim} \cdot Z_{NT} \cdot (Z_L \cdot Z_v \cdot Z_R) \cdot Z_W \cdot Z_X \quad (21.90)$$

und damit die **Sicherheit der Flankentragfähigkeit**

$$S_{H1,2} = \frac{\sigma_{HG1,2}}{\sigma_H} \geq S_{H\min} \quad (21.90a)$$

$\sigma_{H\lim}$ Dauerfestigkeitswert als Grenze der dauernd ertragbaren Pressung für einen gegebenen Werkstoff, der über $N_L \geq 5 \cdot 10^7$ Lastwechsel ertragen werden kann. Richtwerte für übliche Werkstoffe aus **TB 20-1** und **TB 20-2**

$Z_{NT}, Z_L, Z_v, Z_R, Z_W, Z_X$ Einflussfaktoren; Erläuterung s. o.

$S_{H\min}$ geforderte Mindestsicherheit für Grübchentragfähigkeit. Als Anhalt kann gesetzt werden $S_{H\min} \approx (1 \dots 1,3)$, bei hohem Schadensrisiko bzw. hohen Folgekosten $S_{H\min} \geq 1,6$

21.5.6 Berechnungsbeispiele (Tragfähigkeitsnachweis)

- **Beispiel 21.7:** Für ein mit der Propellerwelle gekoppeltes einstufiges geradverzahntes Getriebe, das mit einem Zweizylinder-Verbrennungsmotor starr verbunden ist, sind entsprechend der Entwurfsvorlage folgende Daten bekannt:

$m = 7 \text{ mm}$, Bezugsprofil DIN 867 ($\alpha = 20^\circ$), $a = 307 \text{ mm}$, $\varepsilon_a \approx 1,38$, Verzahnungsqualität 7, Werkstoff (Ritzel und Rad) für geschliffene Zähne $Rz = 4 \mu\text{m}$ 42CrMo4 induktionsgehärtet (einschließlich Zahnuß) auf 55HRC mit $\sigma_{F_{lim}} = 300 \text{ N/mm}^2$ und $\sigma_{H_{lim}} = 1200 \text{ N/mm}^2$.

Ritzel: $z_1 = 15$, $d_1 = 105 \text{ mm}$, $d_{b1} = 98,668 \text{ mm}$, $d_{w1} = 107,093 \text{ mm}$, $d_{a1} = 125,154 \text{ mm}$, $x_1 = 0,5$, $b_1 = 46 \text{ mm}$;

Rad: $z_2 = 71$, $d_2 = 497 \text{ mm}$, $d_{b2} = 467,027 \text{ mm}$, $d_{w2} = 506,907 \text{ mm}$, $d_{a2} = 516,006 \text{ mm}$, $x_2 = 0,418$, $b_2 = 44 \text{ mm}$.

Von dem Getriebe ist ein Nenn-Antriebsdrehmoment $T_1 = 750 \text{ Nm}$ zu übertragen. Entsprechend den Herstellervorschriften wird für den vorliegenden Anwendungsfall zur Berücksichtigung von Drehmomentschwankungen und Stößen mit $K_A \cdot K_v \approx 1,4$ gerechnet.

Zu ermitteln ist:

- überschlägig die Breitenfaktoren $K_{H\beta}$, $K_{F\beta}$ und Stirnfaktoren K_{Ha} , K_{Fa}
- der Gesamtbelastungseinfluss für die Zahnuß- und Zahnflankenbeanspruchung,
- die Zahnuß-Tragfähigkeit für das Ritzel bei $S_{F_{min}} = 1,5$,
- die Grübchen-Tragfähigkeit für das Ritzel bei $S_{H_{min}} = 1,2$ für $N_L = 3 \cdot 10^6$ Lastwechsel.

- **Lösung a):** Nach den Angaben zu Gl. (21.74)ff können für Entwurfsberechnungen die Breitenfaktoren vereinfacht aus **TB 21-18** ermittelt werden in der Reihenfolge: Flankenlinienabweichung $f_{H\beta} \approx 14 \mu\text{m}$ aus **TB 21-16c** für $b_{min} = 44 \text{ mm}$, Verzahnungsqualität 7; Herstellungsabweichung $f_{ma} \approx f_{H\beta} \approx 14 \mu\text{m}$; Abweichung durch Verformung $f_{sh} \approx 8 \text{ mm}$ (mittlere Steifigkeit) aus **TB 21-16a**; Abweichung vor dem Einlaufen $F_{bx} \approx f_{ma} + 1,33 \cdot f_{sh} = \dots \approx 25 \mu\text{m}$; Einlaufbetrag $y_\beta \approx 3,8 \mu\text{m}$; Abweichung nach dem Einlaufen $F_{by} = F_{bx} - y_\beta = \dots \approx 21 \mu\text{m}$; mittlere Linienbelastung $(F_m/b) = K_A \cdot F_t/b = \dots \approx 410 \text{ N/mm}$ mit $K_A \approx 1,3$, $b = 44 \text{ mm}$; $F_t = T_1/(d_1/2) = \dots \approx 14287 \text{ N}$. Aus **TB 21-18** können abgelesen werden: $K_{H\beta} \approx 1,45$, $K_{F\beta} \approx 1,35$.

Die Stirnfaktoren ergeben sich für die 7. Verzahnungsqualität und $K_A \cdot F_t/b \geq 100 \text{ N/mm}$ aus **TB 21-19a** $K_{Ha} = K_{Fa} = 1$.

- **Lösung b):** Der Gesamtbelastungseinfluss für die Zahnuß- und Zahnflankenbeanspruchung nach Gl. (21.81)

$$K_{F_{ges}} = K_A \cdot K_v \cdot K_{Fa} \cdot K_{F\beta} = (1,4) \cdot 1 \cdot 1,35 \approx 1,9$$

$$K_{H_{ges}} = \sqrt{K_A \cdot K_v \cdot K_{Ha} \cdot K_{H\beta}} = \sqrt{(1,4) \cdot 1 \cdot 1,45} \approx 1,43$$

- **Lösung c):** Die örtlichen Zahnußspannungen nach Gl. (21.82) für das

Ritzel: $\sigma_{F01} = F_t/(b_1 \cdot m_n) \cdot Y_{Fa1} \cdot Y_{Sa1} \cdot Y_\epsilon = \dots \approx 162 \text{ N/mm}^2$ mit $Y_{Fa1} \approx 2,32$ (**TB 21-20a**), $Y_{Sa1} \approx 1,99$ (**TB 21-20b**), $Y_\epsilon \approx 0,25 + 0,75/\varepsilon_{an} = 0,25 + 0,75/1,38 \approx 0,79$ (s. über Gl. (21.82));

Rad: $\sigma_{F02} = F_t/(b_2 \cdot m_n) \cdot Y_{Fa2} \cdot Y_{Sa2} \cdot Y_\epsilon = \dots \approx 162 \text{ N/mm}^2$ mit $Y_{Fa2} \approx 2,12$ (**TB 21-20a**), $Y_{Sa2} \approx 2,08$ (**TB 21-20b**), $Y_\epsilon \approx 0,25 + 0,75/\varepsilon_{an} = 0,25 + 0,75/1,38 \approx 0,79$ (s. o.).

Unter Berücksichtigung der Belastungseinflussfaktoren ergeben sich nach Gl. (21.83) die Zahnußspannungen

Ritzel: $\sigma_{F1} = \sigma_{F01} \cdot K_{F_{ges}} = 162 \text{ N/mm}^2 \cdot 1,9 \approx 308 \text{ N/mm}^2$,

Rad: $\sigma_{F2} = \sigma_{F02} \cdot K_{F_{ges}} = 162 \text{ N/mm}^2 \cdot 1,9 \approx 308 \text{ N/mm}^2$.

Die Zahnußgrenzfestigkeit wird nach Gl. (21.84a) für das

Ritzel: $\sigma_{FG1} = \sigma_{F_{lim1}} \cdot Y_{ST} \cdot Y_{NT1} \cdot Y_{\delta_{relT1}} \cdot Y_{R_{relT1}} \cdot Y_x = \dots \approx 635 \text{ N/mm}^2$ mit $\sigma_{F_{lim1}} = 300 \text{ N/mm}^2$, $Y_{ST} = 2$, $Y_{NT1} = 1$ (**TB 21-21a**), $Y_{\delta_{relT1}} = 1,02$ (**TB 21-21b**),

Rad: $\sigma_{FG1} = \sigma_{F_{lim2}} \cdot Y_{ST} \cdot Y_{NT2} \cdot Y_{\delta_{relT2}} \cdot Y_{R_{relT2}} \cdot Y_x = \dots \approx 635 \text{ N/mm}^2$ da gleiche Werkstoffe.

Ergebnis: Aufgrund der errechneten Zahnuß-Tragfähigkeit ergeben sich bei Wahl des Werkstoffs Vergütungsstahl 42CrMo4 induktionsgehärtet auf 55HRC für das Ritzel $\sigma_{F1} = 308 \text{ N/mm}^2 < \sigma_{FG} = 635 \text{ N/mm}^2$ ($S_{F1} \approx 2,1$) und für das Rad $\sigma_{F2} = 308 \text{ N/mm}^2 < \sigma_{FG} = 635 \text{ N/mm}^2$ ($S_{F2} \approx 2,1$).

► **Lösung d):** Nach Gl. (21.88) ist der Nennwert für die Flankenpressung im Wälzpunkt C

$$\sigma_{H0} = Z_H \cdot Z_E \cdot Z_\epsilon \cdot \sqrt{F_t/(b_2 \cdot d_1)} \cdot (u+1)/u = \dots \approx 793 \text{ N/mm}^2$$

mit $Z_H = 2,32$ (**TB 21-22a**) für $\beta = 0^\circ$ und $(x_1 + x_2)/(z_1 + z_2) = 0,01067$, $Z_E = 189,8\sqrt{\text{N/mm}^2}$ (**TB 21-22b**) für Stahl mit Stahl, $Z_\epsilon = 0,93$ (**TB 21-22c**) für $\epsilon_a = 1,4$, $F_t = 14287 \text{ N}$, $b_2 = 44 \text{ mm}$, $d_1 = 105 \text{ mm}$, $u = i = 4,733$.

Nach Gl. (21.89) wird die Flankenpressung am Wälzkreis für Ritzel und Rad $\sigma_H = \sigma_{H0} \cdot K_{H\text{ges}} = 793 \text{ N/mm}^2 \cdot 1,43 \approx 1134 \text{ N/mm}^2$.

Die Flankengrenzpressung wird nach Gl. (21.90)

$$\sigma_{HG} = \sigma_{H\text{lim}} \cdot Z_{NT} \cdot (Z_L \cdot Z_v \cdot Z_R) \cdot Z_W \cdot Z_X = \dots \approx 1476 \text{ N/mm}^2$$

mit $\sigma_{H\text{lim}} = 1200 \text{ N/mm}^2$, $Z_{NT} = 1,23$ (**TB 21-23d**), $(Z_L \cdot Z_v \cdot Z_R) = 1$ (**TB 21-23a, b, c**), $Z_W = 1$ (**TB 21-23e**), $Z_X \approx 1$ (**TB 21-21d**)

Ergebnis: Für den gewählten Werkstoff ist für die Pressung

$\sigma_H = 1134 \text{ N/mm}^2 < \sigma_{HG} = 1476 \text{ N/mm}^2$ (damit $S_H \approx 1,3$); das Getriebe für $N_L = 3 \cdot 10^6$ Lastwechsel nicht gefährdet.

■ **Beispiel 21.8:** Die Zahnuß- und Grübchentragfähigkeit eines Einsatzgehärteten Schrägstirnradpaars mit geschliffenen Zähnen ($Rz = 4 \mu\text{m}$), das mittig zwischen den Lagern angeordnet ist, sind für eine Nennleistung $P = 22 \text{ kW}$ bei gleichmäßigem Lauf der Antriebsmaschine mit $n_1 = 1400 \text{ min}^{-1}$ und mäßigen Stößen der getriebenen Maschine

- a) auf Zahnbruchsicherheit
- b) auf Grübchensicherheit

für $N_L = 5 \cdot 10^6$ Lastwechsel zu überprüfen.

Aus Angaben in der Zeichnung nach DIN 3966 T1 sind bekannt: $m_n = 2 \text{ mm}$, Bezugsprofil DIN 867 ($\alpha = 20^\circ$), $\beta = 24^\circ$, $a = 74 \text{ mm}$, $\epsilon_a = 1,42$, $\epsilon_\beta = 1,07$, $\epsilon_y = 2,49$, Verzahnungsqualität 6, Werkstoff (Ritzel und Rad) 16MnCr5 einsatzgehärtet auf 60HRC und geschliffen mit $\sigma_{F\text{lim}} = 450 \text{ N/mm}^2$ und $\sigma_{H\text{lim}} = 1450 \text{ N/mm}^2$;

Ritzel: $z_1 = 33$, $d_1 = 72,246 \text{ mm}$, $d_{b1} = 67,115 \text{ mm}$, $d_{w1} = 72,895 \text{ mm}$, $d_{a1} = 76,890 \text{ mm}$, $x_1 = 0,17$, $b_1 = 17,5 \text{ mm}$;

Rad: $z_2 = 34$, $d_2 = 74,435 \text{ mm}$, $d_{w2} = 75,104 \text{ mm}$, $d_{b2} = 69,149 \text{ mm}$, $d_{a2} = 79,073 \text{ mm}$, $x_2 = 0,169$, $b_2 = 16,5 \text{ mm}$.

► **Lösung a):**

Mit der Nennleistung $P = 22 \text{ kW}$ bei der Drehzahl $n_1 = 1400 \text{ min}^{-1}$ wird das Nenndrehmoment

$$T_1 = 9550 \cdot P/n_1 = 9550 \cdot 22/1400 = 150 \text{ Nm}$$

$$F_{t1} = T_1/(d_1/2) = 150 \cdot 10^3 \text{ Nmm}/(72,246 \text{ mm}/2) = 4152 \text{ N}$$

Nach Abschnitt 21.5.3 werden die Belastungseinflussfaktoren bestimmt: Aus **TB 3-5** ist für die vorliegenden Betriebsverhältnisse der Anwendungsfaktor $K_A = 1,25$. Der Dynamikfaktor nach Gl. (21.73)

$$K_v = 1 + [K_1/(K_A \cdot (F_t/b)) + K_2] \cdot K_3 = \dots \approx 1,05$$

mit $K_1 = 8,5$, $K_2 = 0,0087$ (jeweils aus **TB 21-15**), $K_3 \approx 1,265 \text{ m/s}$ mit $v_t \approx 5,34 \text{ m/s}$ (s. zu Gl. (21.73)), $K_A = 1,25$ (s. o.), $F_t = 4116 \text{ N}$, $b \hat{=} b_{\min} = 16,5 \text{ mm}$.

Die Flankenlinienabweichung durch Verformung kann nach Gl. (21.75) für $s = 0$ (der Wert in der eckigen Klammer wird 1, da mittige Radanordnung) vereinfacht ermittelt werden aus

$$f_{sh} \approx 0,023 \cdot (F_m/b) \cdot (b/d_1)^2 = \dots \approx 0,4 \mu\text{m}$$

mit $F_m/b = K_v \cdot K_A \cdot F_t/b = 1,05 \cdot 1,25 \cdot 4116 \text{ N}/16,5 \text{ mm} \approx 330 \text{ N/mm}$, $(b/d_1)^2 = (16,5 \text{ mm}/72,246 \text{ mm})^2 \approx 0,052$.

Die Herstellabweichung nach Gl. (21.76) für die 6. Qualität mit $q_H = 1,32$ (**TB 21-15**)

$$f_{ma} = 4,16 \cdot b^{0,14} \cdot q_H = 4,16 \cdot 16,5^{0,14} \cdot 1,32 \approx 8 \mu\text{m}.$$

Damit ist die vor dem Einlaufen wirksame Flankenlinienabweichung nach Gl. (21.77)

$$F_{\beta x} = f_{ma} + 1,33 \cdot f_{sh} = 8 + 1,33 \cdot 0,4 \approx 8,66 \mu\text{m}.$$

Wird aus **TB 21-17** entsprechend dem Werkstoff Eh der Einlaufbetrag $y_\beta = 0,15 \cdot F_{\beta x} = 1,3 \mu\text{m}$ ermittelt, ergibt sich nach dem Einlaufen die wirksame Flankenlinienabweichung

$$F_{\beta y} = F_{\beta x} - y_\beta = 8,66 \mu\text{m} - 1,3 \mu\text{m} \approx 7,4 \mu\text{m}.$$

Damit können für $F_m/b_2 = K_A \cdot K_v \cdot F_t/b_2 = 1,25 \cdot 1,05 \cdot 4152 \text{ N}/16,5 \text{ mm} \approx 330 \text{ N/mm}$ nach Gl. (21.74) die Breitenfaktoren mit $K_{H\beta} \approx 1,22$ (für die Grübchentragfähigkeit) und $K_{F\beta} \approx 1,16$ (für die Zahnfußtragfähigkeit) ermittelt werden. Die Stirnfaktoren sind gemäß **TB 21-19a** für Qualität 6 gehärtet: $K_{Fa} = K_{Ha} = 1$. Somit ergeben sich für den Gesamtbelastungseinfluss für die Zahnfuß- und Zahnflankenbeanspruchung nach Gl. (21.81)

$$K_{Fges} = K_A \cdot K_v \cdot K_{Fa} \cdot K_{F\beta} = 1,25 \cdot 1,05 \cdot 1 \cdot 1,16 \approx 1,53$$

$$K_{Hges} = \sqrt{K_A \cdot K_v \cdot K_{Ha} \cdot K_{H\beta}} = \sqrt{1,25 \cdot 1,05 \cdot 1 \cdot 1,22} \approx 1,27.$$

Die örtlichen Zahnfußspannungen nach Gl. (21.82) für das

$$\text{Ritzel: } \sigma_{F01} = F_t/(b_1 \cdot m_n) \cdot Y_{Fa1} \cdot Y_{Sa1} \cdot Y_\epsilon \cdot Y_\beta = \dots \approx 279 \text{ N/mm}^2$$

mit $Y_{Fa1} \approx 2,3$ (**TB 21-20a**) für $z_{n1} = 43,3$, $Y_{Sa1} \approx 1,85$ (**TB 21-20b**), $Y_\epsilon \approx 0,25 + 0,75/\varepsilon_{an} = 0,25 + 0,75/1,7 \approx 0,69$ (s. über Gl. (21.82)), $Y_\beta \approx 0,8$ (**TB 21-20c**).

$$\text{Rad: } \sigma_{F02} = F_t/(b_2 \cdot m_n) \cdot Y_{Fa2} \cdot Y_{Sa2} \cdot Y_\epsilon \cdot Y_\beta = \dots \approx 297 \text{ N/mm}^2$$

mit $Y_{Fa2} \approx 2,29$ (**TB 21-20a**) für $z_{n2} = 44,6$, $Y_{Sa2} \approx 1,87$ (**TB 21-20b**), $Y_\epsilon \approx 0,69$, $Y_\beta \approx 0,8$ (s. o.).

Unter Berücksichtigung der Belastungseinflussfaktoren ergeben sich nach Gl. (21.83) die Zahnfußspannungen

$$\text{Ritzel: } \sigma_{F1} = \sigma_{F01} \cdot K_{Fges} = 279 \text{ N/mm}^2 \cdot 1,53 \approx 427 \text{ N/mm}^2;$$

$$\text{Rad: } \sigma_{F2} = \sigma_{F02} \cdot K_{Fges} = 297 \text{ N/mm}^2 \cdot 1,53 \approx 454 \text{ N/mm}^2.$$

Die Zahnfußgrenzfestigkeit wird nach Gl. (21.84a) für das

$$\text{Ritzel: } \sigma_{FG1} = \sigma_{Flim1} \cdot Y_{ST} \cdot Y_{Nt1} \cdot Y_{\delta relT1} \cdot Y_{RrelT1} \cdot Y_X = \dots \approx 925 \text{ N/mm}^2$$

mit $\sigma_{Flim1} = 450 \text{ N/mm}^2$, $Y_{ST} = 2$, $Y_{Nt1} = 1$ (**TB 21-21a**), $Y_{\delta relT1} = 1$ (**TB 21-21b**), $Y_{RrelT1} = 1,03$ (**TB 21-21c**), $Y_X = 1$ (**TB 21-21d**);

$$\text{Rad: } \sigma_{FG2} = \sigma_{FG1} = 925 \text{ N/mm}^2 \text{ da gleiche Werkstoffe.}$$

Ergebnis: Aufgrund der errechneten Zahnfuß-Tragfähigkeit ergeben sich bei Wahl des Werkstoffes Vergütungsstahl 42CrMo4 induktionsgehärtet auf 55HRC für das Ritzel $\sigma_{F1} = 427 \text{ N/mm}^2 < \sigma_{FG} = 925 \text{ N/mm}^2$ ($S_{F1} \approx 2,2$) und für das Rad $\sigma_{F2} = 454 \text{ N/mm}^2 < \sigma_{FG} = 925 \text{ N/mm}^2$ ($S_{F2} \approx 2,1$).

► **Lösung b):** Nach Gl. (21.88) ist der Nennwert für die Flankenpressung im Wälzpunkt C

$$\sigma_{H0} = Z_H \cdot Z_E \cdot Z_\epsilon \cdot Z_\beta \cdot \sqrt{F_t/(b_2 \cdot d_1) \cdot (u+1)/u} = \dots \approx 923 \text{ N/mm}^2$$

mit $Z_H = 2,25$ (**TB 21-22a**) für $\beta = 24^\circ$ und $(x_1 + x_2)/(z_1 + z_2) = 0,005052$, $Z_E = 189,8 \sqrt{\text{N/mm}^2}$ (**TB 21-22b**) für Stahl mit Stahl, $Z_\epsilon = 0,83$ (**TB 21-22c**) für $\epsilon_a \approx 1,42$, $F_t = 4117 \text{ N}$, $b_2 = 16,5 \text{ mm}$, $d_1 = 72,246 \text{ mm}$, $u = i = 1,0303$, $Z_\beta \approx 0,96$.

Nach Gl. (21.89) wird die Flankenpressung für Ritzel und Rad

$$\sigma_H = \sigma_{H0} \cdot K_{Hges} = 923 \text{ N/mm}^2 \cdot 1,27 \approx 1172 \text{ N/mm}^2.$$

Die Flankengrenzfestigkeit wird nach Gl. (21.90)

$$\sigma_{HG} = \sigma_{Hlim} \cdot Z_{NT} \cdot (Z_L \cdot Z_v \cdot Z_R) \cdot Z_W \cdot Z_X = \dots \approx 1620 \text{ N/mm}^2$$

mit $\sigma_{Hlim} = 1450 \text{ N/mm}^2$, $Z_{NT} = 1,2$ (**TB 21-23d**), $Z_L = 1$, $Z_v = 0,97$, $Z_R = 0,96$, (**TB 21-23a, b, c**), $Z_W = 1$ (**TB 21-23e**), $Z_X = 1$ (**TB 21-23d**).

Ergebnis: Für den gewählten Werkstoff ist für die Pressung

$\sigma_H = 1172 \text{ N/mm}^2 < \sigma_{HG} = 1620 \text{ N/mm}^2$ ($S_H \approx 1,4$) das Getriebe für $N_L = 3 \cdot 10^6$ Lastwechsel nicht gefährdet.

22 Kegelräder und Kegelradgetriebe

22.1 Grundformen, Funktion und Verwendung

Kegelräder mit Gerad-, Schräg- und Bogenzähnen dienen zum Übertragen von Drehbewegungen und Drehmomenten in Wälzgetrieben mit sich schneidenden bzw. sich kreuzenden Achsen, s. Bilder 20-5 und 22-1.

Normalerweise schneiden sich die Achsen in einem Punkt (M) unter dem beliebigen Achsenwinkel Σ , meist jedoch $\Sigma = 90^\circ$. Bei Kegelrädern mit sich kreuzenden Achsen (Hypoidgetriebe) geht die Ritzelachse im Abstand a an der Radachse vorbei; s. Bilder 20-6b, 22-1d.

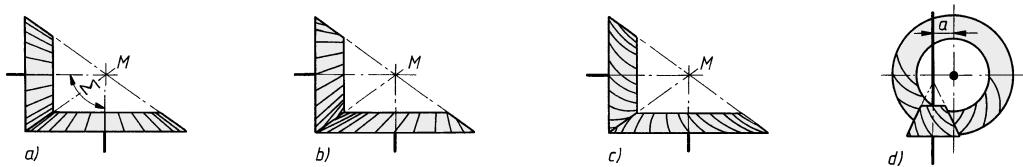


Bild 22-1 Grundformen der Kegelradgetriebe.

a) mit Geradzähnen, b) mit Schrägzähnen, c) mit Bogenzähnen, d) versetzte Kegelräder

Geradverzahnte Kegelräder werden vorwiegend bei kleineren Drehzahlen verwendet, z. B. für Getriebe von handbetätigten Hebezeugen, Schützenwinden, Hebeböcken oder für Universalgetriebe mit kleineren Leistungen (normal bis $v_t \approx 6 \text{ m/s}$, bei geschliffenen Zähnen bis ca. $v_t \approx 20 \text{ m/s}$).

Schrägverzahnte Kegelräder laufen wegen des größeren Überdeckungsgrades ruhiger und geräuschrämer als geradverzahnte. Sie werden bei höheren Leistungen und Drehzahlen z. B. für Universalgetriebe, für schnelllaufende Eingangsstufen bei mehrstufigen Winkelgetrieben und für Getriebe von Werkzeugmaschinen verwendet (gefräst oder gehobelt bis $v_t \approx 40 \text{ m/s}$, geschliffen bis $v_t \approx 60 \text{ m/s}$, extrem bis $v_t \approx 100 \text{ m/s}$).

Bogenverzahnte Kegelräder werden bevorzugt eingesetzt bei besonders hohen Anforderungen an Laufruhe und Zahnußtragfähigkeit. Aufgrund der Flankengeometrie tragen bogenverzahnte Kegelräder nur auf einem Teil der Zahnbreite und sind unempfindlich gegenüber Achsverlagerungen. Sie werden z. B. in Hochleistungsgetrieben und Ausgleichsgetrieben von Kraftfahrzeugen ($v_t \approx 30 \text{ m/s}$; geschliffen bis ca. $v_t \approx 60 \text{ m/s}$) verwendet.

Kegelradgetriebe erfordern größte Sorgfalt bei der Fertigung, dem Einbau (Zustellung der Räder) und der Lagerung, da hiervon Laufruhe und Lebensdauer weitgehend abhängen. Für bogenverzahnte Kegelräder sind Berechnung und Auslegung nach den Vorschriften des Maschinenherstellers durchzuführen.

22.2 Geometrie der Kegelräder

22.2.1 Geradverzahnte Kegelräder

Der Bewegungsablauf zweier zusammenarbeitender Kegelräder entspricht dem Abwälzen zweier Kegel, der **Teilkegel**, deren Spitzen normalerweise im Achsenschnittpunkt M zusammenfallen, s. Bild 22-2. Die gemeinsame Mantellinie hat die Länge (Spitzentfernung) R_e . Die Kegel mit den

THE GEAR COMPANY

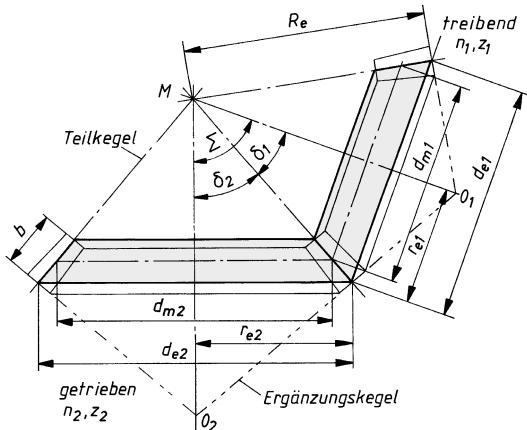


Qualität. Ganz nah statt Fernost.

In Deutschland entwickelt und produziert – und in der ganzen Welt geschätzt. Präzision treibt uns an. Dafür stehen wir mit eigenem Engineering und besonderen Schleiftechniken für Kegelradverzahnungen und Kegelradgetriebe seit nahezu 60 Jahren. Ob Spiral-, Hypoid- oder Zerol-Kegelräder, hochdynamische und kostenoptimierte Servowinkelgetriebe oder leistungsfähige Verteilergetriebe, mit der zweitbesten Lösung geben wir uns nicht zufrieden. Individuelle, kunden-spezifische Sondergetriebe? Gehören zu unseren Spezialitäten. Kegelräder in Sonderausführungen? Werden auch in Kleinserien hergestellt. Wir setzen Maßstäbe in punkto Genauigkeit, Laufruhe, Drehmomente, Geräuscharmut und Präzision in Robotik, Automation und bei Werkzeugmaschinen. Fordern Sie uns!



MS-Graessner GmbH & Co. KG · Kuchenäcker 11 · 72135 Dettenhausen · Tel.: +49 (0)7157/123-0
Telefax: +49 (0)7157/123-212 · E-Mail: mail@graessner.de · Internet: www.graessner.de

**Bild 22-2**

Geometrische Beziehungen am Kegelradgetriebe

Spitzen O_1 und O_2 , deren Mantellinien rechtwinklig zu denen der Teilkegel liegen, sind die *Ergänzungskegel* oder *Rückenkegel*. Auf diese werden die Abmessungen der Zähne (Teilung, Zahnhöhe usw.) bezogen. Die Achsen bilden mit den Teilkegel-Mantellinien die *Teilkegelwinkel* δ_1 und δ_2 . Der *Achsenwinkel* ist

$$\Sigma = \delta_1 + \delta_2 \quad (22.1)$$

1. Übersetzung, Zähnezahlverhältnis, Teilkegelwinkel

Die Übersetzung ist allgemein $i = n_1/n_2 = d_2/d_1 = r_2/r_1 = z_2/z_1$. Setzt man hierin für die Größen d und r die entsprechenden Größen des äußeren Teilkegels (Index e), so folgt aus **Bild 22-2** $i = d_{e2}/d_{e1} = r_{e2}/r_{e1}$; ebenso wird $\sin \delta_1 = r_{e1}/R_e$ und $\sin \delta_2 = r_{e2}/R_e$. Werden beide Gleichungen durcheinander dividiert, ergibt sich $\sin \delta_2/\sin \delta_1 = r_{e2}/r_{e1}$ und damit die *Übersetzung* aus

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{d_2}{d_1} = \frac{r_2}{r_1} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{\sin \delta_2}{\sin \delta_1} \quad (22.2)$$

bzw. das Zähnezahlverhältnis

$$u = \frac{z_{\text{Rad}}}{z_{\text{Ritzel}}} \geq 1 \quad (22.3)$$

Aus der Beziehung $\Sigma = \delta_1 + \delta_2$ und $u = \sin \delta_2/\sin \delta_1 \geq 1$ wird der *Teilkegelwinkel des treibenden Rades* für einen beliebigen Achsenwinkel $\Sigma \leq 90^\circ$

$$\tan \delta_1 = \frac{\sin \Sigma}{u + \cos \Sigma} \quad (22.4)$$

und für $\Sigma > 90^\circ$

$$\tan \delta_1 = \frac{\sin (180^\circ - \Sigma)}{u - \cos (180^\circ - \Sigma)} \quad (22.5)$$

Für den Achsenwinkel $\Sigma = \delta_1 + \delta_2 = 90^\circ$ errechnet sich der Teilkegelwinkel des *treibenden Ritzels* bzw. des *getriebenen Rades* aus $\tan \delta_1 = 1/u$ bzw. $\tan \delta_2 = u$.

2. Allgemeine Radabmessungen

Bei der Kegelradverzahnung sind nach DIN 3971 die Nennmaße eindeutig festgelegt durch den Teilkegel und durch die Verzahnung des *Bezugs-Planrades*, gegebenenfalls durch die Profilver-

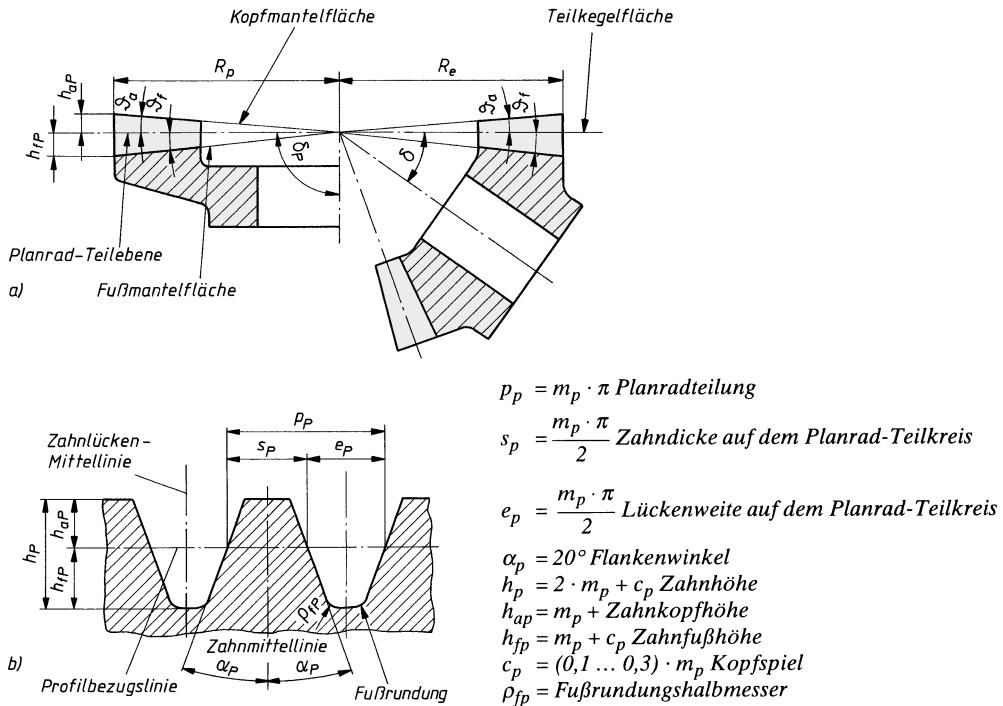


Bild 22-3 Bezug-Planrad. a) Planrad mit Kegelrad, b) Bezugsprofil entsprechend DIN 867

schiebung. Unter Bezug-Planrad ist das Kegelrad zu verstehen, das bei der Paarung mit einem Gegenrad anstelle des betrachteten Kegelrades treten könnte, s. Bild 22-3a.

Es bildet, ähnlich wie die Zahnstange bei den Stirnrädern, die Grundlage bei der Kegelradherstellung und ist gekennzeichnet durch die Planradzähnezahl z_p , den Modul m_p , das Bezugsprofil, die Größen in der Planrad-Teilebene und die Kopf- und Fußmantelfläche. Das für Kegelräder üblicherweise verwendete Bezugsprofil entspricht dem Bezugsprofil für Stirnräder nach DIN 867 (vgl. Bild 20-14), wobei sich die Profilbezugslinie nach DIN 867 in der Planrad-Teilebene befindet, wenn keine Profilverziehung vorliegt, s. Bild 22-3b.

Die Radabmessungen nach Bild 22-4 werden auf den äußeren Teilkegel (Index e) bezogen, da hier die Zahnform annähernd gleich ist der einer virtuellen¹⁾ Ersatz-Stirnradverzahnung (Index v) mit den Radien $r_{v1} = d_{v1}/2$ und $r_{v2} = d_{v2}/2$, s. Bild 22-5.

Mit dem *äußerer Modul* m_e ergeben sich folgende Größen:
äußerer Teilkreisdurchmesser als größter Durchmesser des Teilkegels

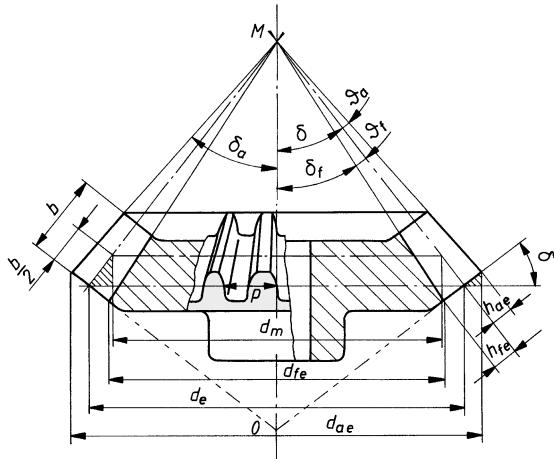
$$d_e = z \cdot m_e = d_m + b \cdot \sin \delta \quad (22.6)$$

mittlerer Teilkreisdurchmesser

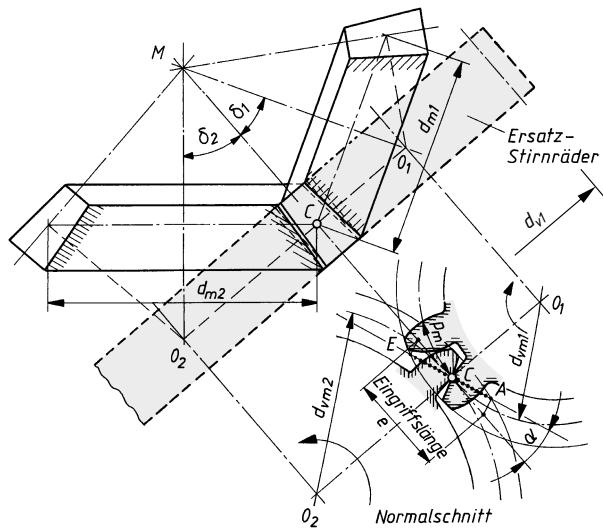
$$d_m = z \cdot m_m = z \cdot m_e \cdot \frac{R_m}{R_e} = d_e - b \cdot \sin \delta \quad (22.7)$$

m_e *äußerer Modul*; wird (wie auch der mittlere Modul m_m) vielfach bei der Festlegung der Radabmessungen als Norm-Modul nach DIN 780, s. TB 21-1 festgelegt. Bei der Berechnung der Tragfähigkeit ist m_m maßgebend, $m_m = m_e \cdot R_m / R_e$

¹⁾ virtuell = scheinbar vorhanden

**Bild 22-4**

Abmessungen am geradverzahnten Kegelrad

**Bild 22-5**

Ersatz-Stirnräder für Kegelräder

äußere Teilkegellänge gleich Mantellinienlänge der Teilkegel des vom äußeren Teilkreis begrenzten Teilkegels

$$R_e = \frac{d_e}{2 \cdot \sin \delta} \geq 3 \cdot b \quad (22.8)$$

b Zahnbreite nach Gl. (22.11)

mittlere Teilkegellänge gleich Mantellinienlänge des vom mittleren Teilkreis begrenzten Teilkegels

$$R_m = \frac{d_m}{2 \cdot \sin \delta} = R_e - \frac{b}{2} \quad (22.9)$$

innere Teilkegellänge gleich Mantellinienlänge des vom inneren Teilkreis begrenzten Teilkegels

$$R_i = \frac{d_i}{2 \cdot \sin \delta} = R_e - b \quad (22.10)$$

Zahnbreite; Empfehlungen für die Grenzwerte, von denen der kleinere Wert nicht überschritten werden sollte

$$\boxed{\begin{aligned} b &\leq R_e/3 \\ b &\leq 10 \cdot m_e \\ b &\approx 0,15 \cdot d_{e1} \cdot \sqrt{u^2 + 1} \end{aligned}} \quad (22.11)$$

äußere Zahnpkopf-, Zahnfuß- und Zahnhöhe für Null- bzw. V-Null-Getriebe mit der Profilver-
schiebung x_1 nach Gl. (22.19) und dem Kopfspiel $c = 0,25m_e$

$$\boxed{\begin{array}{ll} h_{ae} = h_{ae2} = m_e & h_{ae1} = m_e(1 + x_1); h_{ae2} = m_e(1 - x_1) \\ h_{fe} = h_{fe2} \approx 1,25 \cdot m_e & h_{fe1} \approx 2,25m_e - h_{ae1}; h_{fe2} \approx 2,25m_e - h_{ae2} \\ h_e = h_{fe2} \approx 2,25 \cdot m_e & h_{e1} = h_{e2} \approx 2,25m_e \end{array}} \quad (22.12)$$

Kopfkreisdurchmesser als größter Durchmesser des Radkörpers

$$\boxed{d_{ae} = d_e + 2 \cdot h_{ae} \cdot \cos \delta = m_e \cdot (z + 2 \cdot \cos \delta)} \quad (22.13)$$

Kopfkegelwinkel

$$\boxed{\delta_a = \delta + \vartheta_a} \quad (22.14)$$

ϑ_a *Kopfwinkel* gleich Winkel zwischen Mantellinie des Teil- und des Kopfkegels aus
 $\tan \vartheta_a = h_{ae}/R_e = m_e/R_e$

Fußkegelwinkel

$$\boxed{\delta_f = \delta - \vartheta_f} \quad (22.15)$$

ϑ_f *Fußwinkel* gleich Winkel zwischen Mantellinie des Teil- und des Fußkegels aus
 $\tan \vartheta_f = h_{fe}/R_e \approx 1,25 \cdot m_e/R_e$

3. Eingriffsverhältnisse

Zur Beurteilung der Eingriffsverhältnisse werden die Kegelräder auf gleichwertige Ersatz-Stirnräder (Index v) zurückgeführt, deren Teilkreisradien gleich den Längen der auf die Zahnmitte bezogenen Mantellinien der Ergänzungskegel $\overline{CO_1}$ und $\overline{CO_2}$ sind. Damit ergeben sich $d_{v1} = d_{m1}/\cos \delta_1$ und $d_{v2} = d_{m2}/\cos \delta_2$ sowie $d_{vma} = d_{vm} + 2m_m$. Die zugehörigen *Zähnezahlen der Ersatz-Stirnräder* sind: $z_{v1} = z_1/\cos \delta_1$ und $z_{v2} = z_2/\cos \delta_2$ oder allgemein

$$\boxed{z_v = \frac{z}{\cos \delta}} \quad (22.16)$$

z Zähnezahl des Kegelrades
 δ Teilkegelwinkel

Im Normalschnitt (**Bild 22-5**) zeigt sich näherungsweise eine „normale“ Evolventenverzahnung mit der Teilung $p_m = m_m \cdot \pi$ mit dem Eingriffswinkel $\alpha_v = \alpha_n = \alpha (= 20^\circ)$ und mit \overline{AE} die Eingriffsstrecke g_a . Das Verhältnis der Eingriffsstrecke g_a zur Eingriffsteilung p_e ist die Profilüberdeckung $\epsilon_a = g_a/p_e$ (s. Gln. (21.4) und (21.13) mit den Größen der Ersatzverzahnung, Index v). Da die Zähnezahl z_v des Ersatzstirnrades stets größer ist als die Zähnezahl z des eigentlichen Kegelrades, ist die Profilüberdeckung eines Kegelradgetriebes größer als die eines Stirnradgetriebes mit gleichen Zähnezahlen. Um günstige Bewegungsabläufe und ruhigen Lauf zu erhalten, sollte $\epsilon_a \geq 1,25$ sein. Auf die rechnerische Ermittlung von ϵ_a nach Gl. (21.13) kann für Nullräder in den meisten Fällen verzichtet werden. Eine schnelle, ungefähre Ermittlung von ϵ_a kann nach **TB 21-2a** durchgeführt werden in Abhängigkeit von der Ritzelzähnezahl des Ersatz-

stirnrades z_{v1} und dem Zähnezahlverhältnis u . Bei der rechnerischen Ermittlung von ε_a nach Gl. (21.13) sind die Abmessungen der Ersatzstirnräder in die Gleichung einzusetzen.

4. Grenzzähnezahl und Profilverschiebung

Zur Ermittlung der Grenzzähnezahl wird ebenso das Ersatz-Stirnrad mit der zugehörigen Zähnezahl z_v nach Gl. (22.16) herangezogen. Wird $z_v = z'_g = 14$ gesetzt (Grenzzähnezahl des Gerad-Stirnrades), dann wird die *praktische Grenzzähnezahl für geradverzahnte Kegelräder*

$$z'_{gk} \approx z'_g \cdot \cos \delta = 14 \cdot \cos \delta \quad (22.17)$$

Die Grenzzähnezahlen der Kegelräder werden mit wachsendem Teilkegelwinkel δ kleiner und liegen unter denen der Stirnräder. Bei Zähnezahlen $z < z'_{gk}$ ist zur Vermeidung von Zahntiefschnitt eine *Profilverschiebung* erforderlich von

$$V = +x_h \cdot m \quad (22.18)$$

Der Grenzwert des *Profilverschiebungsfaktors* wird entsprechend Gl. (21.16)

$$x_h = \frac{14 - z_v}{17} = \frac{14 - (z/\cos \delta)}{17} \quad (22.19)$$

Zur Vermeidung von Spitzenbildung an profilverschobenen Zähnen darf eine *Mindestzähnezahl* $z_{\min K}$ nicht unterschritten werden. Sie ist gegenüber der Mindestzähnezahl $z_{\min} = 7$ für Stirnräder im gleichen Verhältnis kleiner als z'_{gK} zu z'_g ; $z_{\min K} = z_{\min} \cdot \cos \delta = 7 \cdot \cos \delta$.

Beispiele für Grenz- und Mindestzähnezahlen:

$\delta \approx$	$< 15^\circ$	20°	30°	38°	45°
z'_{gK}	14	13	12	11	10
$z_{\min K}$	7	7	6	6	5

Das Großrad soll möglichst eine gleichgroße negative Profilverschiebung $-V$ erhalten, d. h. es soll möglichst ein *V-Null-Getriebe* angestrebt werden; anderenfalls würden sich andere Betriebsabwälzkegel mit veränderten Kegelwinkeln ergeben, was einer Änderung der Übersetzung i gleichbedeutend wäre. *V-Null-Getriebe* sind möglich, sofern $z_{v1} + z_{v2} \geq 28$, da sonst Unterschnitt des Großrades durch $-V$ auftritt.

22.2.2 Schrägverzahnte Kegelräder

Wie bei den Schrägstirnrädern muß auch bei der Paarung zweier schräg- oder bogenverzahnter Kegelräder das eine rechts-, das andere linkssteigend ausgeführt werden, wobei der Schrägsungsinn von der Kegelspitze aus betrachtet festgelegt ist.

Die Verzahnung und der Verlauf der Flankenlinien lassen sich durch die Planverzahnung des dem Kegelrad zugeordneten Planrades eindeutig erkennen und festlegen. Das Planrad ist eine ebene verzahnte Scheibe, die mit dem Kegelrad die Teilkegellänge R_e , die Zahnbreite b , den Verlauf der Flankenlinien und die sonstigen Zahndaten gemeinsam hat (**Bild 22-6**).

Im Normalschnitt durch die Zahnmitte ergibt sich die mittlere Normalteilung $p_{mn} = m_{mn} \cdot \pi$, außen die Normalteilung $p_{en} = m_{en} \cdot \pi$ (Normalmodul m_{en} vielfach gleich Norm-Modul nach DIN 780). Am mittleren Planradkreis mit dem Radius R_m wird die mittlere Stirnteilung $p_{mt} = m_{mt} \cdot \pi$, an der äußeren Stirnfläche $p_t = m_t \cdot \pi$ gemessen.

Der Schräglungswinkel β_e bzw. β_m ($\approx 10^\circ \dots 30^\circ$) ist der Winkel zwischen der Radialen und der Zahntangenten außen bzw. am mittleren Planraddurchmesser. Zweckmäßig wird β_m vorgegeben. Die Schräglung der Zähne, bezogen auf die Zahnbreite b , ist durch den Sprungwinkel φ festgelegt.

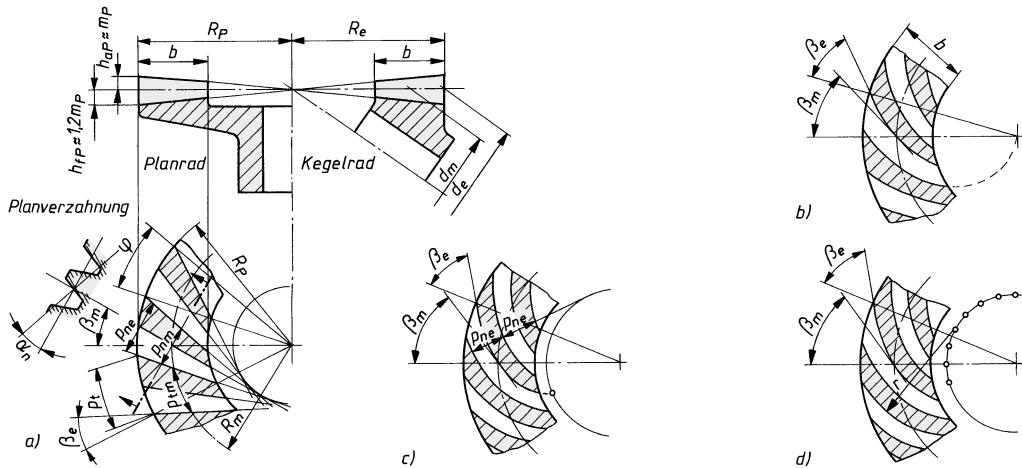


Bild 22-6 Flankenformen schräg- und bogenverzahnter Kegelräder. a) Schrägzähne, b) Spiralzähne, c) Evolventen-Bogenzähne, d) Kreisbogenzähne

Die Evolventen-Bogenzähne (**Bild 22-6c**) zeigen im Gegensatz zu den anderen über die ganze Breite die gleiche Normalteilung p_n , da ihre Bogenform durch äquidistante¹⁾ Evolventen erzeugt ist. Diese Verzahnung bildet die Grundform der *Klingelnberg-Palloidverzahnung*, bei der jedoch die Teilkegel spitzen nicht mit dem Schnittpunkt der Radachsen zusammenfallen (**Bild 22-7**). Durch die Herstellung bedingt sind die Außenflanken der Zähne stärker gekrümmmt als die Innenflanken. Durch diese Balligkeit werden Radverlagerungen ausgeglichen und die Laufruhe erhöht. Die Zähne sind überall gleich hoch.

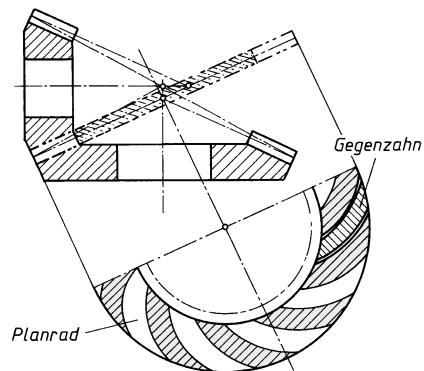


Bild 22-7
Klingelnberg-Palloidverzahnung

1. Übersetzung, Zähnezahlverhältnis

Für die Übersetzung i und das Zähnezahlverhältnis u gelten die gleichen Beziehungen wie für Geradzahn-Kegelräder (siehe unter 22.2.1).

2. Radabmessungen

Für die Festlegung der Radabmessungen können die Schrägzahn-Kegelräder (sinngemäß wie bei den Geradzahn-Kegelräder) durch schrägverzahnte Ersatz-Stirnräder im Normalschnitt (bezogen auf Mitte Zahnbreite, Index m) mit dem Schräglungswinkel $\beta_{vm} = \beta_m$, der Ersatzzähnezahl $z_{vn} = z / (\cos \delta \cdot \cos^3 \beta_m)$, dem Teilkreisdurchmesser $d_v = d_m / (\cos \delta \cdot \cos^3 \beta_m)$ ersetzt werden.

¹⁾ abstandsgleich

Abweichend zu den Beziehungen für geradverzahnte Kegelräder ergeben sich für schrägverzahnte Kegelräder mit dem Schrägungswinkel β_m an der mittleren Teilkegellänge bzw. β_e an der äußeren Teilkegellänge:

äußerer Teilkreisdurchmesser als größter Durchmesser des Teilkegels

$$d_e = z \cdot m_{et} = z \cdot \frac{m_{en}}{\cos \beta_e} = d_m \cdot \frac{R_e}{R_m} \quad (22.20)$$

mittlerer Teilkreisdurchmesser

$$d_m = d_e - b \cdot \sin \delta = z \cdot \frac{m_{mn}}{\cos \beta_m} \quad (22.21)$$

m_{mn}, m_{en} *mittlerer Modul* im Normalschnitt wird (wie auch der *äußere Modul* m_{en}) vielfach bei der Festlegung der Radabmessungen sowie bei der Berechnung der Tragfähigkeit bei schrägverzahnten Kegelräder als Norm-Modul nach DIN 780 (**TB 21-1**) festgelegt

Zahnbreite; Empfehlungen für die Grenzwerte, von denen der kleinere Wert nicht überschritten werden sollte

$$\begin{aligned} b &\leq R_e/3 \\ b &\leq 10 \cdot m_{en} \\ b &\approx 0,15 \cdot d_{el} \cdot \sqrt{u^2 + 1} \end{aligned} \quad (22.22)$$

mittlere Zahnkopf-, Zahnfuß- und Zahnhöhe (s. auch zu Gl. (22.12))

$$\begin{aligned} h_{am1} = h_{am2} &= m_{mn} \\ h_{fm1} = h_{fm2} &\approx 1,25 \cdot m_{mn} \\ h_{m1} = h_{m2} &\approx 2,25 \cdot m_{mn} \end{aligned} \quad \text{bzw.} \quad \begin{aligned} h_{am1} &= m_{mn}(1 + x_1); h_{am2} = m_{mn}(1 - x_1) \\ h_{fm1} &= 2,25 m_{mn} - h_{am1}; h_{fm2} = 2,25 m_{mn} - h_{am2} \\ h_{m1} = h_{m2} &= 2,25 m_{mn} \end{aligned} \quad (22.23)$$

mittlerer Kopfkreisdurchmesser

$$d_{am} = d_m + 2 \cdot h_{am} \cdot \cos \delta \quad (22.24)$$

äußerer Kopfkreisdurchmesser als größter Durchmesser des Radkörpers

$$d_{ae} = d_{am} \cdot \frac{R_e}{R_m} \quad (22.25)$$

mittlerer Fußkreisdurchmesser

$$d_{fm} = d_m - 2 \cdot h_{fm} \cdot \cos \delta \quad (22.26)$$

äußerer Fußkreisdurchmesser

$$d_{fe} = d_{fm} \cdot \frac{R_e}{R_m} \quad (22.27)$$

R_e, R_m Teilkegellängen nach Gln. (22.8) und (22.9)

3. Eingriffsverhältnisse

Durch die Schrägung der Zähne ist der Überdeckungsgrad bei Schrägzahn- bzw. Bogenzahn-Kegelräder größer als der bei vergleichbaren Geradzahn-Kegelräder.

Analog zu den Schrägstirnrädern, s. **Bild 21-14**, wird für die Ersatz-Verzahnung die (auf den mittleren Stirnschnitt bezogene) *Gesamtüberdeckung* gebildet aus

$$\varepsilon_{v\gamma} = \varepsilon_{va} + \varepsilon_{v\beta} \quad (22.28)$$

- ε_{va} Profilüberdeckung der Ersatzverzahnung; Werte können mit hinreichender Genauigkeit nach **TB 21-2** bzw. rechnerisch mit den Abmessungen der schrägverzahnten Ersatzverzahnung nach Gl. (21.45) ermittelt werden;
- $\varepsilon_{v\beta}$ Sprungüberdeckung nach Gl. (22.29)

mit der *Sprungüberdeckung* aus

$$\varepsilon_{v\beta} \approx \frac{b_e \cdot \sin \beta_m}{m_{mn} \cdot \pi} \quad (22.29)$$

$b_e \approx 0,85 \cdot b$ effektive Zahnbreite (bei unterschiedlichen Zahnbreiten ist der kleinere Wert für b maßgebend)

Die Zähnezahl des schrägverzahnten Ersatz-Stirnrades errechnet sich aus

$$z_{vn} \approx \frac{z_v}{\cos^3 \beta_m} = \frac{z}{\cos \delta \cdot \cos^3 \beta_m} \quad (22.30)$$

4. Grenzzähnezahl und Profilverschiebung

Die Grenzzähnezahl liegt unter der für geradverzahnte Kegelräder. Wird in Gl. (22.30) die Ersatz-Zähnezahl $z_{vn} = z'_g = 14$ gesetzt, dann ergibt sich nach Umwandlung der Gleichung die *kleinste praktische Grenzzähnezahl für schrägverzahnte Kegelräder*

$$z'_{gK} \approx z'_g \cdot \cos \delta \cdot \cos^3 \beta_m = 14 \cdot \cos \delta \cdot \cos^3 \beta_m \quad (22.31)$$

22.3 Entwurfsberechnung¹⁾

Die Angaben gelten für Null- und V-Null-Getriebe mit einem Achsenwinkel $\Sigma = 90^\circ$. Die Hauptabmessungen der Kegelräder müssen vorerst erfahrungsgemäß gewählt oder überschlägig nach Näherungsgleichungen festgelegt werden.

1. Wellendurchmesser d_{sh} zur Aufnahme des Ritzels

Entsprechend den Leistungsdaten ist der *Entwurfsdurchmesser* d'_{sh} nach **Bild 11-21** überschlägig zu errechnen. Dabei ist die Art der Kraftteinleitung (Kupplung, Riemscheibe oder direkt über Flanschmotor) zu beachten. Eine endgültige Festlegung des Durchmessers kann erst nach Vorliegen der Verzahnungs- und Belastungsdaten erfolgen.

2. Übersetzung, Zähnezahlverhältnis

Die Übersetzung bzw. das Zähnezahlverhältnis eines Kegelradgetriebes soll $i = u \approx 6$ nicht überschreiten, da sich anderenfalls zu ungünstige Abmessungen des Großrades und eine stärkere Abnutzung der Ritzelzähne gegenüber den (vielen) Zähnen des Rades ergeben. Größere Getriebeübersetzungen werden vielfach kombiniert mit Stirnradstufen ausgeführt.

3. Zähnezahl

Ritzelzähnezahl z_1 in Abhängigkeit von der Übersetzung i bzw. dem Zähnezahlverhältnis u nach **TB 22-1** wählen. Darauf achten, dass bei der Festlegung von z_2 die vorgegebene Übersetzung möglichst genau eingehalten wird.

¹⁾ Siehe hierzu auch die Angaben in 21.4.1.

4. Schrägungswinkel

Bei schrägverzahnten Kegelrädern *Schrägungswinkel* $\beta_m \approx (10^\circ \dots 30^\circ)$ festlegen¹⁾. Bei Geradverzahnung ist $\beta_m = 0$.

5. Zahnbreite

Zahnbreite b aus $b \approx \psi_d \cdot d_{m1}$ festlegen mit dem Breitenverhältnis $\psi_d = b/d_{m1}$ nach **TB 22-1**. Dabei Grenzen für b nach Gl. (22.22) möglichst nicht überschreiten.

6. Zahnradwerkstoffe und Verzahnungsqualität

Bei der Wahl geeigneter Zahnradwerkstoffe für Kegelräder gilt sinngemäß das gleiche wie unter Kapitel 20.2 ausgeführt. Festigkeitswerte gebräuchlicher Zahnradwerkstoffe s. **TB 20-1** und **TB 20-2**. Die Verzahnungsqualität wird wie bei den Stirnrädern (s. Kapitel 21.3) in Abhängigkeit vom Verwendungszweck und der Umfangsgeschwindigkeit am Teilkreis $v = d_{m1} \cdot \pi \cdot n_1$ gewählt. Wenn keine Erfahrungswerte vorliegen, können die Angaben in **TB 21-7** als Richtlinie gelten.

7. Modul

Der Modul ist die geometriebestimmende Größe. Eine überschlägige Ermittlung kann nach **Bild 22-8** erfolgen. Beim nachfolgenden Tragfähigkeitsnachweis kann der so vorgewählte Modul entweder bestätigt oder entsprechend korrigiert werden.

Je nach Vorgabe sind zwei Lösungswege zu unterscheiden:

a) Der Durchmesser d_{sh} der Welle für das Ritzel ist bereits bekannt oder wird überschlägig ermittelt (z. B. nach **Bild 11-21**). Für diesen Fall wird entsprechend der Ritzelausführung der *Modul*

Ausführung Ritzel/Welle	$m'_m \geq \frac{(2,4 \dots 2,6) \cdot d_{sh}}{z_1}$	(22.32)
Ausführung als Ritzelwelle	$m'_m \geq \frac{1,25 \cdot d_{sh}}{z_1}$	

b) Leistungsdaten und Zahnradwerkstoff sind bekannt: Für $T_1 = K_A \cdot T_{1\text{nenn}}$ kann mit $\sigma_{F\text{lim}}$ bzw. $\sigma_{H\text{lim}}$ der vorgewählten Zahnradwerkstoffe nach **TB 20-1** bzw. **TB 20-2** der *Modul* mit einer aus der „Hertzschen Wälzpressung“ (s. unter 21.5.5) hergeleiteten vereinfachten Gleichung ermittelt werden

Zahnflanken gehärtet	$m''_m \approx 3,75 \cdot \sqrt[3]{\frac{T_{1\text{eq}} \cdot \sin \delta_1}{z_1^2 \cdot \sigma_{F\text{lim1}}}}$	(22.33)
Zahnflanken nicht gehärtet	$m''_m \approx \frac{205}{z_1} \cdot \sqrt[3]{\frac{T_{1\text{eq}} \cdot \sin \delta_1}{\sigma_{H\text{lim}}^2 \cdot u}}$	

m_m, d_{sh}	T_{eq1}	$\sigma_{F\text{lim}}, \sigma_{H\text{lim}}$	δ	z_1, u
mm	Nmm	N/mm ²	°	1

$T_{1\text{eq}}$ vom treibenden Rad zu übertragendes größtes Drehmoment; bei ungünstigen Betriebsverhältnissen $T_{1\text{eq}} = T_{1\text{nenn}} \cdot K_A$ mit dem *Nenndrehmoment* und dem Anwendungsfaktor K_A n. TB 3-5

δ_1 Teilkegelwinkel des treibenden Ritzels nach Gl. (22.4)

z_1 Zähnezahl des treibenden Ritzels

$\sigma_{F\text{lim}}$ Zahnußfestigkeit; Werte nach **TB 20-1** u. **TB 20-2**

$\sigma_{H\text{lim}}$ Flankenfestigkeit des *weicheren* Werkstoffes; Werte nach **TB 20-1** u. **TB 20-2**

¹⁾ Hinsichtlich der Festlegung des Schrägungswinkels (Spiralwinkels) s. weiterführende Literatur.

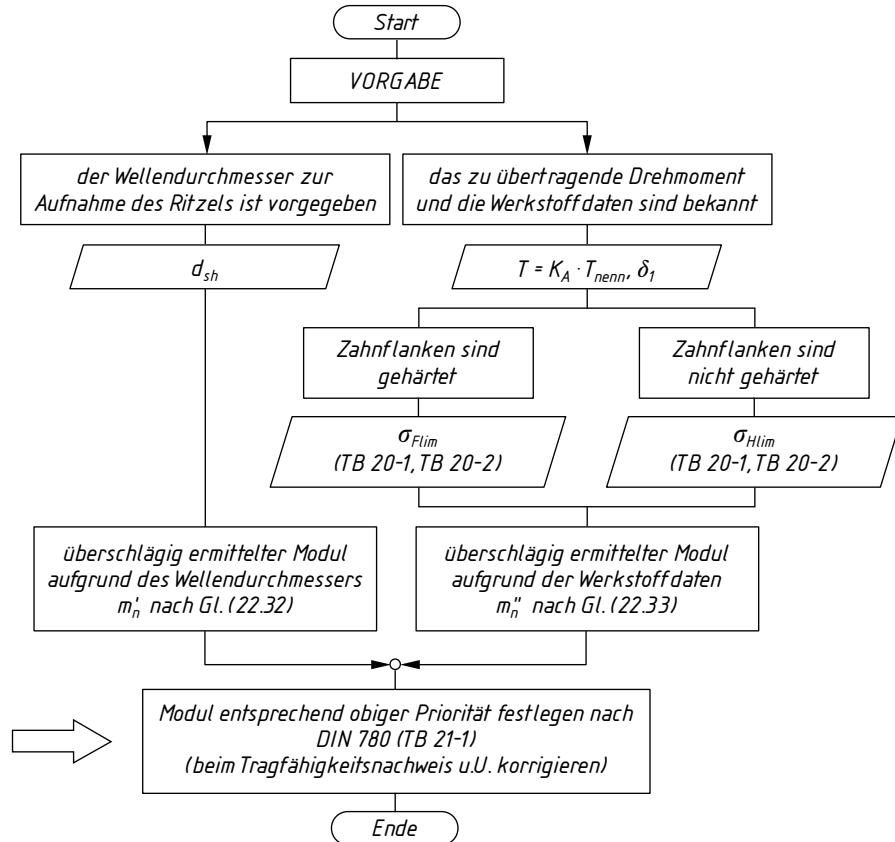


Bild 22-8 Vorgehensplan zur überschlägigen Modulbestimmung für Kegelräder

Mit dem festgelegten nächstliegenden Norm-Modul $m \cong m_m$ nach DIN 780 (**TB 21-1**) werden die genauen Rad- und Getriebeabmessungen berechnet. Anhand eines ersten Entwurfs ist zu prüfen, ob mit den vorgewählten Abmessungen eine einwandfreie *konstruktive* Ausbildung insbesondere des Ritzels gegeben ist. Ein anschließender Tragfähigkeitsnachweis zur Bestätigung der festgelegten Werte ist zu führen.

22.4 Tragfähigkeitsnachweis

Die Tragfähigkeitsberechnung für Kegelräder ist nach DIN 3991 T1 bis T3 genormt. Nachfolgend ist ein vereinfachter Tragfähigkeitsnachweis dargestellt; eine genauere Berechnung ist nach DIN 3991 in Verbindung mit DIN 3990 durchzuführen.

22.4.1 Kraftverhältnisse

Zur Untersuchung der Kraftverhältnisse werden die Ersatz-Stirnräder zugrunde gelegt. Sie müssen ebenfalls auf den *Normalschnitt* durch die Mitte der Zähne entsprechend der Angriffsstelle der Kräfte bezogen werden (**Bild 22-9**).

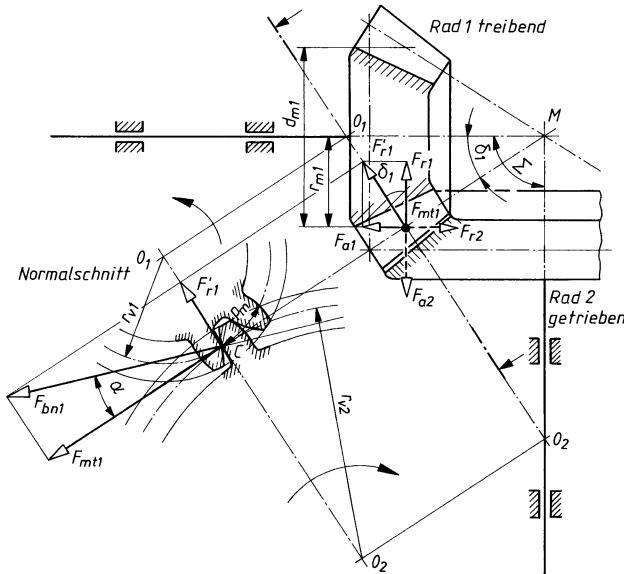


Bild 22-9
Kraftverhältnisse am geradverzahnten Kegelradpaar ($\Sigma = 90^\circ$)

Die Kräfte werden zunächst für das treibende Rad 1 eines Kegelradpaars mit dem meist vorliegenden Achsenwinkel $\Sigma = 90^\circ$ untersucht.

Die senkrecht zur Zahnflanke in Richtung der Eingriffslinie wirkende Zahnkraft F_{bn1} wird in die Normal-Radialkraft F'_r1 und in die Umfangskraft F_{mt1} zerlegt. Im Aufriss (**Bild 22-9**) wirkt F_{mt1} senkrecht zur Bildebene und erscheint als Punkt. F'_r1 wird wiederum in die Radialkraft F_{r1} und in die Axialkraft F_{a1} zerlegt.

Ausgangsgröße für die Berechnung der Zahnkräfte ist die am mittleren Teilkreisdurchmesser d_{m1} angreifende *Nennumfangskraft* aus

$$F_{mt1} = \frac{T_{1\text{nenn}}}{d_{m1}/2} \quad (22.34)$$

$T_{1\text{nenn}}$ vom treibenden Rad (Ritzel) zu übertragendes Nenndrehmoment
 d_{m1} mittlerer Teilkreisdurchmesser n. Gl. (22.9) oder aus Gl. (22.7)

Für $\Sigma = \delta_1 + \delta_2 = 90^\circ$ wird für geradverzahnte Kegelräder mit der Normal-Radialkraft $F'_{r1} = F_{mt1} \cdot \tan \alpha$ nach **Bild 22-9** die *Axialkraft*

$$F_{a1} = F'_{r1} \cdot \sin \delta_1 = F_{mt1} \cdot \tan \alpha \cdot \sin \delta_1 \quad (22.35)$$

und die *Radialkraft*

$$F_{r1} = F'_{r1} \cdot \cos \delta_1 = F_{mt1} \cdot \tan \alpha \cdot \cos \delta_1 \quad (22.36)$$

α Eingriffswinkel, meistens $\alpha = \alpha_n = 20^\circ$
 δ_1 Teilkegelwinkel des treibenden Rades

Setzt man die Radialkraft und die Axialkraft ins Verhältnis, so ist $F_{r1}/F_{a1} = \cos \delta_1 / \sin \delta_1 = 1 / \tan \delta_1 = i$ und damit wird bei $\Sigma = 90^\circ$ auch

$$F_{r1} = F_{a1} \cdot i \quad (22.37)$$

Unter Vernachlässigung des Wirkungsgrades der Verzahnungsstelle ist die *Umfangskraft des getriebenen Rades 2*

$$F_{\text{mt}2} = F_{\text{mt}1} \quad (22.38)$$

Aus **Bild 22-9** ist ersichtlich, dass bei dem Achsenwinkel $\Sigma = 90^\circ$ die *Axialkraft des einen Rades gleich (aber entgegengerichtet) der Radialkraft des anderen Rades* ist und umgekehrt:

$$F_{\text{a}2} = F_{\text{r}1} \quad \text{und} \quad F_{\text{r}2} = F_{\text{a}1} \quad (22.39)$$

Allgemein gilt für gerad- und schrägverzahnte Kegelräder mit einem beliebigen Achsenwinkel Σ und dem Schräglungswinkel β_m unter Berücksichtigung der Dreh- und der Flankenrichtung:

Axialkraft

für das treibende Rad (Ritzel)

$$F_{\text{a}1} = \frac{F_{\text{mt}}}{\cos \beta_m} \cdot (\sin \delta_1 \cdot \tan \alpha_n \pm \cos \delta_1 \cdot \sin \beta_m) \quad (22.40)$$

für das getriebene Rad

$$F_{\text{a}2} = \frac{F_{\text{mt}}}{\cos \beta_m} \cdot (\sin \delta_2 \cdot \tan \alpha_n \mp \cos \delta_2 \cdot \sin \beta_m)$$

Radialkraft

für das treibende Rad (Ritzel)

$$F_{\text{r}1} = \frac{F_{\text{mt}}}{\cos \beta_m} \cdot (\cos \delta_1 \cdot \tan \alpha_n \mp \sin \delta_1 \cdot \sin \beta_m) \quad (22.41)$$

für das getriebene Rad

$$F_{\text{r}2} = \frac{F_{\text{mt}}}{\cos \beta_m} \cdot (\cos \delta_2 \cdot \tan \alpha_n \pm \sin \delta_2 \cdot \sin \beta_m)$$

Hinweis: In den vorstehenden Gleichungen gilt für den Klammerausdruck das obere Zeichen + bzw. -, wenn Dreh- und Flankenrichtung gleich sind, und das untere Zeichen, wenn ungleich.

Diese Kräfte sind sinngemäß wie bei den Schrägstirnrädern maßgebend für die Ermittlung der Lagerkräfte und Biegemomente an Wellen mit Kegelrädern. Es ist jedoch zu beachten, dass diese Kräfte unter Zugrundelegung des Nenndrehmomentes ermittelt werden, so dass ggf. extreme Betriebsbedingungen durch den Anwendungsfaktor K_A nach **TB 3-5** zu berücksichtigen sind.

22.4.2 Nachweis der Zahnußtragfähigkeit

Die nachfolgenden Berechnungsgleichungen gelten für die in der Praxis am häufigsten vorkommenden Null- und V-Null-Getriebe.

Nach Festlegung der Hauptabmessungen und Werkstoffe für Ritzel und Rad muss nachgeprüft werden, ob die vorgesehenen Zahnräderwerkstoffe festigkeitsmäßig den Anforderungen genügen. Wie bei den Gerad- und Schrägstirnrädern ist auch bei den Kegelrädern die Spannung im Zahnuß für Ritzel und Rad getrennt nachzuweisen.

Für die Nachprüfung werden die Ersatz-Stirnräder mit $z_{vn1,2}$ (Zähnezahl im Normalschnitt) zugrunde gelegt.

In Anlehnung an die Gl. (21.83) errechnet sich die *im Zahnfuß auftretende maximale Spannung* näherungsweise aus

$$\sigma_F = \sigma_{F0} \cdot K_A \cdot K_v \cdot K_{Fa} \cdot K_{F\beta} \leq \sigma_{FP} \quad (22.42)$$

σ_{F0} durch das statische Nenndrehmoment hervorgerufene örtliche Zahnfußspannung der fehlerfreien Verzahnung nach Gl. (22.43)

K_A Anwendungsfaktor, Werte aus **TB 3-5**

K_v Dynamikfaktor zur Berücksichtigung der inneren dynamischen Kräfte

$$K_v = 1 + \left(\frac{K_1 \cdot K_2}{K_A \cdot (F_{mt}/b_e)} + K_3 \right) \cdot K_4 \text{ mit } F_{mt}/b_e \geq 100 \text{ N/mm}, (\text{ist } F_{mt}/b_e < 100 \text{ N/mm,})$$

so ist dieser Wert gleich 100 N/mm zu setzen,

$$K_4 = 0,01 \cdot z_1 \cdot v_{mt} \cdot \sqrt{u^2/(1+u^2)} \text{ und } K_{1\dots 3} \text{ nach } \mathbf{TB 22-2}$$

K_{Fa} Einflussfaktor zur Berücksichtigung der Kraftaufteilung auf mehrere Zähne bei der Zahnfußbeanspruchung, Werte aus **TB 21-19**

$K_{F\beta}$ Einflussfaktor zur Berücksichtigung der Kraftaufteilung über die Zahnbreite ($K_{F\beta}$) bei der Zahnfußbeanspruchung. Für Industriegetriebe kann gesetzt werden

$K_{F\beta} \approx 1,65$ bei beidseitiger Lagerung von Ritzel *und* Tellerrad

$K_{F\beta} \approx 1,88$ bei *einer* fliegenden und *einer* beidseitigen Lagerung

$K_{F\beta} \approx 2,25$ bei fliegender Lagerung von Ritzel *und* Tellerrad

$$\sigma_{F0} = \frac{F_{mt}}{b_{eF} \cdot m_{mn}} \cdot Y_{Fa} \cdot Y_{Sa} \cdot Y_\beta \cdot Y_\epsilon \cdot Y_K \quad \begin{array}{c|c|c|c} \sigma_{F0} & F_{mt} & b_{eF}, m_{mn} & Y \dots \\ \hline \text{N/mm}^2 & \text{N} & \text{mm} & 1 \end{array} \quad (22.43)$$

F_{mt} Nenn-Umfangskraft am Teilkegel

b_{eF} effektive Zahnreihe (Fuß, Index F) aus $b_{eF} \approx 0,85 \cdot b$ mit b nach Gl. (22.22); bei unterschiedlichen Breiten ist der kleinere Wert einzusetzen

m_{mn} Normal-Modul in Mitte Zahnbreite

Y_{Fa} Formfaktor zur Berücksichtigung der Zahnform auf die Biegenenngspannung; Werte aus **TB 21-20a** für die Zähnezahl des Ersatzstirnrades $z_{vn} = z / (\cos^3 \beta_m \cdot \cos \delta)$

Y_{Sa} Spannungskorrekturfaktor zur Berücksichtigung u. a. der spannungserhöhenden Wirkung der Kerbe durch die Fußrundung; Werte aus **TB 21-20b** für die Zähnezahl des Ersatzstirnrades z_{vn} (s. zu Y_{Fa})

Y_ϵ Überdeckungsfaktor aus $Y_\epsilon = 0,25 + 0,75/\epsilon_{van}$ mit $\epsilon_{van} \approx \epsilon_{va}/\cos^2 \beta_{vb}$ und $\beta_{vb} = \arcsin(\sin \beta_m \cdot \cos \alpha_n)$ bzw. aus **TB 22-3**; für $\epsilon_{van} \geq 2$ ist $\epsilon_{van} = 2$ zu setzen

Y_β Schrägenfaktor; Werte aus **TB 21-20c**

Y_K Kegelradfaktor, berücksichtigt den Einfluss der von Stirnrädern abweichenden Zahnform bei Kegelrädern; allgemein $Y_K = 1$

Nähere Erläuterungen zu den einzelnen Faktoren s. Abschnitt 21.5.4

Die zulässige *Zahnfußspannung* σ_{FP} hängt ab vom Werkstoff, von der Wärmebehandlung, dem Herstellverfahren, der Lebensdauer und der geforderten Sicherheit gegen Zahnbruch. σ_{FP} kann aufgrund von Erfahrungswerten festgelegt oder aber aus Lauf- und Pulsatorversuchen an Prüfzahnrädern ermittelt werden und ist jeweils getrennt für Ritzel und Rad zu bestimmen. Für die meisten Anwendungsfälle kann vereinfacht gesetzt werden

$$\sigma_{FP} = \frac{\sigma_{Flim}}{S_{Fmin}} \cdot Y_{St} \cdot Y_{\delta relT} \cdot Y_{R relT} \cdot Y_X = \frac{\sigma_{FG}}{S_{Fmin}} \quad (22.44)$$

σ_{Flim} Zahnfuß-Biegenenndauerfestigkeit der Prüfräder, Werte aus **TB 20-1** und **TB 20-2**

S_{Fmin} Mindestsicherheitsfaktor; für Dauergetriebe $\approx 1,5 \dots 2,5$; für Zeitgetriebe $\approx 1,2 \dots 1,5$

Y_{St} , $Y_{\delta relT}$, $Y_{R relT}$, Y_X s. zu Gl. (21.84). Hier sind die Werte der jeweiligen Ersatzverzahnung einzusetzen.

22.4.3 Nachweis der Grübchentragfähigkeit

Wie bei der Ermittlung der Zahnfußtragfähigkeit wird bei der Tragfähigkeitsberechnung der Zahnlängen als äquivalente Stirnradverzahnung die Ersatzverzahnung zugrunde gelegt. Für geradverzahnte Kegelräder genügt im Allgemeinen, die *Hertzche Pressung* im Wälzpunkt C

nachzuweisen. In Anlehnung an die Gln. (21.86) bis (21.89) wird

$$\sigma_H = \sigma_{H0} \cdot \sqrt{K_A \cdot K_v \cdot K_{Ha} \cdot K_{H\beta}} \leq \sigma_{HP} \quad (22.45)$$

- σ_{H0} durch das statische Nenndrehmoment hervorgerufener Nennwert der Flankenpressung nach Gl. (22.46)
 K_A, K_v s. zu Gl. (22.42)
 $K_{Ha}, K_{H\beta}$ Einflussfaktoren zur Berücksichtigung der Kraftaufteilung auf mehrere Zähne (K_{Ha}) bzw. über die Zahnbreite ($K_{H\beta}$) bei der Zahnflankenbeanspruchung. K_{Ha} nach **TB 21-19**, $K_{H\beta} \approx K_{F\beta}$ s. zu Gl. (22.42)

$$\sigma_{H0} = Z_H \cdot Z_E \cdot Z_\epsilon \cdot Z_\beta \cdot Z_K \cdot \sqrt{\frac{F_{mt}}{d_{v1} \cdot b_{eH}}} \cdot \frac{u_v + 1}{u_v} \quad (22.46)$$

σ_{H0}	F_{mt}	d_{v1}, b_{eH}	Z_E	$Z \dots, u_v$
N/mm ²	N	mm	$\sqrt{\text{N/mm}^2}$	1

- F_{m} Nenn-Umfangskraft am Teilkegel in Mitte Zahnbreite
 b_{eH} effektive Zahnbreite (Flanke, Index H); allgemein $b_{eH} \approx 0,85 \cdot b$, s. Hinweise zu Gl. (22.43)
 d_{v1} Teilkreisdurchmesser des Ritzels der Ersatz-Stirnradverzahnung aus $d_{v1} = d_{m1} / \cos \delta_1$
 u_v Zähnezahlverhältnis der Ersatzverzahnung; $u_v = z_{v2}/z_{v1} \geq 1$, für $\Sigma = \delta_1 + \delta_2 = 90^\circ$ wird $u_v = u^2$
 Z_H Zonenfaktor (der Ersatz-Stirnradverzahnung) nach **TB 21-22a**, für $\beta = \beta_m$ und $z = z_v$;
 Z_E Elastizitätsfaktor zur Berücksichtigung der werkstoffspezifischen Größen; Werte aus **TB 21-22b**
 Z_ϵ Überdeckungsfaktor (der Ersatz-Stirnradverzahnung), für $\epsilon_a = \epsilon_{va}$ und $\epsilon_\beta = \epsilon_{vb}$; Ermittlung s. zu Gl. (21.88)
 Z_β Schrägenfaktor; $Z_\beta \approx \sqrt{\cos \beta_m}$
 Z_K Kegelradfaktor; allgemein $Z_K \approx 1$, in günstigen Fällen (bei geeigneter und angepasster Höhenballigkeit) $Z_K \approx 0,85$

Die *zulässige Hertzche Pressung* σ_{HP} wird vom Werkstoff, der Wärmebehandlung und dem Herstellverfahren, der geforderten Lebensdauer und der Sicherheit bestimmt. σ_{HP} ist jeweils getrennt für Ritzel und Rad zu ermitteln. Vereinfacht kann für Dauergetriebe gesetzt werden:

$$\sigma_{HP} = \frac{\sigma_{H\lim}}{S_{H\min}} \cdot Z_L \cdot Z_v \cdot Z_R \cdot Z_X = \frac{\sigma_{HG}}{S_{H\min}} \quad (22.47)$$

- $\sigma_{H\lim}$ Dauerfestigkeitswert für Flankenpressung; Werte aus **TB 20-1** und **TB 20-2**
 Z_L Schmierstofffaktor; Werte aus **TB 21-23a**
 Z_v Geschwindigkeitsfaktor; Werte aus **TB 21-23b**
 Z_R Rauigkeitsfaktor; Werte aus **TB 21-23c**
 Z_X Größenfaktor; Werte aus **TB 21-23d**
 $S_{H\min}$ Mindestsicherheitsfaktor gegen Grübchenbildung; für Dauergetriebe $\approx 1,2 \dots 1,5$, für Zeitgetriebe $\approx 1 \dots 1,2$

22.5 Berechnungsbeispiele für Kegelradgetriebe

- Beispiel 22.1:** Für den Antrieb eines Schneckenförderers ist ein geradverzahntes Kegelradgetriebe als Anbaugetriebe vorgesehen (**Bild 22-10**). Der Antrieb erfolgt durch einen Getriebemotor mit einer Leistung $P_1 = 3 \text{ kW}$ bei der Drehzahl $n_1 \approx 250 \text{ min}^{-1}$ über eine elastische Kupplung. Die Schnecken-drehzahl beträgt $n_2 \approx 80 \text{ min}^{-1}$, der Achsenwinkel des Kegelradgetriebes ist $\Sigma = 90^\circ$. Der Schaftdurchmesser zur Aufnahme des Ritzels wurde mit 35 mm festgelegt. Die Hauptabmessungen des Getriebes sind für eine kompakte Bauweise zu ermitteln.

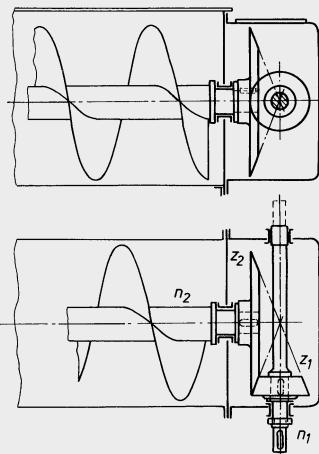


Bild 22-10
Kegelradgetriebe zum Antrieb eines Schneckenförderers

► **Lösung:** Das Übersetzungsverhältnis errechnet sich aus

$$i = u = n_1/n_2 = 250 \text{ min}^{-1}/80 \text{ min}^{-1} \approx 3,125.$$

Damit wird nach Gl. (22.4) der Teilkegelwinkel δ_1 mit dem Achsenwinkel $\Sigma = 90^\circ$

$$\delta_1 = \arctan(\sin \Sigma / (u + \cos \Sigma)) = 17,745^\circ \quad \text{und} \quad \delta_2 = \Sigma - \delta_1 = \dots = 72,255^\circ$$

(diese Winkel sind endgültig).

Als Ritzelzähnezahl wird nach **TB 22-1** $z_1 = 16$ gewählt; damit wird

$$z_2 = i \cdot z_1 = 3,125 \cdot 16 = 50.$$

Für ein aufzusetzendes Ritzel, das hier aufgrund der konstruktiven Gegebenheiten vorzusehen ist, wird der Modul überschlägig nach Gl. (22.32)

$$m'_m \geq (2,4 \dots 2,6) \cdot d_{sh}/z_1 = \dots = 5,25 \dots 5,7 \text{ mm}; \text{ vorläufig festgelegt: Modul } m_m \approx m_e = 6 \text{ mm.}$$

Mit $z \cdot m_m = d_m$ erfolgt aus Gl. (22.32) der mittlere Teilkreisdurchmesser aus

$$d_{m1} \approx (2,4 \dots 2,6) \cdot d_{sh} = (2,4 \dots 2,6) \cdot 35 \text{ mm} = 84 \dots 91 \text{ mm.}$$

Mit dem Breitenverhältnis $\psi_d \approx 0,5$ nach **TB 22-1** wird die Zahnbreite

$$b \approx \psi_d \cdot d_{m1} = 0,5 \cdot (84 \dots 91) \text{ mm} = 42 \dots 46 \text{ mm.}$$

Festgelegt wird $b = 45 \text{ mm}$. Hierbei ist zu beachten, dass die Bedingung $R_e \geq 3 \cdot b$ nach Gl. (22.8) erfüllt ist.

Der äußere Teilkreisdurchmesser wird aus Gl. (22.6)

$$d'_e \approx d_{m1} + b_1 \cdot \sin \delta_1 = (84 \dots 91) \text{ mm} + 45 \text{ mm} \cdot \sin 17,745^\circ = 98 \dots 105 \text{ mm}$$

und damit kann die äußere Teilkegellänge nach Gl. (22.8) ermittelt werden.

$$R'_e \approx d'_e / (2 \cdot \sin \delta) = (98 \dots 105) \text{ mm} / (2 \cdot \sin 17,45^\circ) = 160 \text{ mm} \dots 172 \text{ mm.}$$

Die Bedingung $R_e \geq 3 \cdot b = 3 \cdot 45 \text{ mm} = 135 \text{ mm}$ wird also in jedem Fall erfüllt.

Zur endgültigen Festlegung der Zahnradabmessungen wird der *äußere Modul* aus Gl. (22.6) ermittelt und nach DIN 780 (**TB 21-1**) festgelegt

$$m_e = d_{e1}/z_1 = (98 \dots 105) \text{ mm} / 16 = 6,1 \text{ mm} \dots 6,6 \text{ mm}; \text{ endgültig festgelegt } m_e = 6 \text{ mm.}$$

Damit ergeben sich die endgültigen Kegelradabmessungen:

äußerer Teilkreisdurchmesser aus Gl. (22.6)

$$d_{e1} = z_1 \cdot m_e = 16 \cdot 6 \text{ mm} = 96 \text{ mm}, \quad d_{e2} = z_2 \cdot m_e = 50 \cdot 6 \text{ mm} = 300 \text{ mm};$$

äußere Teilkegellänge Gl. (22.8)

$$R_e = d_{e1} / (2 \cdot \sin \delta_1) = 96 \text{ mm} / (2 \cdot \sin 17,745^\circ) = 157,49 \text{ mm};$$

Zahnkopf-, Zahnfuß- und Zahnhöhe nach Gl. (22.12)

$$h_{ae} = m_e = 6 \text{ mm}; \quad h_{fe} = 1,25 \cdot m_e = \dots = 7,5 \text{ mm}; \quad h_e = 2,25 \cdot m_e = \dots = 13,5 \text{ mm};$$

äußerer Kopfkreisdurchmesser nach Gl. (22.13)

$$\text{Ritzel: } d_{ae1} = m_e \cdot (z_1 + 2 \cdot \cos \delta_1) = 6 \text{ mm} \cdot (16 + 2 \cdot \cos 17,745^\circ) = 107,43 \text{ mm}$$

$$\text{Rad: } d_{ae2} = m_e \cdot (z_2 + 2 \cdot \cos \delta_2) = 6 \text{ mm} \cdot (50 + 2 \cdot \cos 72,255^\circ) = 303,66 \text{ mm}$$

mittlerer Teilkreisdurchmesser n: Gl. (22.7)

$$\text{Ritzel: } d_{m1} = d_{e1} - b \cdot \sin \delta_1 = 96 \text{ mm} - 45 \text{ mm} \cdot \sin 17,745^\circ = 82,29 \text{ mm}$$

$$\text{Rad: } d_{m2} = d_{e2} - b \cdot \sin \delta_2 = 300 \text{ mm} - 45 \text{ mm} \cdot \sin 72,255^\circ = 257,14 \text{ mm}$$

mittlerer Modul aus Gl. (22.7)

$$m_m = d_{m1}/z_1 = 82,29 \text{ mm}/16 = 5,143 \text{ mm}$$

Kopfwinkel nach Angaben zu Gl. (22.14)

$$\vartheta_a = \arctan(m_e/R_e) = \arctan(6 \text{ mm}/157,49 \text{ mm}) = 2,182^\circ$$

Fußwinkel nach Angaben zu Gl. (22.15)

$$\vartheta_f = \arctan(1,25 \cdot m_e/R_e) = \arctan(1,25 \cdot 6 \text{ mm}/157,49 \text{ mm}) = 2,726^\circ$$

Kopfkegelwinkel nach Gl. (22.14)

$$\text{Ritzel: } \delta_{a1} = \delta_1 + \vartheta_a = 17,745^\circ + 2,182^\circ = 19,927^\circ$$

$$\text{Rad: } \delta_{a2} = \delta_2 + \vartheta_a = 72,255^\circ + 2,182^\circ = 74,437^\circ$$

Fußkegelwinkel nach Gl. (22.15)

$$\text{Ritzel: } \delta_{fl} = \delta_1 - \vartheta_f = 17,745^\circ - 2,726^\circ = 15,019^\circ$$

$$\text{Rad: } \delta_{fl} = \delta_2 - \vartheta_f = 72,255^\circ - 2,726^\circ = 69,529^\circ.$$

■ **Beispiel 22.2:** Für das Ritzel des im Beispiel 22.1 dargestellten Kegelradgetriebes ist mit den dort ermittelten und festgelegten Größen der Tragfähigkeitsnachweis zu führen. Für Ritzel und Rad wurde als Werkstoff 34CrMo4 (umlaufgehärtet) mit $\sigma_{F\lim} \approx 200 \text{ N/mm}^2$ und $\sigma_{H\lim} \approx 1000 \text{ N/mm}^2$ sowie die Verzahnungsqualität 9 vorgesehen. Aufgrund der vorliegenden Betriebsbedingungen ist mit einem Anwendungsfaktor $K_A \approx 1,25$ zu rechnen.

► **Lösung:** Für die Tragfähigkeitsberechnung sind die jeweiligen Ersatz-Stirnräder zugrunde zu legen mit den Zähnezahlen nach Gl. (22.16)

$$\text{Ritzel: } z_{v1} = z_1/\cos \delta_1 = 16/\cos 17,745^\circ = 16,8$$

$$\text{Rad: } z_{v2} = z_2/\cos \delta_2 = 50/\cos 72,255^\circ = 164.$$

Mit $T_1 = 9550 \cdot P/n_1 = 9550 \cdot 3/250 = 114,6 \text{ Nm}$ und mit $d_{m1} = 0,08229 \text{ m}$ wird die Nennumfangskraft an mittleren Teilkreisdurchmesser nach Gl. (22.34)

$$F_{mt1} = T_1/(d_{m1}/2) = 2 \cdot 114,6 \text{ Nm}/0,08229 \text{ m} = 2785,44 \text{ N} \approx 2786 \text{ N}.$$

Zahnfußtragfähigkeit: Zur Berücksichtigung der dynamischen Zusatzkräfte wird mit $K_1 = 58,43$, $K_2 = 1,065$, $K_3 = 0,019$ nach **TB 22-2** und $K_4 \approx 0,16$

$$K_v = 1 + (K_1 \cdot K_2)/(K_A \cdot F_{mt}/b) + K_3 \cdot K_4 = \dots \approx 1,08.$$

Die örtliche Biegespannung nach Gl. (22.43) mit den Einflussgrößen $F_{mt} = 2786 \text{ N}$, $b_{eF} \approx 0,85 \cdot b = \dots = 38,5 \text{ mm}$, $m_m = 5,143 \text{ mm}$, $Y_{Fa} \approx 3,1$ (**TB 21-20a**), $Y_{Sa} \approx 1,56$ (**TB 21-20b**), $Y_\epsilon \approx 0,71$ (**TB 22-3**) für $\epsilon_{va} \approx 1,63$ (**TB 21-2**), $Y_\beta \approx 1$ (**TB 21-20c**), $Y_K = 1 \text{ s}$. zu Gl. (22.43)

$$\sigma_{F0} = (F_{mt}/(b_{eF} \cdot m_m)) \cdot Y_{Fa} \cdot Y_{Sa} \cdot Y_\beta \cdot Y_\epsilon \cdot Y_K = \dots \approx 48 \text{ N/mm}^2.$$

Damit wird die Biegespannung am Zahnfuß nach Gl. (22.42) mit dem Faktor $K_{Fa} \approx 1,2$ (**TB 21-19a**), $K_{F\beta} \approx 1,88 \text{ s}$. zu Gl. (22.42), $K_A = 1,25$, $K_v \approx 1,08$

$$\sigma_F = \sigma_{F0} \cdot K_A \cdot K_v \cdot K_{Fa} \cdot K_{F\beta} = \dots \approx 148 \text{ N/mm}^2.$$

Die Grenzspannung wird nach Gl. (22.47) mit $\sigma_{F\lim} = 200 \text{ N/mm}^2$, $Y_{ST} = 2 \text{ s}$. zu Gl. (22.44), $Y_{\delta relT} \approx 0,96$ (**TB 21-21b**), $Y_{RrelT} \approx 0,95$ für $R_z = 10 \mu\text{m}$ (**TB 21-21c**), $Y_X \approx 0,98$ (**TB 21-21d**)

$$\sigma_{FG} = \sigma_{F\lim} \cdot Y_{ST} \cdot Y_{\delta relT} \cdot Y_{RrelT} \cdot Y_X = \dots \approx 358 \text{ N/mm}^2.$$

Somit beträgt die Sicherheit gegen Zahnbruch

$$S_{F\text{vorh}} = \sigma_{FG}/\sigma_F = \dots \approx 2,5$$

und ist damit ausreichend.

Grübchentragfähigkeit: Mit den Einflussfaktoren $Z_H = 2,5$ (**TB 21-22a**), $Z_E = 189,8 \sqrt{\text{N/mm}^2}$ (**TB 21-22b**), $Z_\epsilon \approx 0,89$ (**TB 21-22c**), $Z_\beta = 1$ ($\beta_m = 0^\circ$) und $Z_K = 1$ siehe zu Gl. (22.46) sowie $F_{\text{mt}} = 2786 \text{ N}$, $d_{v1} = z_{v1} \cdot m_m = 16,8 \cdot 5,143 \text{ mm} \approx 86,4 \text{ mm}$, $b_{eH} \approx b_{eF} \approx 0,85 \cdot b = 0,85 \cdot 45 \text{ mm} \approx 38,5 \text{ mm}$, $u_v = z_{v2}/z_{v1} = 164/16,8 \approx 9,76$ wird der Nennwert der Flankenpressung nach Gl. (22.46)

$$\sigma_{H0} = Z_H \cdot Z_E \cdot Z_\epsilon \cdot Z_K \cdot \sqrt{F_{\text{mt}}/(d_{v1} \cdot b_{eH}) \cdot (u_v + 1)/u_v} = \dots \approx 406 \text{ N/mm}^2.$$

Die maximale Pressung im Wälzpunkt wird nach Gl. (22.45) unter Berücksichtigung der Kraftfaktoren $K_A \approx 1,25$, $K_V \approx 1,08$, $K_{Ha} \approx 1,2$ (**TB 21-19**), $K_{H\beta} \approx K_{F\beta} \approx 1,88$ s. o.

$$\sigma_H = \sigma_{H0} \cdot \sqrt{K_A \cdot K_V \cdot K_{Ha} \cdot K_{H\beta}} = \dots \approx 708 \text{ N/mm}^2.$$

Der Grenzwert der Flankenpressung nach Gl. (22.47) wird mit $\sigma_{H\text{lim}} = 1000 \text{ N/mm}^2$ und den Einflussfaktoren $Z_L = 1$ (**TB 21-23a**), $Z_v \approx 0,95$ (**TB 21-23b**) für $v_t \approx 1,08 \text{ m/s}$, $Z_R \approx 0,9$ (**TB 21-23c**), $Z_X \approx 1$ (**TB 21-23d**)

$$\sigma_{HG} = \sigma_{H\text{lim}} \cdot Z_L \cdot Z_v \cdot Z_R \cdot Z_X = \dots \approx 855 \text{ N/mm}^2$$

so dass die Sicherheit gegen Grübchenbildung

$$S_{H\text{vorh}} = \sigma_{HG}/\sigma_H = 855 \text{ N/mm}^2/708 \text{ N/mm}^2 \approx 1,2$$

Ergebnis: Der vorgewählte Ritzelwerkstoff garantiert eine ausreichende Sicherheit hinsichtlich der Zahnuß- als auch der Grübchensicherheit.

■ **Beispiel 22.3:** Zur Ermittlung des Durchmessers der Eingangswelle sowie zur Bestimmung der geeigneten Wälzlagern zur Lagerung der Eingangswelle des Winkelgetriebes mit $i = 3,8$ und $\Sigma = 90^\circ$ sind die Lagerkräfte zu ermitteln, die Biegemomente zu errechnen und schematisch darzustellen. Die vom Getriebe zu übertragende Antriebsleistung beträgt $P_1 = 16 \text{ kW}$ bei $n_1 = 960 \text{ min}^{-1}$. Das Moment wird über eine drehelastische Kupplung eingeleitet; ungünstige Betriebsbedingungen sind nicht zu erwarten.

Aus einer vorangegangenen Berechnung ergaben sich aus dem Entwurf nach **Bild 22-11** für das Ritzel folgende Verzahnungsdaten: Zähnezahl $z_1 = 15$, Geradverzahnung mit dem Eingriffswinkel $\alpha = 20^\circ$, Breite $b = 50 \text{ mm}$, mittlerer Teilkreisdurchmesser $d_{m1} = 102,72 \text{ mm}$, Teilkegelwinkel $\delta_1 = 14,74^\circ$.

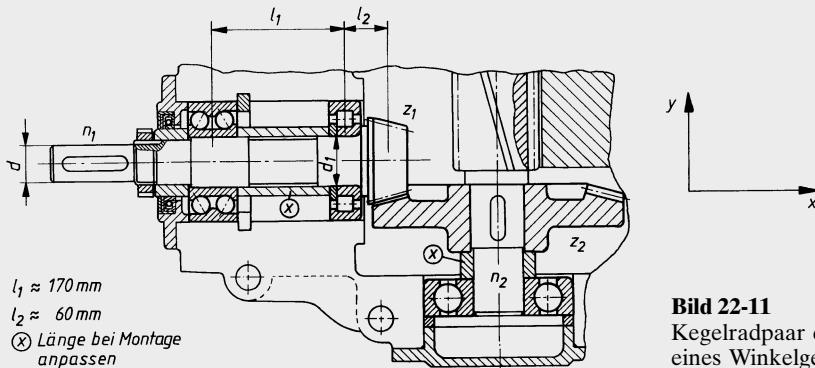


Bild 22-11
Kegelradpaar der Eingangsstufe
eines Winkelgetriebes

Zu ermitteln bzw. darzustellen sind:

- die an dem Ritzel auftretenden Kräfte,
- die in den Lagern der Antriebswelle wirkenden Kräfte,
- das maximale Biegemoment und der Biegemomentenverlauf für die Antriebswelle.

► **Lösung a):** Da keine erschwerten Antriebsbedingungen zu erwarten sind, wird für die Ermittlung der Lagerkräfte mit dem Anwendungsfaktor $K_A = 1$ gerechnet, so dass die am mittleren Teilkreis wirkende Umfangskraft sich aus Gl. (22.34) ergibt

$$F_{\text{mt1}} = T_{1\text{nenn}}/(d_{m1}/2).$$

Mit dem Nenndrehmoment $T_{1\text{nenn}} = 9550 \cdot P_1/n_1 = 9550 \cdot 16/960 = 159,2 \text{ Nm}$ und $d_{m1} = 102,72 \text{ mm}$ wird

$$F_{mt1} = 159,2 \cdot 10^3 \text{ Nmm} / \left(\frac{102,72}{2} \text{ mm} \right) = 3100 \text{ N}.$$

Mit dem Eingriffswinkel $\alpha = 20^\circ$ und dem Teilkegelwinkel $\delta_1 = 14,74^\circ$ wird nach Gl. (22.35) die Axialkraft

$$F_{a1} = F_{mt1} \cdot \tan \alpha \cdot \sin \delta_1 = 3100 \text{ N} \cdot \tan 20^\circ \cdot \sin 14,74^\circ = 290 \text{ N}$$

und nach Gl. (22.36) die Radialkraft

$$F_{r1} = F_{mt1} \cdot \tan \alpha \cdot \cos \delta_1 = 3100 \text{ N} \cdot \tan 20^\circ \cdot \cos 14,74^\circ = 1091 \text{ N} \approx 1100 \text{ N}.$$

Ergebnis: Für das Ritzel ergeben sich die Zahnkräfte: Umfangskraft $F_{mt1} = 3100 \text{ N}$; Axialkraft $F_{a1} = 290 \text{ N}$, Radialkraft $F_{r1} = 1100 \text{ N}$.

- **Lösung b):** Zur Ermittlung der von den Lagern A und B aufzunehmenden Kräfte (hervorgerufen durch die drei Zahnkräfte) wird das räumlich wirkende Kräftesystem (s. **Bild 22-12a**) in zwei Teilsysteme zerlegt (**Bild 22-12b** und **c**). Für die x, y -Ebene ergibt sich mit der Versatzkraft $F'_{mt1} = F_{mt1}$ (s. **Bild 22-12e**) nach **Bild 22-12b** für das Lager B aus $\sum M_{(A)} = 0 = F_{mt1} \cdot l + F_{Bx} \cdot l_1$ und daraus

$$F_{Bx} = F_{mt1} \cdot l/l_1 = 3100 \text{ N} \cdot 230 \text{ mm}/170 \text{ mm} = 4194 \text{ N} \approx 4200 \text{ N}$$

und die Lagerkraft F_{Ax} aus $\sum F_y = 0 = -F_{Ax} + F_{Bx} - F_{mt1}$:

$$F_{Ax} = F_{Bx} - F_{mt1} = 4194 \text{ N} - 3100 \text{ N} = 1094 \text{ N} \approx 1100 \text{ N}.$$

Für die x, y -Ebene wird nach **Bild 22-12c** mit $r_{m1} = d_{m1}/2 = 102,72 \text{ mm}/2 = 51,36 \text{ mm}$ aus der Beziehung $\sum M_{(A)} = 0 = -F_{a1} \cdot r_{m1} + F_{r1} \cdot l - F_{By} \cdot l_1$ die Lagerkraft

$$F_{By} = (F_{r1} \cdot l - F_{a1} \cdot r_{m1})/l_1 = (1100 \cdot 230 - 290 \cdot 51,36) \text{ Nmm}/170 \text{ mm} = 1400 \text{ N}$$

und analog die Lagerkraft F_{Ay} aus $\sum M_{(B)} = 0$

$$F_{Ay} = (F_{r1} \cdot l_2 - F_{a1} \cdot r_{m1})/l = (1100 \cdot 60 - 290 \cdot 51,36) \text{ Nmm}/170 = 300 \text{ N}.$$

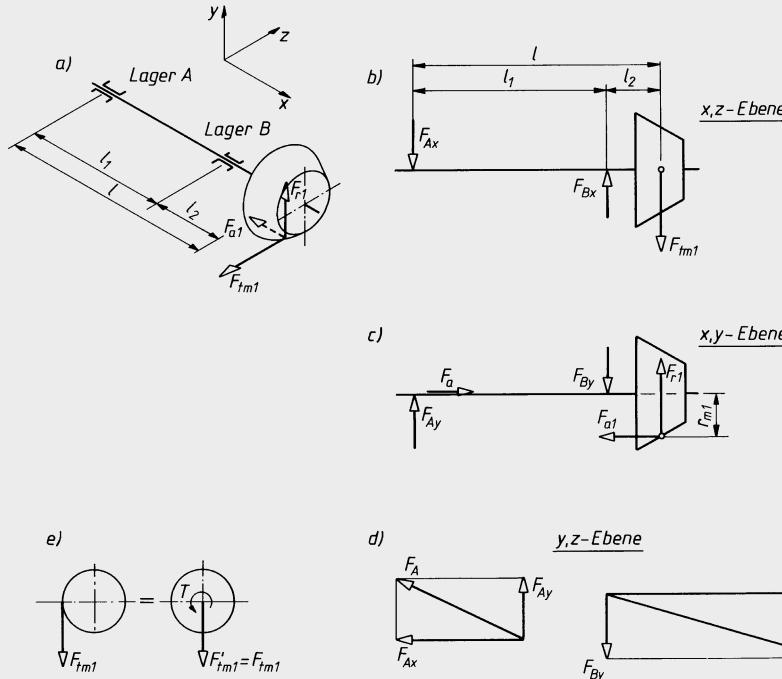


Bild 22-12 Skizzen zur Ermittlung der Lagerkräfte. a) räumliche Darstellung der am Kegelrad wirkenden Kräfte, b) Teil-Lagerkräfte in der x, z -Ebene, c) Teil-Lagerkräfte in der x, y -Ebene, d) geometrische Addition der Teilkräfte, e) schematische Darstellung der „Versatzkräfte“

Die resultierende radiale Lagerbelastung aus

$$F_A = \sqrt{F_{Ax}^2 + F_{Ay}^2} = \sqrt{(1100 \text{ N})^2 + (300 \text{ N})^2} = 1140 \text{ N}$$

$$F_B = \sqrt{F_{Bx}^2 + F_{By}^2} = \sqrt{(4200 \text{ N})^2 + (1400 \text{ N})^2} = 4427 \text{ N}.$$

Die Axialkraft wird vom Lager A aufgenommen, da dieses Lager als Festlager vorgesehen ist.

Ergebnis: Für das Lager A (Festlager) beträgt die Radialbelastung $F_{Ar} = F_A = 1140 \text{ N}$ und die Axialbelastung $F_{Aa} = F_a = 290 \text{ N}$; für das Lager B (Loslager) die Radialbelastung $F_{Br} = F_B = 4427 \text{ N}$.

► **Lösung c):** Zur Ermittlung des maximalen Biegemomentes und zur Darstellung des M-Verlaufs wird zweckmäßig wie unter b) das System in zwei Teilsysteme (x,z -Ebene und x,y -Ebene) zerlegt (s. **Bild 22-13**).

Der Biegemomentenverlauf in der x,z -Ebene ist in **Bild 22-13a** dargestellt. Das maximale Biegemoment M_x an der Stelle B errechnet sich aus

$$M_{x\max} = F_{mt1} \cdot l_2 = 3100 \text{ N} \cdot 60 \text{ mm} = 186 \cdot 10^3 \text{ Nmm}$$

bzw. mit dem in der Lösung b) errechneten Wert der Teil-Lagerkraft F_{Ax}

$$M_{x\max} = F_{Ax} \cdot l_1 = 1094 \text{ N} \cdot 170 \text{ mm} = 186 \cdot 10^3 \text{ Nmm}.$$

in der x,y -Ebene (**Bild 22-13b**) ist es sinnvoll, die aus den Zahnkräften resultierenden Reaktionskräfte in den Lagern A und B sowie den jeweiligen M-Verlauf wiederum einzeln zu betrachten (**Bild 22-13b** und **c**). Die algebraische Addition der Teilsysteme ergibt dann den Biegemomentenverlauf in der x,y -Ebene (**Bild 22-13d**). Im Einzelnen wird:

das durch die Radialkraft hervorgerufene Biegemoment am Lager B aus

$$M_{y1\max} = F_{rl1} \cdot l_2 = 1100 \text{ N} \cdot 60 \text{ mm} = 66 \cdot 10^3 \text{ Nmm},$$

das durch die Axialkraft bewirkte Biegemoment am Lager B aus

$$M_{y2\max} = F_{a1} \cdot r_{m1} = 290 \text{ N} \cdot 51,36 \text{ mm} = 14,9 \cdot 10^3 \text{ Nmm}.$$

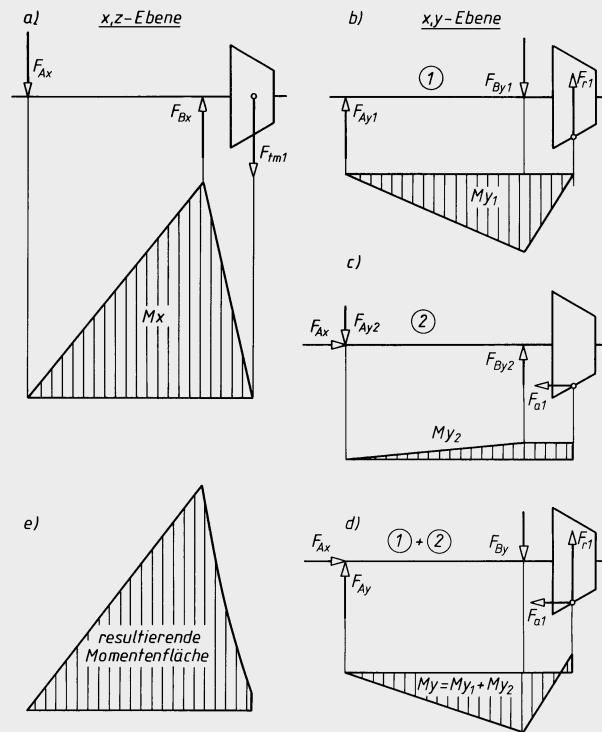


Bild 22-13

Schematische Darstellung der M-Flächen

- a) M_x -Fläche in der x,y -Ebene
- b) und c) Teil-Flächen in der x,y -Ebene
- d) resultierende M_y -Fläche in der x,y -Ebene
- e) resultierende M-Fläche aus beiden Teilebenen

Dieses Moment wirkt in unveränderter Größe im Bereich zwischen dem Lager B und Radmitte (theoretisch), s. **Bild 22-13c**. Das größte Biegemoment in der x,y -Ebene im Lager B ergibt sich durch Addition

$$M_{y\max} = M_{y1\max} - M_{y2\max} = 66 \cdot 10^3 \text{ Nmm} - 14,9 \cdot 10^3 \text{ Nmm} = 51,4 \cdot 10^3 \text{ Nmm}.$$

Offensichtlich wird auch im Lager B das maximale resultierende Biegemoment zu erwarten sein, das sich durch die geometrische Addition der Einzelmomente ergibt (s. **Bild 22-13e**)

$$\begin{aligned} M_{\max} &= \sqrt{M_{x\max}^2 + M_{y\max}^2} = \sqrt{(196 \cdot 10^3 \text{ Nmm})^2 + (51,4 \cdot 10^3 \text{ Nmm})^2} \\ &\approx 193 \cdot 10^3 \text{ Nmm} = 193 \text{ Nm}. \end{aligned}$$

Das maximale Moment kann für die Lagerstelle B auch ermittelt werden aus

$$M_{\max} = F_{Ar} \cdot l_1 = 1140 \text{ N} \cdot 170 \text{ mm} \approx 193 \cdot 10^3 \text{ Nmm} = 193 \text{ Nm}.$$

23 Schraubrad- und Schneckengetriebe

23.1 Schraubradgetriebe

23.1.1 Funktion und Wirkung

Schrägstirnräder mit verschiedenen Schräglungswinkeln ($\beta_1 \neq \beta_2$) aber mit gleicher Teilung und gleichem Eingriffswinkel im Normalschnitt ergeben gepaart ein Schraubradgetriebe, sie werden zu Schraubräder (s. Kapitel 20, Bild 20-6a). Die Radachsen kreuzen sich unter dem Winkel Σ (meist $\Sigma = 90^\circ$). Dadurch findet neben dem Wälzgleiten noch ein Schraubgleiten der Zähne statt, d. h. die Zähne schieben sich wie bei einem Schraubengewinde aneinander vorbei. Bei $\Sigma < 45^\circ$ sollte ein Rad rechts- das andere linkssteigend, bei $\Sigma > 45^\circ$ müssen beide Räder gleichsinnig steigend verzahnt sein. Durch das Kreuzen der Räder berühren sich die Zahnlängen nur noch punktförmig wie die Zylinderflächen gekreuzter Reibräder.

Vorteile gegenüber anderen Getrieben: Schraubräder können axial verschoben werden, ohne den Eingriff zu gefährden. Im Gegensatz zu Kegelrad- und Schneckengetrieben ist also eine genaue Zustellung der Räder nicht erforderlich (einfacher Einbau!).

Nachteile: Schraubräder haben eine geringere Tragfähigkeit, einen höheren Verschleiß und einen wesentlich kleineren Wirkungsgrad als Stirnrad-, Kegelrad- oder Schneckengetriebe.

Schraubradgetriebe werden selten und häufig nur bei kleineren Leistungen und Übersetzungen $i = 1$ bis höchstens 5 verwendet, z. B. in Nebenantrieben.

23.1.2 Geometrische Beziehungen

1. Übersetzungen

Da die Zähne der Räder eines Schraubradgetriebes meist unterschiedliche Schräglungswinkel haben, kann die Übersetzung zunächst nicht direkt durch die Teilkreisdurchmesser sondern nur durch die Drehzahlen und Zähnezahlen ausgedrückt werden: $i = n_1/n_2 = z_2/z_1$. Der Normalmodul beider Räder muss gleich sein. Nach Gl. (21.38) sind die Teilkreisdurchmesser $d_1 = z_1 \cdot m_n / \cos \beta_1$, $d_2 = z_2 \cdot m_n / \cos \beta_2$. Hieraus ergibt sich nach Umformen die *Übersetzung*

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{d_2 \cdot \cos \beta_2}{d_1 \cdot \cos \beta_1} \quad (23.1)$$

- n_1, n_2 Drehzahl der Räder
- z_1, z_2 Zähnezahl der Räder
- d_1, d_2 Teilkreisdurchmesser der Räder
- β_1, β_2 Schräglungswinkel der Zähne
- Index 1 für treibendes, Index 2 für getriebenes Rad

2. Schräglungswinkel¹⁾

Die Summe der Schräglungswinkel im Schraubpunkt S (s. Kapitel 20, Bild 20-3) ergibt den *Achsenwinkel* Σ (Bild 23-1)

¹⁾ Für Null- bzw. V-Null-Verzahnung wird $\beta_{sl,2} = \beta_{1,2}$ und $d_{sl,2} = d_{1,2}$.

$$\Sigma = \beta_{s1} + \beta_{s2} \quad (23.2)$$

Der Schrägungswinkel β_{s1} des treibenden Rades soll größer sein als der des getriebenen Rades β_{s2} , um einen möglichst hohen Wirkungsgrad zu erreichen (s. unter 20.4). Bei $\Sigma = 90^\circ$ ergibt sich mit $\beta_{s1} \approx 48 \dots 51^\circ$ und $\beta_{s2} \approx 42 \dots 39^\circ$ der beste Wirkungsgrad.

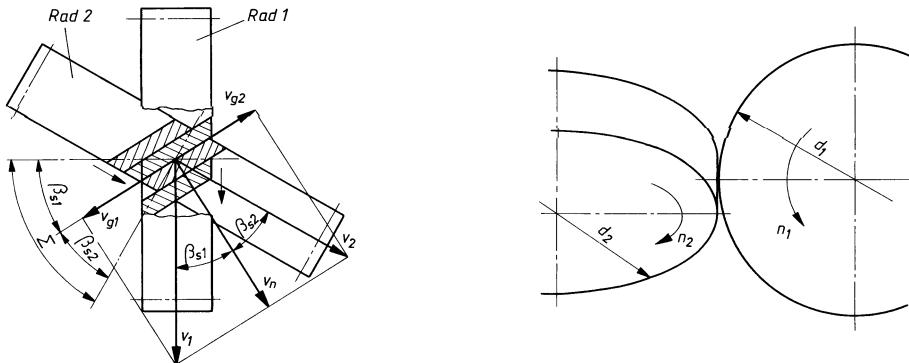


Bild 23-1 Geschwindigkeitsverhältnisse am Schraubradgetriebe

3. Geschwindigkeitsverhältnisse

Die Geschwindigkeit v_n der Zähne in Richtung des Normalschnittes, d. h. senkrecht zur Flankenrichtung, muss für beide Räder gleich sein, da die Zähne nicht ineinander eindringen können (**Bild 23-1**). $v_n = v_1 \cdot \cos \beta_{s1}$ und $v_n = v_2 \cdot \cos \beta_{s2}$. v_n sind die gemeinsamen Komponenten der Umfangsgeschwindigkeit der Räder am Teilkreis, die sich ergeben aus: $v_1 = d_1 \cdot \pi \cdot n_1$, $v_2 = d_2 \cdot \pi \cdot n_2$. Die Komponenten der Umfangsgeschwindigkeiten in Richtung der Zahnflanken sind die Einzelgleitgeschwindigkeiten $v_{g1} = v_1 \cdot \sin \beta_{s1}$ und $v_{g2} = v_2 \cdot \sin \beta_{s2}$. Aus der Summe der Einzel-Gleitgeschwindigkeiten ergibt sich die *Gleitgeschwindigkeit der Flanken zu einander*

$$v_g = v_{g1} + v_{g2} = v_1 \cdot \sin \beta_{s1} + v_2 \cdot \sin \beta_{s2} \quad (23.3)$$

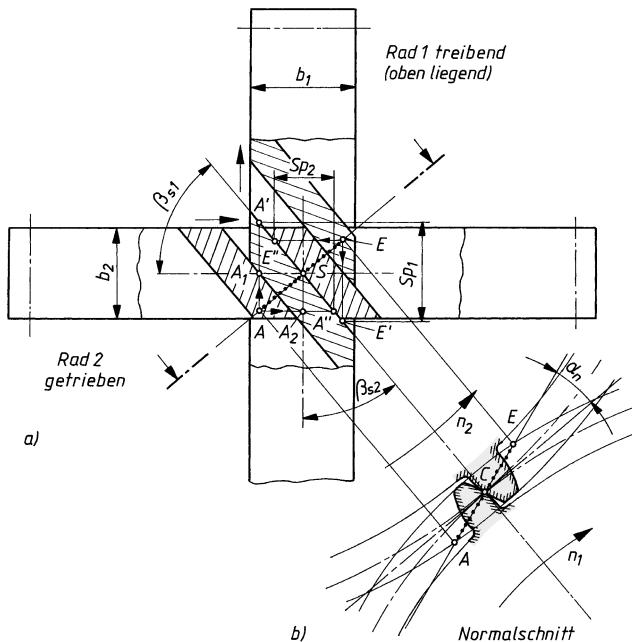
4. Radabmessungen, Achsabstand

Die Abmessungen der Schraubenräder werden wie die der Schrägstirnräder nach den Gln. (21.38 ... 21.41) bestimmt. Dabei sind die verschiedenen Schrägungswinkel zu beachten. Der *Achsabstand* errechnet sich aus

$$a = \frac{d_{s1} + d_{s2}}{2} = \frac{m_n}{2} \cdot \left(\frac{z_1}{\cos \beta_{s1}} + \frac{z_2}{\cos \beta_{s2}} \right) \quad (23.4)$$

23.1.3 Eingriffsverhältnisse

Der Normalschnitt (**Bild 23-2b**) zeigt das normale Verzahnungsbild mit der Normalteilung p_n und dem Normaleingriffswinkel $\alpha_n = 20^\circ$. Der Eingriff erfolgt längs der Eingriffslinie zwischen A und E. Die Punkte A und E ergeben, in das **Bild 23-2a** projiziert, die Eingriffsstrecke in der Normalschnittebene. Um die wirklich am Eingriff beteiligten Flankenlängen zu erhalten, werden die Punkte A und E entsprechend den Drehebenen beider Räder auf deren Flanken projiziert. Es ergeben sich auf der Flanke des Rades 1 die Punkte A' und E' und auf der Flanke des Rades 2 die Punkte A'' und E''. Bei Beginn des Eingriffs fällt A' des Rades 1 mit A'' des Rades 2

**Bild 23-2**

Eingriffsverhältnisse beim Schraubradgetriebe

- Draufsicht der Verzahnungsstelle mit dem Schraubpunkt S
- Normalschnitt; das Bild zeigt einen Schnitt in der Wälzebene mit dem Wälzpunkt C , die Zähne denke man sich in die Ebene gestreckt

in A zusammen. Ebenso fallen bei Eingriffsende die Punkte E' und E'' in E zusammen. Da außerhalb der Strecke \overline{AE} kein Eingriff stattfindet, ist damit auch die Mindestbreite der Räder gegeben. Sie muss mindestens gleich der doppelten Länge von Strecke $\overline{CA_1}$ für Rad 1 und $\overline{CA_2}$ für Rad 2 sein, da diese Strecken im Allgemeinen größer sind (wie auch hier) als die entsprechenden Strecken vom Punkt E aus ($\overline{CA} > \overline{CE}$). Eine größere Breite der Räder wäre also zwecklos. Der Überdeckungsgrad ε setzt sich ähnlich wie bei Schrägzahn-Stirnradgetrieben aus der Profil- und der Sprungüberdeckung zusammen und ist im Allgemeinen ausreichend groß.

23.1.4 Kraftverhältnisse (Null-Verzahnung)

Bei der Untersuchung der Kraftverhältnisse ist die durch das Schraubgleiten entstehende Reibkraft in Richtung der Zahnflanken zu berücksichtigen. **Bild 23-3** zeigt die an den Rädern wirkenden Kräfte. Die Verhältnisse sollen zunächst nur für das *treibende Rad 1* untersucht werden: Die senkrecht zur Zahnflanke wirkende Zahnkraft (Normalkraft) F_{bn1} wird in die Normalkomponente F'_{bn1} senkrecht zur Zahnflankenrichtung und in die Radialkomponente (Radialkraft) F_{rl} zerlegt (**Bild 23-3b**). In der Draufsicht der Verzahnungsstelle (**Bild 23-3a**, Rad 1 liegt über Rad 2) erscheint die Radialkraft als Punkt, sie steht senkrecht zur Zeichenebene. Die Normalkomponente F'_{bn1} wird unter Berücksichtigung der in Zahnflankenrichtung entgegen der Bewegung des Zahnes wirkenden Reibkraft F_{R1} in die Umfangskraft F_{t1} und die Axialkraft F_{a1} zerlegt. Im Kräfteplan (**Bild 23-3c**) werden F'_{bn1} und F_{R1} durch die Ersatzkraft F_{el} ersetzt, die mit F'_{bn1} den Keilreibungswinkel ϱ' einschließt. Genau genommen müsste an Stelle von F'_{bn1} die Normalkraft F_{bn1} gesetzt werden, was aber durch ϱ' an Stelle von ϱ (Reibungswinkel) ausgeglichen wird (vgl. Kapitel 8, Kraftverhältnisse an der Schraube). Rechnerisch geht man von der *Nenn-Umfangskraft* aus:

$$F_{t1} = \frac{T_1}{(d_1/2)} \quad (23.5)$$

T_1 vom treibenden Rad 1 zu übertragendes Nenndrehmoment
 d_1 Teilkreisdurchmesser des Rades 1; s. Gl. (21.38)

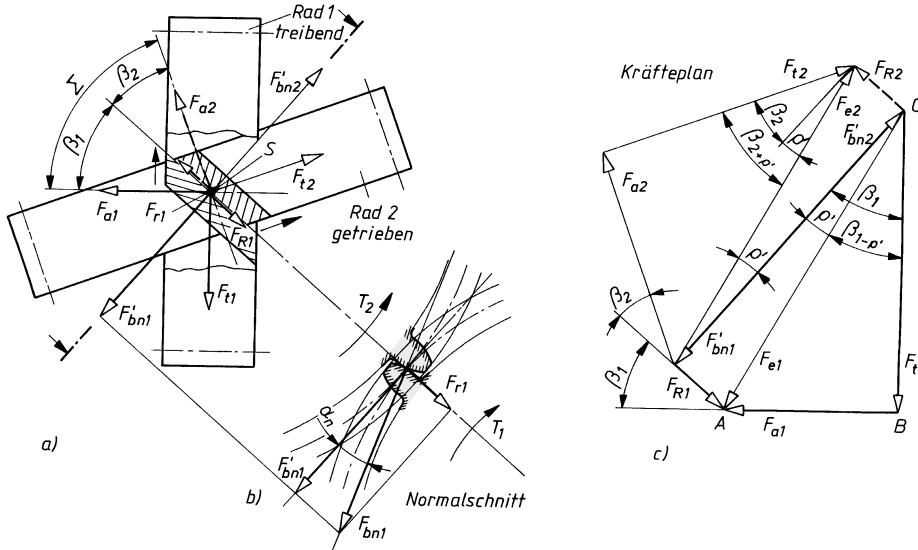


Bild 23-3 Kraftverhältnisse am Schraubradgetriebe (Null-Verzahnung, $\beta_s = \beta$)

Aus dem Krafteck *ABC* (**Bild 23-3**) folgt die *Axialkraft*

$$F_{a1} = F_{t1} \cdot \tan(\beta_1 - \varrho') \quad (23.6)$$

β_1 Schrägungswinkel der Zähne des Rades 1

ϱ' Keilreibungswinkel; für $\mu \approx 0,05 \dots 0,1$ und für $\alpha_n = 20^\circ$ ist $\varrho' \approx 3 \dots 6^\circ$

Die Radialkraft wird mit F'_{bn1} aus **Bild 23-3b** berechnet, wobei F'_{bn1} über F_{e1} durch F_{t1} aus dem Kräfteplan **Bild 23-3c** ausgedrückt wird. Die *Radialkraft* wird damit

$$F_{r1} = F_{t1} \cdot \frac{\tan \alpha_n \cdot \cos \varrho'}{\cos(\beta_1 - \varrho')} \quad (23.7)$$

Auf die Herleitung der entsprechenden Kräfte am getriebenen Rad 2 soll im Einzelnen verzichtet werden. Aus dem dargestellten Kräfteplan (**Bild 23-3c**) ergeben sich die *Nenn-Umfangskraft*

$$F_{t2} = F_{t1} \cdot \frac{\cos(\beta_2 + \varrho')}{\cos(\beta_1 - \varrho')} \quad (23.8)$$

und die *Axialkraft*

$$F_{a2} = F_{t2} \cdot \tan(\beta_2 + \varrho') \quad (23.9)$$

Die *Radialkraft für Rad 2* wird unter Vernachlässigung der geringen Abwälzgleitreibung zu

$$F_{r2} \approx F_{r1} \quad (23.10)$$

Hinweis: Die ermittelten Kräfte resultieren aus dem rechnerischen *Nenn-Drehmoment* T_1 . Die Berücksichtigung der realen Betriebsbedingungen hat ggf. durch den Anwendungsfaktor K_A nach **TB 3-5** zu erfolgen.

23.1.5 Berechnung der Getriebeabmessungen (Null-Verzahnung)

Für die Berechnung sind zweckmäßig zwei Fälle zu unterscheiden:

Fall 1: Der Achsenwinkel Σ , die Übersetzung i und die zu übertragende Leistung P_1 sind gegeben: Man wählt zunächst die Zähnezahl z_1 des treibenden Rades in Abhängigkeit von i nach **TB 23-1**. Die Zähnezahl z_2 des getriebenen Rades wird damit $z_2 = i \cdot z_1$. Den Schrägungswinkel der Zähne des treibenden Rades bestimmt man aus $\beta_1 = (\Sigma + \varrho')/2$; mit $\varrho' \approx 5^\circ$ (s. zu Gl. (23.6)). Der Schrägungswinkel der Zähne für das getriebene Rad wird dann $\beta_2 = \Sigma - \beta_1$. In Abhängigkeit von der Leistung und Drehzahl wird auf Grund eines Belastungskennwertes c der Teilkreisdurchmesser des treibenden Rades überschlägig ermittelt aus

$$d'_1 \approx 120 \cdot \sqrt[3]{\frac{K_A \cdot P_1 \cdot z_1^2}{c \cdot n_1 \cdot \cos^2 \beta_1}} \quad \begin{array}{|c|c|c|c|c|c|} \hline d'_1 & P & n_1 & c & K_A, z_1 & \beta \\ \hline \text{mm} & \text{kW} & \text{min}^{-1} & \text{N/mm}^2 & 1 & {}^\circ \\ \hline \end{array} \quad (23.11)$$

K_A Anwendungsfaktor nach **TB 3-5**

P_1 vom treibenden Rad zu übertragende Nennleistung

n_1 Drehzahl des treibenden Rades

c Belastungskennwert nach **TB 23-2**

Der Normalmodul der Räder ergibt sich aus $m'_n = d'_1 \cdot \cos \beta_1 / z_1$; gewählt wird der nächstliegende Norm-Modul nach DIN 780, **TB 21-1**. Mit dem festgelegten Norm-Modul m_n werden dann die endgültigen Rad- und Getriebeabmessungen ermittelt. Die Radbreite b wähle man $b \approx 10 \cdot m_n$.

Fall 2: Der Achsenwinkel Σ , die Übersetzung i und der Achsabstand a sind gegeben:

Wie unter Fall 1 werden zunächst die Zähnezahlen z_1 und z_2 festgelegt. Der Teilkreisdurchmesser des treibenden Rades wird mit dem Verhältnis y nach **TB 23-1** überschlägig ermittelt: $d_1 \approx y \cdot a$. Hierach bestimmt man den Schrägungswinkel für das getriebene Rad (Null-Verzahnung) aus:

$$\tan \beta_2 \approx \left(\frac{2 \cdot a}{d_1} - 1 \right) \cdot \frac{1}{i \cdot \sin \Sigma} - \frac{1}{\tan \Sigma} \quad (23.12)$$

Für $\Sigma = 90^\circ$ wird $\tan \beta_2 \approx (2 \cdot a - d_1)/i \cdot d_1$; β_2 kann auf volle Grade gerundet werden. Für das treibende Rad wird damit $\beta_1 = \Sigma - \beta_2$.

Der Normal-Modul m_n wird wie unter Fall 1 ermittelt und zum Norm-Modul gerundet. Danach berechnet man den endgültigen Teilkreisdurchmesser des treibenden Rades $d_1 = m_n \cdot z_1 / \cos \beta_1$. Bei genauer Einhaltung des gegebenen Achsabstandes a muss nun mit den bisher festgelegten Daten der Schrägungswinkel des getriebenen Rades β_2 „korrigiert“ werden. Der genaue Schrägungswinkel ergibt sich durch Umformen der Gl. (23.4) aus

$$\frac{1}{\cos \beta_2} = \frac{2 \cdot a}{m_n \cdot z_2} - \frac{1}{i \cdot \cos \beta_1} \quad (23.13)$$

Damit können dann die noch fehlenden Rad- und Getriebeabmessungen ermittelt werden. Eine etwaige Nachprüfung der übertragbaren Leistung P_1 kann durch Umformen der Gl. (23.11) vorgenommen werden.

23.2 Schneckengetriebe

23.2.1 Funktion und Wirkung

Schneckengetriebe sind Zahnrädergetriebe mit im Allgemeinen rechtwinklig gekreuzten Achsen (Achsenwinkel $\Sigma = 90^\circ$). Schneckengetriebe bestehen aus der meist treibenden *Schnecke* (*Zylinderschnecke* bzw. *Globoidschnecke*) und dem zugehörigen *Schneckenrad* (s. Kapitel 20, **Bilder 20-6c** und **d**). Im Gegensatz zu den Schraubwälzgetrieben aus Schrägstirnrädern, die sich in einem Punkt berühren, findet die Berührung von Schnecke und Schneckenrad in Linien inner-



Unser umfassendes Produktpotfolio für jede Einsatzlage!

- Lohnarbeit
- Gewindetriebe
- Hubgetriebe kubisch
- Hubgetriebe classic
- Hochleistungs-Hubgetriebe classic
- Schubketten
- Elektrohubzylinder
- Stellantriebe
- Schnellhubgetriebe

Kontaktieren Sie uns und lassen sich kompetent beraten.

info@grob-antriebstechnik.de

Tel. 07261/9263-0

halb eines Eingriffsfeldes statt. Schnecken haben einen oder mehrere Zähne, die wie Gänge von Schrauben unter gleich bleibender Steigung um die Schneckenachse gewunden sind. Die Zähnezahl z_1 der Schnecke ist die Anzahl der in einem Stirnschnitt geschnittenen Zähne. Je nach Flankenrichtung unterscheidet man rechts- und linkssteigende Schnecken, wobei die rechtssteigende Flankenrichtung die bevorzugte ist (s. auch DIN 3975 Begriffe und Bestimmungsgrößen für Zylinderschneckengetriebe mit Achsenwinkel 90° sowie DIN 3976 Zylinderschnecken; Zuordnung von Achsabständen und Übersetzungen in Schneckenradsätzen).

Vorteile gegenüber anderen Zahnradgetrieben: Schneckengetriebe haben einen geräuscharmen und dämpfenden Lauf und sind bei gleichen Leistungen und Übersetzungen kleiner und leichter auszuführen. Aufgrund der Linienberührung sind Flächenpressung und Abnutzung geringer als bei Stirnrad-Schraubgetrieben. Mit einer Stufe sind Übersetzungen, normalerweise nur ins Langsame, bis $i_{\max} \approx 100$ möglich, in Sonderfällen z. B. bei Teilgetrieben noch höhere.

Nachteile: Die Gleitbewegung der Zahnflanken bewirkt stärkeren Verschleiß, eine höhere Verlustleistung und einen geringeren Wirkungsgrad gegenüber Stirnrad- und Kegelradgetrieben; hohe Axialkräfte, besonders bei der Schnecke, erfordern stärkere Wellenlagerungen. Schneckengetriebe sind empfindlich gegen Veränderungen des Achsabstandes.

1. Ausführungsformen und Herstellung

Schnecke und Schneckenrad können zylindrische oder globoidische Form haben. Danach unterscheidet man:

Zylinderschneckengetriebe aus zylindrischer Schnecke und Globoidschneckenrad (**Bild 23-4a**) als das am häufigsten verwendete Schneckengetriebe.

Globoidschnecken-Zylinderradgetriebe aus Globoidschnecke und Zylinderschneckenrad (**Bild 23-4b**), welches wegen der teuren Schneckenherstellung nur selten verwendet wird.

Globoidschneckengetriebe aus Globoidschnecke und Globoidschneckenrad (**Bild 23-4c**), welches wegen der teuren Herstellung nur für Hochleistungsgetriebe verwendet werden soll.

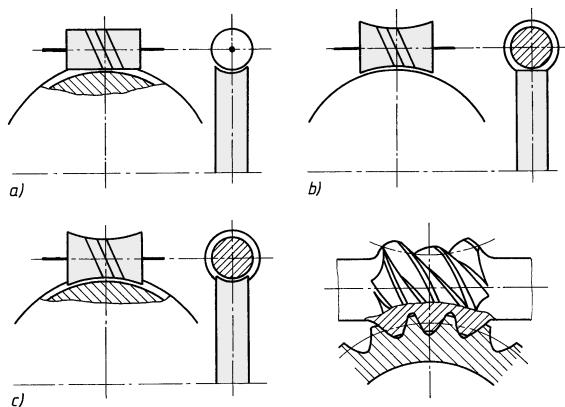


Bild 23-4

Schneckengetriebe

- a) Zylinderschneckengetriebe
- b) Globoidschnecken-Zylinderradgetriebe
- c) Globoidschneckengetriebe

Je nach dem Herstellverfahren entstehenden Flankenform werden bei den meist verwendeten Zylinderschnecken (Z) unterschieden:

ZA-Schnecke, bei der die Schneckenzähne im Achsschnitt das geradflankige Trapezprofil zeigen (**Bild 23-5a**). Die Flankenform entsteht, wenn ein trapezförmiger Drehmeißel so angestellt wird, dass seine Schneiden im Axialschnitt liegen. Mit entsprechend profiliertem Werkzeug kann die Flankenform auch durch Fräsen oder Schleifen hergestellt werden.

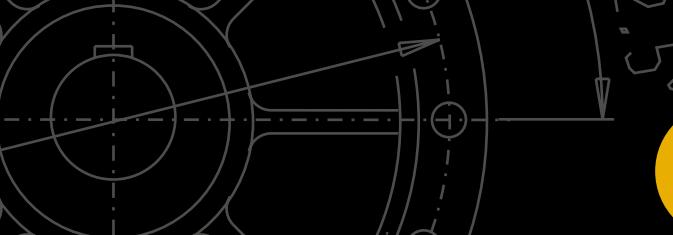
ZN-Schnecke, bei der sich das Trapezprofil im Normalschnitt ergibt (**Bild 23-5b**). Das Werkzeug (Drehmeißel, Schaftfräser, kleiner Scheibenfräser) ist entsprechend dem Mittensteigungswinkel γ_m geschwenkt.

Die Homepage zum Buch finden Sie unter:

<http://roloff-matek.de>

Dort finden Sie:

- Interaktive EXCEL-Arbeitsblätter**
- Kontroll- und Wiederholungsfragen**



CAVEX®

German Drive Technology

Innovative Schneckengetriebe

Mit optimierter CAVEX®-Verzahnung für besonders hohe Wirkungsgrade und Tragfähigkeiten

CAVEX® compact

- Kompakte Bauform
- 20% leichter als viele andere Getriebe in der selben Leistungsklasse



CAVEX® HD

- Komplettes Edelstahlgehäuse
- Entwickelt für die Nahrungsmittelindustrie und den chemischen/ pharmazeutischen Bereich



Produkt-Informationen und aktuelle Job-Angebote:
www.cavex-antriebstechnik.de

CAVEX GmbH & Co. KG
Tübinger Straße 2 ▪ 72131 Ofterdingen
Tel. 0 74 73 / 95 546 - 0 ▪ Fax 95 546 - 88
E-Mail: info@cavex-gmbh.de

ZK-Schnecke, bei der die Flanken gekrümmmt sind (Kurve). An Stelle des Drehmeißels, **Bild 23-5c**, ist ein rotierendes Werkzeug (Scheibenfräser, Schleifscheibe) entsprechend dem Mittensteigungswinkel geschwenkt. Die Stärke der Krümmung ist dabei vom Werkzeugdurchmesser abhängig. Diese Ausführung wird wegen der wirtschaftlichen Fertigung häufig verwendet.

ZI-Schnecke, bei der sich im Normalschnitt eine normale Evolente ergibt (**Bild 23-5d**). ZI-Schnecken können auch als Schrägstirnräder mit großem Schräigungswinkel β betrachtet werden. Die Profilerzeugung erfolgt mit einem Drehmeißel oder Wälzfräser. ZI-Schnecken haben aufgrund der wirtschaftlichen Fertigung die größte Bedeutung erlangt.

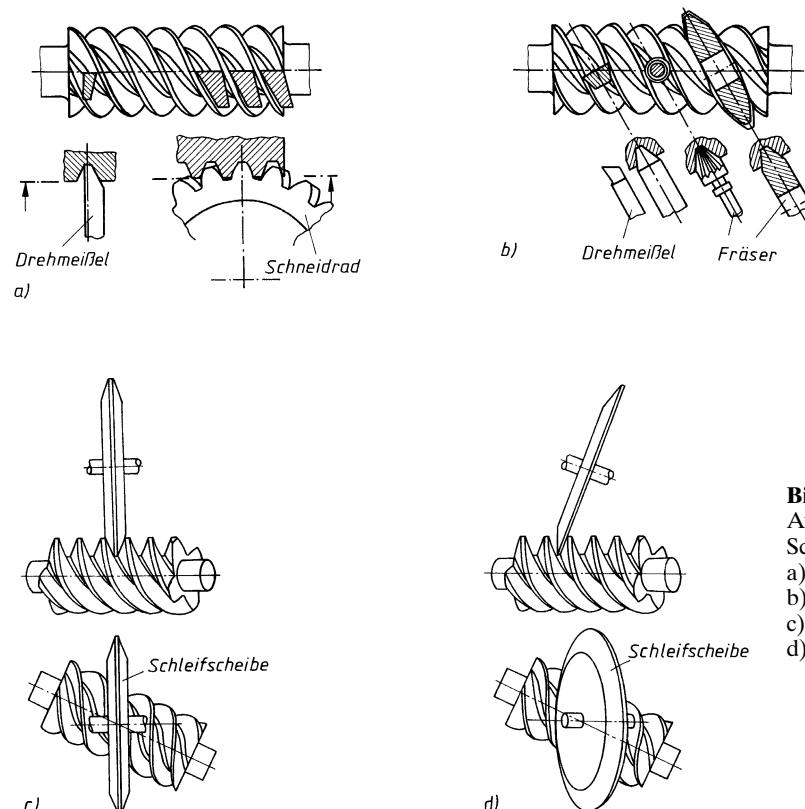


Bild 23-5
Ausführungsformen der Schnecken
a) ZA-Schnecke
b) ZN-Schnecke
c) ZK-Schnecke
d) ZI-Schnecke

2. Verwendung

Schneckengetriebe werden als Universalgetriebe für große Übersetzungen bei höchsten Leistungen und Antriebsdrehzahlen verwendet, z. B. für Aufzüge, Winden, Drehtrommeln und Krane, ferner zum Antrieb von Band- und Schneckenförderern, für Flaschenzüge und als Lenkgetriebe bei Kraftfahrzeugen.

23.2.2 Geometrische Beziehungen bei Zylinderschneckengebrieben mit $\Sigma = 90^\circ$ Achsenwinkel¹⁾

1. Übersetzung

Die Übersetzung wird bei Schneckengetrieben nicht nur durch die Drehzahlen und Zähnezahlen, sondern bei Kraftgetrieben (z. B. Flaschenzügen) häufig auch durch die Drehmomente aus-

¹⁾ Siehe auch DIN 3975, Begriffe und Bestimmungen für Zylinderschneckengebiete mit Achsenwinkel 90° .

gedrückt. Unter Berücksichtigung des Wirkungsgrades wird die *Übersetzung* i bzw. das *Zähnezahlverhältnis* u bei treibender Schnecke

$$i = u = \frac{n_1}{n_2} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{T_2}{T_1 \cdot \eta_g} \quad (23.14)$$

n_1, n_2 Drehzahl der Schnecke, des Schneckenrades

z_1, z_2 Zähnezahl der Schnecke, des Schneckenrades

T_1, T_2 Moment an der Schnecke, an dem Schneckenrad

η_g Gesamtwirkungsgrad des Schneckengetriebes nach Kapitel 20, Gl. (20.5)

Allgemein gilt: Mindestübersetzung $i_{\min} \approx 5$, Höchstübersetzung $i_{\max} \approx 50 \dots 60$. Bei $i > 60$ ergeben sich ungünstige Bauverhältnisse und ein hoher Verschleiß der Schnecke. Wegen des gleichmäßigeren Verschleißes soll bei einer mehrgängigen Schnecke i möglichst keine ganze Zahl sein. Günstige Bauverhältnisse ergeben sich mit den Werten nach **TB 23-3**.

2. Abmessungen der Schnecke

Die Zähne sind auf dem Schneckenzyylinder schraubenförmig gewunden. Der Steigungswinkel am Mittenkreis γ_m (üblich $\approx 15^\circ \dots 25^\circ$) ist der Winkel zwischen der Zahnflankentangente am Mittenkreis d_{m1} und der Senkrechten zur Achse.

Aus der Abwicklung eines Schneckenganges (**Bild 23-6d**) ergibt sich der *Steigungswinkel am Mittenkreis* aus

$$\tan \gamma_m = \frac{p_{z1}}{d_{m1} \cdot \pi} \quad (23.15)$$

$p_{z1} = z_1 \cdot p_x$ Steigungshöhe gleich Windungsabstand eines Zahnes im Axialschnitt, z_1 Zähnezahl der Schnecke, p_x Axialteilung
 d_{m1} Mittenkreisdurchmesser der Schnecke

Im *Axialschnitt* (Index x) wird die *Axialteilung* $p_x = m \cdot \pi$ (genauer $p_x = m_x \cdot \pi$), im *Normalschnitt* (Index n) die *Normalteilung* $p_n = m_n \cdot \pi$ gemessen (m_n Normalmodul). Für Schnecken (im Axialschnitt) und für Schneckenräder (im Stirnschnitt) gelten die Axialmoduln nach DIN 780, T2 (s. **TB 23-4**).

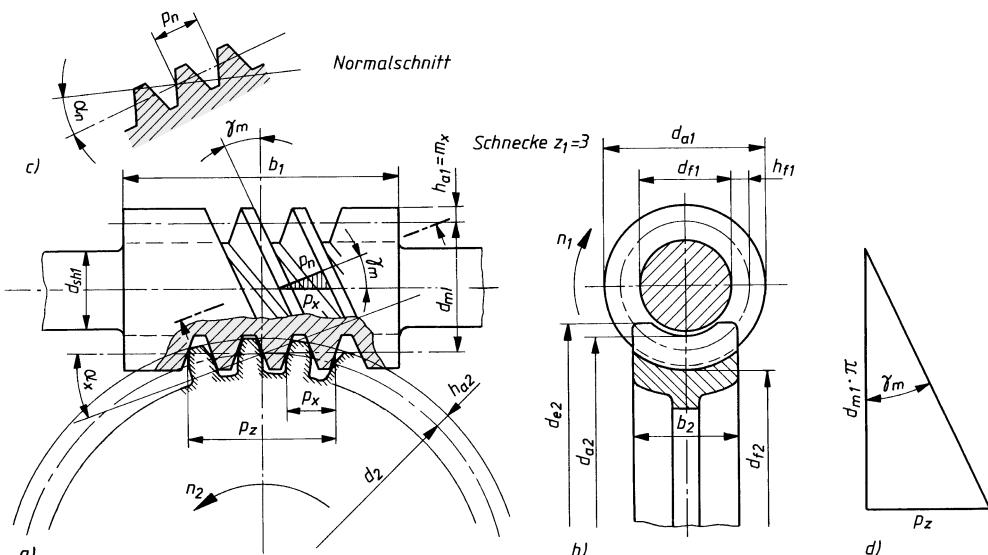


Bild 23-6 Geometrische Beziehungen am Schneckengetriebe mit $z_1 = 3$

Nach **Bild 23-6a** (schraffiertes Dreieck) ist

$$p_n = p_x \cdot \cos \gamma_m \quad \text{bzw.} \quad m_n = m \cdot \cos \gamma_m \quad (23.16)$$

Aus Gl. (23.15) folgt $d_{m1} = p_{z1}/(\tan \gamma_m \cdot \pi)$. Wird $p_{z1} = z_1 \cdot p_x = z_1 \cdot m \cdot \pi$ und aus Gl. (23.16) $m = m_n/\cos \gamma_m$ gesetzt, ergibt sich der *Mittenkreisdurchmesser der Schnecke*

$$d_{m1} = \frac{z_1 \cdot m}{\tan \gamma_m} = \frac{z_1 \cdot m_n}{\sin \gamma_m} \quad (23.17)$$

Beim Entwurf gilt als Richtwert $d_{m1} \approx 0,4 \cdot a$ (s. unter 23.2.5). Der Mittenkreisdurchmesser kann nach konstruktiven Gesichtspunkten frei gewählt werden; Normwerte und Vorzugsreihen s. DIN 3976.

Das Verhältnis $d_{m1}/m = z_1/\tan \gamma_m = q$ wird als *Formzahl* bezeichnet, sie kennzeichnet die Gestalt der Schnecke. Mit zunehmender Größe von q wird der Schneckendurchmesser und damit auch das Widerstandsmoment gegen Durchbiegung größer. Gleichzeitig nimmt jedoch die Gleitgeschwindigkeit zu, was einen größeren Verschleiß und geringeren Wirkungsgrad bedingt. Erfahrungsgemäß sollte $6 \leq q < 17$ (vorzugsweise $q \approx 10$) gewählt werden.

Mit der *Kopfhöhe* $h_{a1} = m$ und der *Fußhöhe* $h_{f1} \approx 1,25 \cdot m$ wird der *Kopfkreisdurchmesser*

$$d_{a1} = d_{m1} + 2 \cdot m \quad (23.18)$$

der *Fußkreisdurchmesser*

$$d_{f1} \approx d_{m1} - 2,5 \cdot m \quad (23.19)$$

Die *Zahnbreite* b_1 (Schneckenlänge) soll so groß ausgeführt werden, dass alle Berührungs punkte der Schneckenzahnflanken zum Tragen kommen. Dies ist für ein Schneckengetriebe ohne Profilverschiebung gegeben, wenn

$$b_1 \geq 2 \cdot m \cdot \sqrt{z_2 + 1} \quad (23.20)$$

z_2 Zähnezahl des Schneckenrades

Bei der Ausführung als *Schneckenwelle*, bei der Schnecke und Welle ein Teil bilden, soll der *Schnecken-Mittenkreisdurchmesser* etwa sein:

$$d_{m1} \approx 1,4 \cdot d_{sh} + 2,5 \cdot m \quad (23.21)$$

Bei *aufgesetzter Schnecke* muss sein

$$d_{m1} \geq 1,8 \cdot d_{sh} + 2,5 \cdot m \quad (23.22)$$

d_{sh} Schneckenwellendurchmesser, der zunächst überschlägig ermittelt werden kann (s. **Bild 11-21**).

3. Abmessungen des Schneckenrades

Das Schneckenrad ist das globoidische Gegenrad zu einer bestimmten Schnecke. Der Modul m (Stirnmodul m_t) eines Schneckenrades ist bei einem Achsenwinkel $\Sigma = 90^\circ$ gleich dem Modul (Axialmodul m_x) der zugehörigen Schnecke. Die Flankenrichtung des Schneckenrades ist die gleiche wie die der zugehörigen Schnecke. Rechtssteigende Flanken sind zu bevorzugen.

Der *Teilkreisdurchmesser*, der zugleich der Durchmesser des Wälzzyinders ist, ergibt sich aus

$$d_2 = m \cdot z_2 \quad (23.23)$$

der Kopfkreisdurchmesser

$$d_{a2} = d_2 + 2 \cdot m \quad (23.24)$$

der Fußkreisdurchmesser

$$d_{f2} \approx d_2 - 2,5 \cdot m \quad (23.25)$$

der Außendurchmesser des Außenzyinders

$$d_{e2} \approx d_{a2} + m \quad (23.26)$$

Die Breite der Schneckenräder wird in Abhängigkeit des Werkstoffs festgelegt (s. Bild 23-7); die Auswahl der Räder kann erfolgen mit

GJL, GJS, CuSn-Legierung: $b_2 \approx 0,45 \cdot (d_{a1} + 4 \cdot m)$ Leichtmetalle: $b_2 \approx 0,45 \cdot (d_{a1} + 4 \cdot m) + 1,8 \cdot m$	(23.27)
---	---------

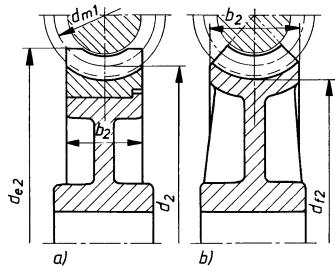


Bild 23-7

Ausführung und Abmessungen der Schneckenräder.

- a) Räder aus GJL, GJS oder CuSn-Legierungen
- b) Räder aus Leichtmetallen

4. Achsabstand

Wie bei Stirnradgetrieben ergibt sich aus den Bestimmungsgrößen für Schnecke und Schneckenrad der **Achsabstand** zu

$$a = \frac{d_{m1} + d_2}{2} \quad (23.28)$$

23.2.3 Eingriffsverhältnisse

Für die Beurteilung der Eingriffsverhältnisse ist der *Axialschnitt* maßgebend, wobei sich der Schneckeneingriff auf den Eingriff einer Zahnstange zurückführen lässt. Sofern die Übersetzung $i \leq 5$ bei einer Zähnezahl des Schneckenrades $z_2 \approx 20 \dots 30$ nicht unterschritten wird, besteht keine Gefährdung der Eingriffsverhältnisse und keine Gefahr des Zahnunterschnitts. Auf eine Untersuchung kann normalerweise verzichtet werden. Profilverschiebung wird nur ausnahmsweise dann vorgenommen, wenn es zum Erreichen eines gegebenen Achsabstandes erforderlich ist. Für den Eingriffswinkel im Normalschnitt wird $\alpha_n = 20^\circ$ empfohlen. Hiermit ergibt sich der *Eingriffswinkel im Axialschnitt*

$$\tan \alpha_x = \frac{\tan \alpha_n}{\cos \gamma_m} \quad (23.29)$$

- | | |
|------------|---|
| α_n | Normaleingriffswinkel, vorzugsweise $\alpha_n = 20^\circ$ |
| γ_m | Mittensteigungswinkel |

23.2.4 Kraftverhältnisse

1. Kräfte an der Schnecke

Bild 23-8 zeigt die Kraftwirkungen sowohl an der treibenden Schnecke als auch am getriebenen Schneckenrad. Bei der Betrachtung geht man von der senkrecht auf die Zahnflanke in Richtung der Eingriffsnormalen wirkende Zahnkraft F_{n1} aus (**Bild 23-8b**, Normalschnitt $N-N$). Hervorgerufen durch diese Normalkraft F_{n1} wirkt längs der Flankenlinie die Reibkraft $\mu \cdot F_{n1}$. Die Ersatzkraft F_{e1} als Resultierende aus F_{n1} und $\mu \cdot F_{n1}$ ist gegenüber der Normalkraft F_{n1} um den Reibungswinkel φ geneigt (**Bild 23-8b**, Schnitt $A-A$). Wird die Normalkraft F_{n1} zerlegt (s. Schnitt $N-N$), so erhält man die Kräfte $F_{r1} = F_{n1} \cdot \sin \alpha_n$ und $F'_{n1} = F_{n1} \cdot \cos \alpha_n$, deren Projektionen sich in der Draufsicht ergeben zu F'_{n1} und F'_{e1} . Sie schließen den (Keil-)Reibungswinkel φ' ein, der sich aus der Beziehung ergibt

$$\tan \varphi' = \frac{\mu \cdot F_{n1}}{F'_{n1}} = \frac{\mu \cdot F_{n1}}{F_{n1} \cdot \cos \alpha_n} = \frac{\mu}{\cos \alpha_n} = \mu' \quad (23.30)$$

Ausgehend von den Drehmomenten $T_{1\text{eq}}$ bzw. $T_{2\text{eq}}$ errechnen sich die Kräfte am Mittenkreis der Schnecke bzw. am Schneckenrad je nach Einleitung des Moments:

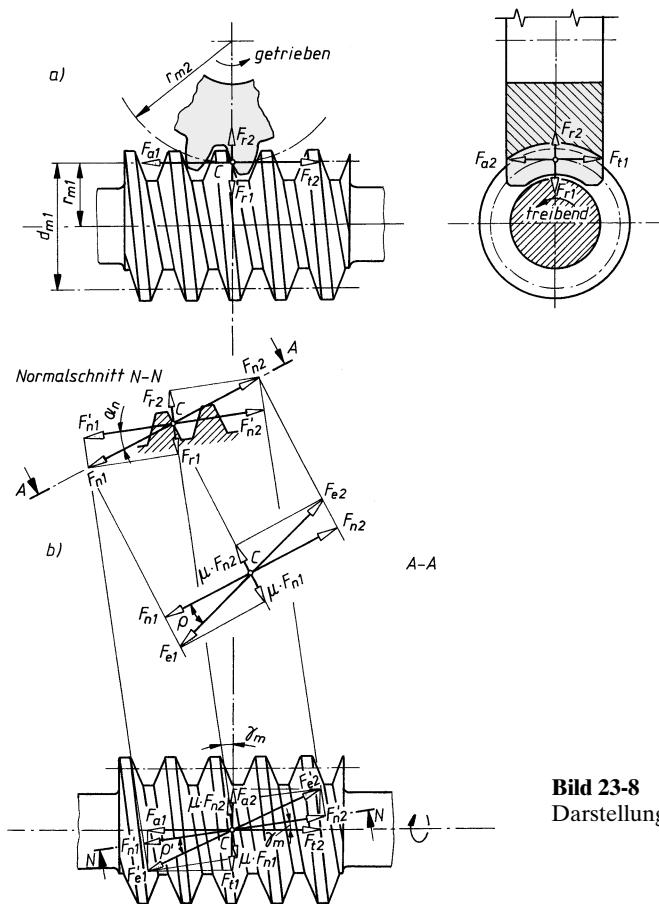


Bild 23-8
Darstellung der Kräfte an der Schnecke

1. Schnecke treibt

$$F_{\text{tm}1} \hat{=} F_{\text{tl}} = \frac{T_{1\text{eq}}}{d_{\text{m}1}/2} = \frac{T_{2\text{eq}}}{(d_{\text{m}1}/2) \cdot \eta_{\text{ges}}} = -F_{\text{xm}2} \hat{=} -F_{\text{a}2} \quad (23.31)$$

$$F_{\text{tm}2} \hat{=} F_{\text{t}2} = \frac{T_{2\text{eq}}}{d_{\text{m}2}/2} = \frac{T_1 \cdot \eta_{\text{ges}} \cdot u}{d_{\text{m}2}/2} = -F_{\text{xm}1} = -F_{\text{a}1} \quad (23.32)$$

$$F_{\text{rm}1} \hat{=} F_{\text{r}1} = F_{\text{tm}1} \cdot \frac{\tan \alpha_n}{\sin (\gamma_m + \varrho_z)} = -F_{\text{rm}2} \hat{=} F_{\text{r}2} \quad (23.33)$$

2. Schneckenrad treibt

$$F_{\text{tm}1} \hat{=} F_{\text{tl}} = \frac{T_{1\text{eq}}}{d_{\text{m}1}/2} = \frac{T_{2\text{eq}} \cdot \eta'_{\text{ges}}}{(d_{\text{m}1}/2) \cdot u} = -F_{\text{xm}2} \hat{=} -F_{\text{a}2} \quad (23.34)$$

$$F_{\text{tm}2} \hat{=} F_{\text{t}2} = \frac{T_{2\text{eq}}}{d_{\text{m}2}/2} = \frac{T_1 \cdot u}{(d_{\text{m}2}/2) \cdot \eta'_{\text{ges}}} = -F_{\text{xm}1} \hat{=} -F_{\text{a}1} \quad (23.35)$$

$$F_{\text{rm}2} \hat{=} F_{\text{r}2} = F_{\text{tm}2} \cdot \frac{\tan \alpha_n}{\sin (\gamma_m - \varrho_z)} = -F_{\text{rm}1} \hat{=} F_{\text{r}1} \quad (23.36)$$

$T_{1(2)\text{eq}}$	$K_A \cdot T_{1(2)\text{nenn}}$	äquivalentes Drehmoment an der Schnecke (an dem Schneckenrad) unter Berücksichtigung des Anwendungsfaktor K_A zur Erfassung etwaiger extremer Betriebsverhältnisse, Werte für K_A nach TB 3-5 ,
$d_{\text{m}1,2}$		Mittenkreisdurchmesser der Schneckenwelle, -des Schneckenrades,
η_{ges}		Gesamtwirkungsgrad nach Gl. (20.4)
η_z		Verzahnungswirkungsgrad nach Gl. (20.7)
u		Zähnezahlverhältnis
γ_m		Steigungswinkel am Mittenkreis der Schnecke
ϱ'		Reibungswinkel, s. zu Gl. (20.7)

23.2.5 Entwurfsberechnung für Schneckengetriebe

1. Vorwahl der Hauptabmessungen

Bei den Schneckengetrieben sind die Hauptabmessungen vorerst erfahrungsgemäß zu wählen bzw. durch Näherungsgleichungen überschlägig festzulegen. Dabei unterscheidet man zweckmäßig folgende Anwendungsfälle:

Fall 1: Der Achsabstand a und das Zähnezahlverhältnis u bzw. die Übersetzung i sind bekannt.

Zunächst wird die Zähnezahl z_1 der Schnecke gewählt nach **TB 23-3** bzw. ermittelt mit

$$z_1 \approx \frac{1}{u} \cdot (7 + 2,4 \cdot \sqrt{a}) \quad (23.37)$$

$$\begin{aligned} u &= i \quad \text{Zähnezahlverhältnis bzw. Übersetzung} \\ a &\quad \text{Achsabstand in mm} \end{aligned}$$

Mit der auf die nächste ganze Zahl gerundeten Zähnezahl z_1 wird die Zähnezahl z_2 des Schneckenrades festgelegt mit $z_2 = u \cdot z_1$.

Der vorläufige Mittenkreisdurchmesser der Schnecke ergibt sich aus

$$d_{m1} \approx \psi_a \cdot a \quad (23.38)$$

$$\psi_a = \frac{d_{m1}}{a} \quad \text{Durchmesser-Achsabstandsverhältnis; man wähle } \psi_a \approx 0,5 \dots 0,3$$

Der vorläufige Teilkreisdurchmesser des Schneckenrades wird ermittelt mit

$$d_2 = 2 \cdot a - d_{m1} \quad (23.39)$$

Hiermit wird der *Stirnmodul* des Schneckenrades gleich *Axialmodul* der Schnecke ($\Sigma = 90^\circ!$) $m_t \hat{=} m_x = m = d_2/z_2$; festgelegt wird der nächstliegende Norm-Modul nach DIN 780T2, **TB 23-4**. Mit m_t ergeben sich dann der *endgültige Teilkreisdurchmesser* des Schneckenrades $d_2 = m \cdot z_2$ und der *Mittenkreisdurchmesser* der Schnecke $d_{m1} = 2 \cdot a - d_2$.

Durch Umformen der Gl. (23.17) ergibt sich der *Mittensteigungswinkel* γ_m der Schneenzähne gleich *Schrägungswinkel* β des Schneckenrades

$$\tan \gamma_m = \tan \beta = \frac{z_1 \cdot m}{d_{m1}} \quad (23.40)$$

Damit können dann die weiteren Abmessungen nach 23.2.2 festgelegt werden. Erforderlich ist zu prüfen, ob die Bedingungen für d_{m1} nach Gl. (23.21) bzw. (23.22) erfüllt sind.

Fall 2: Das Abtriebsmoment T_2 bzw. die Abtriebsleistung P_2 sowie die Drehzahl n_2 und das Zähnezahlverhältnis u sind bekannt, ein bestimmter Achsabstand a ist nicht gefordert.

Für diesen Fall ermittelt man zunächst den ungefähren Achsabstand nach Gl. (23.41) und legt a fest nach DIN 323, Reihe R10, s. **TB 1-16**

$$a \approx 750 \cdot \sqrt[3]{\frac{T_{2eq}}{\sigma_{HlimT}^2}} \approx 16 \cdot 10^3 \cdot \sqrt[3]{\frac{P_{2eq}}{n_2 \cdot \sigma_{HlimT}^2}} \quad (23.41)$$

a	T_{2eq}	σ_{HlimT}	P_2	n_2
mm	Nm	N/mm ²	kW	min ⁻¹

T_{2eq} vom Schneckenrad abzugebendes Drehmoment; bei gegebenem Drehmoment T_{1eq} der Schnecke ist $T_{2eq} = K_A \cdot T_{1nenn} \cdot u \cdot \eta_{ges}$; Gesamtwirkungsgrad η_{ges} zunächst nach **TB 20-9**

P_{2eq} vom Schneckenrad abzugebende Leistung; bei gegebener Leistung P_1 der Schnecke ist $P_{2eq} = K_A \cdot P_{1nenn} \cdot \eta_{ges}$

n_2 Drehzahl des Schneckenrades

σ_{HlimT} Grübchenfestigkeit; Werte nach **TB 20-4**

Die Weiterrechnung erfolgt wie im Fall 1 mit Gl. (23.37).

2. Werkstoffvorwahl

Wegen des zusätzlichen Schraubgleitens der Zähne kommt der Auswahl der Werkstoffe für Schnecke und Schneckenrad besondere Bedeutung zu. Die Werkstoffe müssen gute Gleiteigenschaften zueinander aufweisen, genügend verschleißfest sein und eine gute Wärmeleitfähigkeit haben. Für Schnecken wird allgemein Stahl vorgesehen (s. Abschn. 20.2), für Schneckenräder dagegen überwiegend Kupfer-Zinn-Legierungen, vielfach auch Gusseisen und Aluminium-Legierungen (s. **TB 20-3**).

23.2.6 Tragfähigkeitsnachweis¹⁾

Wegen der anders gearteten Bewegungsverhältnisse der Zahnflanken aufeinander kann die Berechnungsweise für Stirn- und Kegelradgetriebe nicht ohne weiteres auf Schneckengetriebe angewendet werden. So wird bei diesen die Tragfähigkeit weitgehend von der Werkstoffpaarung beeinflusst; ebenso ist die durch die Flankenreibung hervorgerufene Erwärmung von besonderer Bedeutung, z. B. auch für die konstruktive Ausbildung des Getriebegehäuses. Nach DIN 3996 werden die Tragfähigkeitsgrenzen *Grübchen*, *Zahnbruch*, *Schneckendurchbiegung*, *Temperatur* und *Verschleiß* erfasst.

Die nachfolgenden Berechnungen basieren im Wesentlichen auf Untersuchungen mit nicht korrigierten Schneckengetrieben (Schnecke treibend aus 16MnCr5) mit dem meist vorliegenden Achsenwinkel $\Sigma = 90^\circ$ und der Flankenform *I*, bei der sich im Normalschnitt eine normale Evolente ergibt. Durch Ähnlichkeitsbetrachtungen und aufgrund praktischer Erfahrungen lassen sich die Ergebnisse auf die anderen Flankenformen übertragen.

1. Grübchentragfähigkeit

Nach der Vorwahl der Getriebeabmessungen wird zunächst die Zulässigkeit der *Wälzpressung* der gefährdeten Flanken (meist Schneckenradflanken mit der geringeren Härte) geprüft. Zur Bewertung der Flankentragfähigkeit wird ein von der Verzahnungsgeometrie abhängiger und durch empirische Untersuchungen²⁾ ermittelter dimensionsloser Kennwert eingeführt für die *minimale mittlere Hertz'sche Pressung* für die Flankenformen *A*, *I*, *K* und *N* (s. Bild 23-5)

$$p_m^* = 0,1794 + 0,2389 \cdot \frac{a}{d_{m1}} + 0,0761 \cdot x \cdot |x|^{3,18} + 0,0536 \cdot q - 0,00369 \cdot z_2 - 0,01136\alpha_0 + 44,9814 \cdot \frac{x \cdot 0,005\,657}{z_2} \left(\frac{z_1}{q} \right)^{2,6872} \quad (23.42)$$

- a Achsabstand
- d_{m1} mittlerer Schneckendurchmesser
- x Profilverschiebungsfaktor des Schneckenrads
- q Formzahl der Schnecke, $q = d_{m1}/m$, erfahrungsgemäß $6 \leq q < 17$ (vorzugsweise $q \approx 10$)
- z_2 Zähnezahl des Schneckenrads
- m Modul des Schneckengetriebes bei $\Sigma = 90^\circ$
- α_0 Erzeugungswinkel (in Grad)

Damit wird die *mittlere Flankenpressung*

$$\sigma_{Hm} \approx \frac{4}{\pi} \cdot \sqrt{\frac{p_m^* \cdot T_{2eq} \cdot E_{red}}{a^3}} \quad (23.43)$$

- $T_{2eq} = T_{2nenn} \cdot K_A$ gefordertes Abtriebsmoment am Schneckenrad
- p_m^* Kennwert für die mittlere Herzsche Pressung aus Gl. (23.38)
- E_{red} Ersatz-E-Modul nach **TB 23-5**
- a Achsabstand

Der *Grenzwert der Flankenpressung* ist eine um diverse Einflussgrößen verminderte Grübchenfestigkeit des festigkeitsmäßig schwächeren Werkstoffes und kann ermittelt werden aus

$$\sigma_{HG} = \sigma_{HlimT} \cdot Z_h \cdot Z_v \cdot Z_s \cdot Z_u \cdot Z_{oil} \quad (23.44)$$

- σ_{HlimT} Grübchenfestigkeit nach **TB 23-6**
- Z_h Lebensdauerfaktor aus $Z_h = (25\,000/L_h)^{1,6} \leq 1,6$ mit L_h in Stunden;

¹⁾ genauere Berechnung siehe DIN 3996

²⁾ formelgemäßiges Erfassen der Zusammenhänge einzelner Einflussgrößen durch Versuche

Z_v	Geschwindigkeitsfaktor aus $Z_v = \sqrt{5/(4 + v_{gm})}$ mit der Gleitgeschwindigkeit der Schnecke am Mittenkreis v_{gm} in m/s mit $v_{gm} = d_{m1} \cdot n_1 / (19098 \cdot \cos \gamma_m)$;
Z_s	Baugrößenfaktor aus $Z_s = \sqrt{3000/(2900 + a)}$ mit dem Achsabstand a in mm;
Z_{oil}	Schmierstofffaktor. Für Mineralöle wird $Z_{oil} = 0,89$, für Polyalphaolefine $Z_{oil} = 0,94$, für Polyglykole $Z_{oil} = 1$.
Z_n	Übersetzungsfaktor. Für $n < 20,5$ ist $Z_n = (n/20,5)^{1/6}$, für $n > 20,5$ ist $Z_n = 1$

Mit σ_{HG} und σ_{Hm} wird die *Grübchentragssicherheit*

$$S_H = \sigma_{HG}/\sigma_{Hm} \geq S_{H\min} = 1,0 \quad (23.45)$$

2. Zahnfußtragfähigkeit

Durch die relativ große Axialkraft $F_{a1} \approx F_{t2}$ werden die Zähne vorwiegend auf Schub beansprucht. Die Zähne des Schneckenrades können plastisch verformt werden oder ausbrechen¹⁾. Die am Zahnfuß wirkende *Schubspannung* wird

$$\tau_F = \frac{F_{tm2}}{b_2 \cdot m_x} \cdot Y_\varepsilon \cdot Y_F \cdot Y_\gamma \cdot Y_K \quad (23.46)$$

F_{tm2}	Umfangskraft an der Schneckenradwelle
b_2	Schneckenradbreite, s. Bild 23-7
m_x	Axialmodul der Schnecke
Y_ε	Überdeckungsfaktor, für übliche Auslegungen gilt $Y_\varepsilon = 0,5$
Y_F	Formfaktor; berücksichtigt die Kraftverteilung über die Zahnbreite. Ohne Berücksichtigung der Verkleinerung der Zahnfußdicken durch Verschleiß im Laufe der geforderten Lebensdauer, d. h. $\Delta s = 0$, kann Y_F ermittelt werden aus
	$2,9 \cdot m_x$
	$Y_F = \frac{2,9 \cdot m_x}{1,06 \cdot \left(m_x \cdot \frac{\pi}{2} - \Delta s + (d_{m2} - d_{l2}) \cdot \tan \alpha_0 / \cos \gamma_m \right)} \quad (23.47)$
Y_γ	Steigungsfaktor aus $Y_\gamma = 1/\cos \gamma_m$
Y_K	Kranzdickenfaktor; $Y_K = 1$ für $s_K \geq 2,0 \cdot m_x$, $Y_K = 1,043 \cdot \ln \left(5,218 \cdot \frac{m_x}{s_K} \right)$ für $1,0 \leq s_K/m_x < 2,0$

Der *Grenzwert der Schub-Nennspannung* am Zahnfuß errechnet sich aus

$$\tau_{FG} = \tau_{FlimT} \cdot Y_{NL} \quad (23.48)$$

τ_{FlimT}	Schubdauerfestigkeit des gewählten Schneckenwerkstoffes aus TB 20-4
Y_{NL}	Lebensdauerkoeffizient zur Berücksichtigung einer höheren Tragfähigkeit im Zeitfestigkeitsbereich bei Inkaufnahme einer Qualitätsminderung aus TB 23-8 . Für eine Lastspielzahl am Schneckenrad $N_L \geq 3 \cdot 10^6$ ist $Y_{NL} = 1$.

Mit τ_F und τ_{FG} wird die *Zahnfußtragsicherheit*

$$S_F = \tau_{FG}/\tau_F \geq S_{F\min} = 1,1 \quad (23.49)$$

3. Durchbiegesicherheit der Schneckenwelle

Um den einwandfreien Eingriff der Verzahnung zu gewährleisten, ist neben der sorgfältigen Ausführung der Lagerung von Schnecke und Rad auch sicherzustellen, dass die durch die Radialkraft F_{rl} und die Umfangskraft F_{t1} (s. **Bild 23-8**) hervorgerufene Verformung (Durchbiegung) der Schneckenwelle möglichst klein bleibt. Konstruktiv kann dies erreicht werden durch große Durchmesser d_{m1} der Schneckenwelle und kleine Lagerabstände l_1 .

¹⁾ In Getrieben mit Schnecken aus 16MnCr5 und Rädern aus Bronze brechen in Versuchen zur Dauer- und Zeitfestigkeit stets die Radzähne aus, bei Rädern aus Grau- und Sphärogusswerkstoffen meist die Schneckenzähne.

Die *Durchbiegesicherheit* ergibt sich aus

$$S_\delta = \frac{\delta_{\lim}}{\delta_m} \geq 1 \quad (23.50)$$

δ_{\lim} zulässige Durchbiegung der Schneckenwellen nach Praxiserfahrungen: $f_{\text{grenz}} = 0,04 \cdot \sqrt{m_x}$
 δ_m Durchbiegung der Schnecke. Unter Annahme einer mittigen Schneckenanordnung zwischen den Lagern im Abstand l_1 in mm wird bei treibender Schnecke mit der Umfangskraft $F_{\text{tm}2}$ in N am Schneckenrad und dem Mittenkreisdurchmesser der Schnecke $d_{\text{m}1}$ in mm

$$\delta_m \approx 2 \cdot 10^{-6} \cdot l_1^3 \cdot F_{\text{tm}2} \cdot \sqrt{\tan^2(\gamma_m + \varphi') + \tan^2 \alpha_0 / \cos^2 \gamma_m} / (1,1 \cdot d_{\text{f}1})^4 \quad (23.51)$$

4. Temperatursicherheit bei Tauchschrägung¹⁾

Die durch die Flanken- und Lagerreibung sowie durch die Planschwirkung des Schmieröls entstehende Wärmemenge darf nicht zu einer unzulässigen Temperaturerhöhung des Getriebes führen. Die auftretende Reibungswärme muss durch geeignete Maßnahmen, wie z. B. Kühlrippen am Gehäuse oder Blasflügel auf der Schneckenwelle abgeführt werden, um bei hochbelasteten Schneckengetrieben die Temperatur ϑ_S des Getriebeöles im Ölsumpf innerhalb der zulässigen Grenzwerte ($\vartheta_{S\lim}$) zu halten. Die Ermittlung der Ölsumpftemperatur ist schwierig und kann über die Verlustleistung P_v , der Wärmedurchgangszahl k^* und der freien Oberfläche des Getriebegehäuses A_{ges} aus $\vartheta_S = \vartheta_0 + 1/(k^* \cdot A_{\text{ges}}) \cdot P_v$ erfolgen oder es kann überschlägig für die Umgebungstemperatur ϑ_0 mit empirisch ermittelten Beziehungen diverser Einflussgrößen zueinander für Getriebe mit Achsabständen $63 \leq a \leq 400$, Schneckendrehzahlen $10 \leq n_1 \leq 3000$, Zähnezahlverhältnissen $10 \leq u \leq 40$, gut verripiptem Gehäuse aus GJL die *Ölsumpftemperatur* ermittelt werden aus

$$\vartheta_S = \vartheta_0 + \left(c_1 \cdot \frac{T_{\text{eq}2}}{(a/63)^3} + c_0 \right) \cdot c_2 \quad \begin{array}{c|c|c|c} \vartheta_S, \vartheta_0 & T_{\text{eq}2} & a & c_1, c_0, c_2 \\ \hline ^\circ C & Nm & mm & 1 \end{array} \quad (23.52)$$

ϑ_0 Umgebungstemperatur

$T_{\text{eq}2}$ Moment am Schneckenrad aus $T_{\text{eq}2} = T_{\text{nenn}} \cdot K_A$

a Achsabstand

c_1, c_0 Beiwerte; entsprechend der vorgesehenen Kühlung zu errechnen aus
a) für Gehäuse mit Lüfter

$$c_1 = \frac{3,9}{100} \cdot \left(\frac{n_1}{60} + 2 \right)^{0,34} \cdot \left(\frac{v_{40}}{100} \right)^{-0,17} \cdot u^{-0,22} \cdot (a - 48)^{0,34} \quad \begin{array}{c|c|c} n_1 & v_{40} & a \\ \hline \text{min}^{-1} & \text{mm}^2/\text{s} & \text{mm} \end{array} \quad (23.53)$$

$$c_0 = \frac{8,1}{100} \cdot \left(\frac{n_1}{60} + 0,23 \right)^{0,7} \cdot \left(\frac{v_{40}}{100} \right)^{0,41} \cdot (a + 32)^{0,63}$$

b) für Gehäuse ohne Lüfter aus

$$c_1 = \frac{3,4}{100} \cdot \left(\frac{n_1}{60} + 0,22 \right)^{0,43} \cdot \left(10,8 - \frac{v_{40}}{100} \right)^{-0,0636} \cdot u^{-0,18} \cdot (a - 20,4)^{0,26} \quad (23.54)$$

$$c_0 = \frac{5,23}{100} \cdot \left(\frac{n_1}{60} + 0,28 \right)^{0,68} \cdot \left(\left| \frac{v_{40}}{100} - 2,203 \right| \right)^{0,237} \cdot (a + 22,36)^{0,915}$$

v_{40} kinematische Viskosität bei $40^\circ C$

c_2 Beiwert

a) für Polyglykole

$c_2 = 1$

b) für Polyalphaolefine

$$c_2 = 1 + 5 / [(0,012 \cdot u + 0,092) \cdot n_1^{0,5} - 0,745 \cdot u + 82,877] \quad (23.55)$$

c) für Mineralöle

$$c_2 = 1 + 9 / [(0,012 \cdot u + 0,092) \cdot n_1^{0,5} - 0,745 \cdot u + 82,877]$$

¹⁾ Der Nachweis bei Temperatursicherheit ist äußerst aufwändig und kann hier nur in vereinfachter Form dargestellt werden.

Mit der Ölsumpftemperatur ϑ_S ergibt sich die *Temperatursicherheit* aus

$$S_\vartheta = \frac{\vartheta_{S\lim}}{\vartheta_S} \geq 1,1 \quad (23.56)$$

$\vartheta_{S\lim}$ Grenzwert für die Ölsumpftemperatur; entsprechend der Ölsorte wird
für Mineralöle: $\vartheta_{grenz} \approx 90^\circ\text{C}$
für Polyglykole: $\vartheta_{grenz} \approx 100^\circ\text{C} \dots 120^\circ\text{C}$

23.2.7 Berechnungsbeispiele

- **Beispiel 23.1:** Das Schneckengetriebe eines Zählwerkes soll eine Übersetzung $i = 35$ und aus Einbaugründen einen Achsabstand $a \approx 40 \text{ mm}$ haben. Der Achsenwinkel beträgt $\Sigma = 90^\circ$. Die vom Getriebe zu übertragende Leistung ist gering und für die Berechnung bedeutungslos. Die Hauptabmessungen von Schnecke und Schneckenrad sind zu ermitteln.
- **Lösung:** Zunächst wird die Ausführungsform des Getriebes nach den Angaben unter 23.2.1 festgelegt. Die Anforderungen an Leistung sind gering, es wird jedoch ein möglichst spielfreier, genauer Lauf verlangt. Daher wird ein Zylinderschneckengetriebe vorgesehen mit *zylindrischer I-Schnecke* und *Globoidschneckenrad*.

Die Hauptabmessungen werden nach 23.2.5 ermittelt und zwar bei vorgegebenem Achsabstand nach „Fall 1“. Zunächst wird nach Gl. (23.37) die Zähnezahl der Schnecke ermittelt:

$$z_1 \approx \frac{1}{u} \cdot (7 + 2,4\sqrt{a}) = \frac{1}{35} \cdot (7 + 2,4\sqrt{40}) = 0,6, \quad \text{gewählt } z_1 = 1.$$

Für das Schneckenrad wird dann $z_2 = i \cdot z_1 = 35 \cdot 1 = 35$. Der vorläufige Mittenkreisdurchmesser der Schnecke nach Gl. (23.38) mit einem gewählten Durchmesser-Achsabstandsverhältnis $\psi_a = 0,35$

$$d_{m1} \approx \psi_a \cdot a = 0,35 \cdot 40 \text{ mm} = 14 \text{ mm}.$$

Nach Gl. (23.39) wird der vorläufige Teilkreisdurchmesser des Schneckenrades

$$d_{m2} = 2 \cdot a - d_{m1} = 2 \cdot 40 \text{ mm} - 14 \text{ mm} = 66 \text{ mm}.$$

Damit kann nun der Stirnmodul des Schneckenrades gleich Axialmodul der Schnecke ($\Sigma = 90^\circ$) mit Gl. (23.23) bestimmt werden

$$m_t \hat{=} m_x = m = \frac{d_2}{z_2} = \frac{66 \text{ mm}}{35} \approx 1,8 \text{ mm};$$

nach DIN 780 T2 (**TB 23-4**) festgelegt:

$$m_t \hat{=} m_x = 2 \text{ mm}.$$

Somit ergeben sich die endgültigen Abmessungen für Schnecke und Schneckenrad:

Teilkreisdurchmesser des Schneckenrades aus

$$d_2 = m \cdot z_2 = 2 \text{ mm} \cdot 35 = 70 \text{ mm}$$

Mittenkreisdurchmesser der Schnecke aus

$$d_{m1} = 2 \cdot a - d_2 = 2 \cdot 40 \text{ mm} - 70 \text{ mm} = 10 \text{ mm}.$$

Der Mittensteigungswinkel γ_m der Schnecke gleich Schrägungswinkel β des Schneckenrades nach Gl. (23.40)

$$\tan \gamma_m = \tan \beta = \frac{z_1 \cdot m}{d_{m1}} = \frac{1 \cdot 2 \text{ mm}}{10 \text{ mm}} = 0,2; \quad \gamma_m \approx 11,3^\circ.$$

Die noch fehlenden Hauptabmessungen werden nach 23.2.2 ermittelt:

Der Kopfkreisdurchmesser d_{a1} der Schnecke aus Gl. (23.18)

$$d_{a1} = d_{m1} + 2 \cdot m = 10 \text{ mm} + 2 \cdot 2 \text{ mm} = 14 \text{ mm},$$

der Fußkreisdurchmesser d_{f1} der Schnecke aus Gl. (23.19)

$$d_{f1} \approx d_{m1} - 2,5 \cdot m = 10 \text{ mm} - 2,5 \cdot 2 \text{ mm} = 5 \text{ mm}.$$

Die Schneckenbreite (Schneckenlänge) b_1 aus Gl. (23.20)

$$b_1 \geq 2 \cdot m \cdot \sqrt{z_2 + 1} = 2 \cdot 2 \text{ mm} \cdot \sqrt{35 + 1} = 24 \text{ mm}; \quad \text{ausgeführt } b_1 = 25 \text{ mm}.$$

Für das Schneckenrad wird der Kopfkreisdurchmesser d_{a2} aus Gl. (23.24)

$$d_{a2} = d_2 + 2 \cdot m = 70 \text{ mm} + 2 \cdot 2 \text{ mm} = 74 \text{ mm}.$$

Das Schneckenrad soll aus Leichtmetall hergestellt werden in der Ausführung etwa nach **Bild 23-7**. Hierfür wird als Radbreite nach Gl. (23.27) empfohlen:

$$b_2 \approx 0,45(d_{a1} + 4 \cdot m) + 1,8 \cdot m = 0,45(14 \text{ mm} + 4 \cdot 2 \text{ mm}) + 1,8 \cdot 2 \text{ mm} = 13,5 \text{ mm};$$

ausgeführt wird $b_2 = 15 \text{ mm}$.

Der Außendurchmesser d_{e2} des Rades wird zweckmäßig konstruktiv ermittelt und festgelegt.

■ **Beispiel 23.2:** Es ist ein Schneckengetriebe mit oben liegender Schnecke (gehärtet) und einem Achsenwinkel $\Sigma = 90^\circ$ für eine Abtriebsleistung $P_{2\text{eq}} \approx 5 \text{ kW}$ und eine Übersetzung von $n_1 = 960 \text{ min}^{-1}$ auf $n_2 \approx 50 \text{ min}^{-1}$ auszulegen. Der Antrieb erfolgt über einen E-Motor; die Arbeitsweise der anzutriebenden Maschine ist gleichmäßig.

Festzulegen und zu ermitteln sind

- die Hauptabmessungen von Schnecke und Schneckenrad sowie die Festlegung geeigneter Werkstoffe für Schnecke und Schneckenrad,
- Eine überschlägige Kontrolle auf Erwärmung ist durchzuführen bei Einsatz von Mineralöl mit einer kinematischen Viskosität $v_{40} \approx 40 \text{ mm}^2/\text{s}$. Ein Lüfter zur Kühlung ist nicht vorgesehen.
- überschlägig die Durchbiegung der Schneckenwelle (mittige Anordnung) unter Annahme des Keilreibungswinkels $\varrho' = 6^\circ$ und des Lagerabstandes $l_1 \approx 1,5 \cdot a$.

► **Lösung a):** Zunächst wird die Ausführungsform nach den Angaben zu 23.2.1 festgelegt. Danach wird ein Zylinderschneckengetriebe mit zylindrischer Schnecke (wegen der wirtschaftlichen Fertigung zweckmäßig als ZK-Schnecke) und mit Globoidschneckenrad gewählt.

Für das hier vorliegende Leistungsgetriebe werden die Hauptabmessungen nach Abschn. 23.2.5, „Fall 2“, vorgewählt.

Vorerst wird nach **TB 23-3** für die Übersetzung

$$i = \frac{960 \text{ min}^{-1}}{50 \text{ min}^{-1}} = 19,2;$$

die Zähnezahl z_1 der Schnecke mit $z_1 = 2$ gewählt. Damit wird $z_2 = i \cdot z_1 = 19,2 \cdot 2 = 38,4$; festgelegt $z_2 = 38$.

Nach Gl. (23.42) wird der ungefähre Achsabstand

$$a \approx 16 \cdot 10^3 \cdot \sqrt[3]{P_{2\text{eq}} / (n_2 \cdot \sigma_{\text{Hlim}}^2)}$$

mit $P_{2\text{eq}} = 5 \text{ kW}$ und $n_2 \approx 50 \text{ min}^{-1}$. Für eine vorgewählte Werkstoffpaarung St/GZ-CuSn12 wird nach **TB 20-4** die Grübchenfestigkeit $\sigma_{\text{Hlim}} = 425 \text{ N/mm}^2$. Damit wird

$$a \approx 16 \cdot 10^3 \cdot \sqrt[3]{5 / (50 \cdot 425^2)} = 132 \text{ mm};$$

festgelegt nach DIN 323, R20 $a = 140 \text{ mm}$.

Der Mittenkreisdurchmesser der Schnecke kann nun nach Gl. (23.38) mit Hilfe des Erfahrungswertes $\psi_a = d_{m1}/a \approx 0,35$ (s. zu Gl. (23.38)) überschlägig ermittelt werden:

$$d_{m1} \approx \psi_a \cdot a = 0,35 \cdot 140 \text{ mm} \approx 49 \text{ mm}.$$

Damit ergibt sich ein vorläufiger Teilkreisdurchmesser des Schneckenrades nach Gl. (23.39)

$$d_2 = 2 \cdot a - d_{m1} = 2 \cdot 140 \text{ mm} - 49 \text{ mm} = 231 \text{ mm}.$$

Aus diesem Teilkreisdurchmesser lässt sich jetzt der Modul errechnen, der Grundlage für die Verzahnungsdaten ist. Nach Gl. (23.23) wird

$$m = \frac{d_2}{z_2} = \frac{231 \text{ mm}}{38} \approx 6,1 \text{ mm};$$

nach DIN 780 T2, **TB 23-4** wird festgelegt: $m = m_x = 6,3 \text{ mm}$. Damit ergeben sich folgende Abmessungen:

Teilkreisdurchmesser des Schneckenrades nach Gl. (23.23)

$$d_2 = m \cdot z_2 = 6,3 \text{ mm} \cdot 38 = 239,4 \text{ mm}$$

Kopfkreisdurchmesser des Schneckenrades nach Gl. (23.24)

$$d_{a2} = d_2 + 2 \cdot m = 239,4 + 2 \cdot 6,3 \text{ mm} = 252 \text{ mm}$$

Fußkreisdurchmesser nach Gl. (23.25)

$$d_{f2} \approx d_2 - 2,5 \cdot m = 239,4 \text{ mm} - 2,5 \cdot 6,3 \text{ mm} = 223,65 \text{ mm}.$$

Außendurchmesser des Außenzyinders nach Gl. (23.26)

$$d_{e2} \approx d_{a2} + m = 252 \text{ mm} + 6,3 \text{ mm} = 258,3 \text{ mm}.$$

Der *Mittenkreisdurchmesser* d_{m1} der Schnecke für den nach DIN 323 festgelegten Achsabstand $a = 140 \text{ mm}$ aus Gl. (23.39)

$$d_{m1} = 2 \cdot a - d_2 = 2 \cdot 140 \text{ mm} - 239,4 \text{ mm} = 40,6 \text{ mm};$$

Kopfkreisdurchmesser der Schnecke nach Gl. (23.18)

$$d_{a1} = d_{m1} + 2 \cdot m = 40,6 \text{ mm} + 2 \cdot 6,3 \text{ mm} = 53,2 \text{ mm}$$

Fußkreisdurchmesser nach Gl. (23.19)

$$d_{f1} \approx d_{m1} - 2,5 \cdot m = 40,6 \text{ mm} - 2,5 \cdot 6,3 \text{ mm} = 24,85 \text{ mm}.$$

Die Breite (Länge) der Schnecke nach Gl. (23.20)

$$b_1 \geq 2 \cdot m \cdot \sqrt{z_2 + 1} = 2 \cdot 6,3 \text{ mm} \cdot \sqrt{38 + 1} = 78,7 \text{ mm} \approx 80 \text{ mm}.$$

Für den vorgewählten Schneckenradwerkstoff wird die Schneckenradbreite nach Gl. (23.27)

$$b_2 \approx 0,45 \cdot (d_{a1} + 4 \cdot m) = 0,45(53,2 \text{ mm} + 4 \cdot 6,3 \text{ mm}) = 35,28 \text{ mm}; \quad \text{festgelegt } b_2 = 35 \text{ mm}.$$

Mit den festgelegten Abmessungen ergibt sich der Mittensteigungswinkel der Schneckenzähne gleich Schrägungswinkel der Schneckenradzähne nach Gl. (23.40)

$$\tan \gamma_m = \tan \beta = \frac{z_1 \cdot m}{d_{m1}} = \frac{2 \cdot 6,3 \text{ mm}}{40,6 \text{ mm}} = 0,31; \quad \gamma_m = 17,24^\circ.$$

- **Lösung b):** Zur überschlägigen Kontrolle, ob die angegebene Leistung übertragen werden kann, ohne dass sich das Getriebe unzulässig erwärmt ($\vartheta_{\max} \approx 90^\circ\text{C}$), ist nachzuweisen, dass die Temperatursicherheit $S_\delta \geq 1,1$ ist.

Unter den vorliegenden Bedingungen ergibt sich mit den Beiwerten c_0 und c_1 aus Gl. (23.54), c_2 aus Gl. (23.55), $n_1 = 960 \text{ min}^{-1}$, $a = 140 \text{ mm}$, $v_{40} \approx 40 \text{ mm/s}^2$, $\vartheta_0 = 20^\circ\text{C}$, $u = 38$, $T_{2eq} = 9550 \cdot P_{2eq}/n_2 = \dots \approx 955 \text{ Nm}$ die Ölsumpftemperatur aus Gl. (23.52)

$$\vartheta_S = \vartheta_0 + \left(c_1 \cdot \frac{T_{eq2}}{(a/63)^3} + c_0 \right) \cdot c_2 = \dots \approx 80^\circ\text{C}$$

$$c_1 = \frac{3,4}{100} \cdot \left(\frac{n_1}{60} + 0,22 \right)^{0,43} \cdot \left(10,8 - \frac{v_{40}}{100} \right)^{-0,0636} \cdot u^{-0,18} \cdot (a - 20,4)^{0,26} = \dots \approx 0,175$$

$$c_0 = \frac{5,23}{100} \cdot \left(\frac{n_1}{60} + 0,28 \right)^{0,68} \cdot \left(\left| \frac{v_{40}}{100} - 2,203 \right| \right)^{0,237} \cdot (a + 22,36)^{0,915} \approx 42$$

$$c_2 = 1 + 9 / [(0,012u + 0,092) \cdot n^{0,5} - 0,745 \cdot u + 82,877] = \dots \approx 1,05$$

Die Temperatursicherheit beträgt somit nach Gl. (23.56) $S_\delta = \vartheta_{S\lim}/\vartheta_S = \dots \approx 1,12 > 1,1$; eine unzulässige Erwärmung des Getriebes ist somit nicht zu erwarten; besondere Vorkehrungen zur Wärmeabführung (wie z. B. Gebläse) müssen nicht getroffen werden.

- **Lösung c):** Die Durchbiegung der Schneckenwelle hat negative Auswirkungen auf die Eingriffsverhältnisse der Verzahnung. Es muss daher sichergestellt sein, dass eine erfahrungsgemäß unschädliche Durchbiegung nicht überschritten wird. Die Durchbiegesicherheit nach Gl. (23.50) wird

$$S_\delta = \frac{\delta_{\lim}}{\delta_m}$$

$$\delta_{\lim} = 0,04 \cdot (m_x)^{0,5} = \dots \approx 0,102 \text{ mm} \quad \text{mit} \quad m_x = m_n / \cos \gamma_m = \dots = 6,6 \text{ mm nach Gl. (23.16)}$$

Die maximale Durchbiegung kann für die mittige Anordnung der Schnecke vereinfacht ermittelt werden aus Gl. (23.51)

$$\delta_m \approx 2 \cdot 10^{-6} \cdot l_1^3 \cdot F_{tm2} \cdot \sqrt{\tan^2(\gamma_m + \varrho') + \tan^2 \alpha_0 / \cos^2 \gamma_m} / (1,1 \cdot d_{fl})^4 = \dots \approx 0,0759 \text{ mm}$$

$$l_1 \approx 1,5 \cdot a = \dots \approx 210 \text{ mm}, \gamma_m \approx 17,24^\circ, \varrho' \approx 6^\circ, \alpha_0 = 20^\circ, d_{fl} = 24,85 \text{ mm}$$

$$F_{tm2} = T_2/d_2 = T_2/(m \cdot z_2) = \dots \approx 3990 \text{ N}$$

Damit ist die Durchbiegesicherheit

$$S_\delta = \frac{0,102 \text{ mm}}{0,0759 \text{ mm}} = 1,34 \geq 1.$$

23.3 Literatur

DIN 3996: Tragfähigkeitsberechnung von Zylinder-Schneckengetrieben mit sich rechtwinklig kreuzenden Achsen. Berlin: Beuth, 2012

1 Allgemeine und konstruktive Grundlagen

TB 1-1 Stahlauswahl für den allgemeinen Maschinenbau

Festigkeitskennwerte in N/mm² für die Normabmessung d_N

Schwingfestigkeitswerte nach DIN 743-3¹⁾²⁾ (Richtwerte)

Elastizitätsmodul $E = 210\,000 \text{ N/mm}^2$, Schubmodul $G = 81\,000 \text{ N/mm}^2$

Kurzname	Stahlsorte Werkstoffnummer	A % min.	R_{mN} min.	R_{cN} $R_{p0,2N}$ min.	σ_{zdWN} (σ_{zdSchN})	σ_{bWN} (σ_{bSchN})	τ_{tWN} (τ_{tSchN})	relative Werkstoff- kosten ³⁾	Eigenschaften und Verwendungsbeispiele
a) Unlegierte Baustähle, warmgewalzt, nach DIN EN 10025-2 Lieferzustand: +N oder +AR									Warmgewalzte unlegierte Qualitätsstähle ohne Eignung zur Wärmebehandlung, die durch Zugfestigkeit und Streckgrenze gekennzeichnet sind und für die Verwendung bei Umgebungstemperatur in geschweißten, gezierten und geschräbten Bauteilen bestimmt sind, unberuhigt Stahl nicht zulässig
Normabmessung $d_N = 16 \text{ mm}$									
S235JR S235J0 S235J2	1.0038 1.0114 1.0117	26	360	235	140 (235)	180 (280)	105 (165)	[1]	Stahlsorten mit Werten für die Kerbschlagarbeit (z. B. J2: Kerbschlagarbeit 27J bei -20°C) Standardwerkstoff im Maschinen- und Stahlbau, bei mäßiger Beanspruchung; Flach- und Langerzeugnisse; gut bearbeitbar, Schweißeignung verbessert sich bei jeder Sorte von Gütegruppe JR bis K2
S275JR S275J0 S275J2	1.0044 1.0143 1.0145	23	410	275	170 (275)	215 (330)	125 (190)	1,05	Bei mittlerer Beanspruchung; gut bearbeitbar und unformbar, gute Schweißeignung; z. B. Wellen, Achsen, Hebel, Schweißteile
S355JR S355J0 S355J2 S355K2	1.0045 1.0553 1.0577 1.0596	22	470	355	205 (355)	255 (425)	150 (245)		Standardwerkstoff für hoch beanspruchte Tragwerke im Stahl-, Kran- und Brückenbau; hohe Streckgrenze, beste Schweißeignung; hoch beanspruchte Schweißteile im Maschinenbau
S450J0	1.0590	17	550	450	220 (400)	275 (505)	165 (310)		nur für Langerzeugnisse (Profile, Stäbe, Rohre)
S185	1.0035	18	290	185	-	-	-		Stahlsorten ohne Werte für die Kerbschlagarbeit (Erzeugnisse aus diesen Stählen dürfen nicht mit CE gekennzeichnet werden) untergeordnete Maschinenteile bei geringer Beanspruchung, pressschweißbar; z. B. Geländer, Treppen
E295	1.0050	20	470	295	195 (295)	245 (355)	145 (205)	1,1	gut bearbeitbar; meist verwendeter Maschinenaustahl bei mittlerer Beanspruchung, pressschweißbar; z. B. Wellen, Achsen, Bolzen
E335	1.0060	16	570	335	235 (335)	290 (400)	180 (230)	1,7	für höher beanspruchte verschleißfeste Maschinenteile, pressschweißbar; z. B. Wellen, Ritzel, Spindeln
E360	1.0070	11	670	360	275 (360)	345 (430)	205 (250)		höchst beanspruchte verschleißfeste Maschinenteile in naturhartem Zustand, pressschweißbar; z. B. Nocken, Walzen, Gesenke, Steuerungsteile
b) Schweißgeeignete Feinkornbaustähle, warm gewalzt, nach DIN EN 10025-3, -4 und -6 T3: normalgeglüht/normalisierend gewalzt (N) T4: thermomechanisch gewalzt (M) T6: mit höherer Streckgrenze im vergüteten Zustand (Q)									Zähe, sprödbruch- und alterungsunempfindliche legierte Edelstähle mit geringem C-Gehalt und feinkörnigem Gefüge, gekennzeichnet durch höhere Streckgrenze und gute Schweißbarkeit.
Normabmessungen: $d_N = 16 \text{ mm}$									
S275N (NL) S275M (ML)	1.0490 1.8818	24	370	275	150 (275)	185 (330)	110 (190)		Für hochbeanspruchte geschweißte Bauteile bei Umgebungstemperatur und niedrigen Temperaturen; kein Vorwärmen erforderlich, hohe Schweißgeschwindigkeit möglich; z. B. Kran- und Fahrzeugaufbauten, Hochdruckleitungen und -behälter, Brückenteile, Schleusentore, Maschinen- und Anlagenbau.
S355N (NL) S355M (ML)	1.0545 1.8823	22	470	355	190 (355)	235 (425)	140 (245)	1,8	Garantierte Kerbschlagarbeit bis -20 °C bei Gütegruppen N, M und Q, bis -50 °C bei NL und ML, -40 °C bei QL und -60 °C bei QL1.
S420N (NL) S420M (ML)	1.8902 1.8825	19	520	420	210 (390)	260 (480)	155 (295)	2,0	
S460N (NL) S460M (ML)	1.8901 1.8827	17	550	460	215 (395)	270 (495)	160 (305)		
S550Q (QL, QL1)	1.8904	16	640	550	255 (410)	320 (570)	190 (355)		
S690Q (QL, QL1)	1.8931	14	770	690	305 (520)	385 (655)	230 (415)	2,2	
S960Q (QL)	1.8941	10	980	960	390 (625)	490 (785)	290 (505)		

TB 1-1 Fortsetzung

Kurzname	Stahlsorte Werkstoff- nummer	A % min.	R _{mN} min.	R _{eN} R _{p0,2N} min.	σ_{zdWN} (σ_{zdSchN})	σ_{bWN} (σ_{bSchN})	τ_{tWN} (τ_{tSchN})	relative Werkstoff- kosten ³⁾	Eigenschaften und Verwendungsbeispiele
c) Vergütungsstähle, unlegiert nach DIN EN 10083-2 und legiert nach DIN EN 10083-3, im vergüteten Zustand (+ QT) ⁴⁾ . Eignung zum Flamm- und Induktionshärten. 9 weitere Sorten unter f									unlegierte oder legierte Maschinenbaustähle, die sich auf Grund ihrer chemischen Zusammensetzung zum Härteln eignen und die in vergütetem Zustand hohe Festigkeit bei gleichzeitig guter Zähigkeit aufweisen; zum Schweißen Vorwärmens erforderlich
Normabmessung d _N = 16 mm									
C22E	1.1151	20	500	340	200 (340)	250 (405)	150 (235)	1,6	gering beanspruchte Teile mit gleichmäßigem Gefüge und guter Oberflächenqualität; Hebel, Flansche, Scheiben, Wellen, Treibstangen; Oberflächenhärtung möglich
C40E C60E 28Mn6	1.1186 1.1221 1.1170	16 11 13	650 850 800	460 580 590	260 (460) 340 (570) 320 (540)	325 (550) 425 (695) 400 (680)	200 (320) 255 (400) 240 (410)	1,7	Triebwerksteile mit besonderer Gleichmäßigkeit und Reinheit; auf Verschleiß beanspruchte Teile; Oberflächenhärtung; Getriebewellen, Zahnräder, Radreifen, Kurbelwellen, Kurbelzapfen
38Cr2 34Cr4	1.7003 1.7033	14 12	800 900	550 700	320 (540) 360 (590)	400 (660) 450 (740)	240 (380) 270 (480)	1,7	Hebel, Wellen, Bolzen, Zahnräder, Schrauben, Schnecken, Schmiedeteile
25CrMo4 34CrMo4	1.7218 1.7220	12 11	900 1000	700 800	360 (590) 400 (640)	450 (740) 500 (800)	270 (480) 300 (525)		Einlassventile, Wellen, Fräsdorne, Keilwellen, Kurbelwellen, Kurbelbolzen, große Getriebewellen
34CrNiMo6 30CrNiMo8 36NiCrMo16 51CrV4	1.6582 1.6580 1.6773 1.8159	9 9 9 9	1200 1250 1250 1100	1000 1050 1050 900	480 (725) 500 (750) 500 (750) 440 (685)	600 (910) 625 (935) 625 (935) 550 (855)	360 (605) 375 (625) 375 (625) 330 (565)	2,4 2,7	höchstbeanspruchte Bauteile im Fahrzeug- und Maschinenbau; große Getriebewellen, Turbinenläufer, Zahnräder
d) Einsatzstähle nach DIN EN 10084 im blind gehärteten Zustand (Kernfestigkeitswerte) ⁵⁾									unlegierte und legierte Maschinenbaustähle mit niedrigem C-Gehalt, die an der Oberfläche aufgekohlt oder carboniert und dann gehärtet werden; für dauerfeste Bauteile mit verschleißfester, harter Oberfläche; für Abbrennstumpf- und Schmelzschweißung geeignet
Normabmessung d _N = 16 mm									
C10E C15E	1.1121 1.1141	16 14	500 800	310 545	200 (310) 320 (540)	250 (370) 400 (655)	150 (215) 240 (380)	1,1	direkt härtbare kleine Teile mit niedriger Kernfestigkeit; Bolzen, Buchsen, Zapfen, Hebel, Gelenke, Spindeln
17Cr3 28Cr4 16MnCr5	1.7016 1.7030 1.7131	11 10 10	800 900 1000	545 620 695	320 (540) 360 (590) 400 (640)	400 (655) 450 (740) 500 (800)	240 (380) 270 (430) 300 (480)	1,7	Teile mit hoher Beanspruchung; kleinere Zahnräder und Wellen, Bolzen, Nockenwellen, Rollen, Spindeln, Messzeuge
20MnCr5 20MoCr4	1.7147 1.7321	8 10	1200 900	850 620	480 (725) 360 (590)	600 (910) 450 (740)	360 (590) 270 (430)		direkt härtbare Teile mit hoher Kernfestigkeit; mittlere Zahnräder und Wellen im Getriebe- und Fahrzeugbau
22CrMoS3-5 20NiCrMo2-2	1.7333 1.6523	8 10	1100 1100	775 775	440 (685) 440 (685)	550 (855) 550 (855)	330 (535) 330 (535)		hoch beanspruchte Getriebeteile mit sehr guter Zähigkeit; Direkhärtung
17CrNi6-6 18CrNiMo7-6	1.5918 1.6587	9 8	1200 1200	850 850	480 (725) 480 (725)	600 (910) 600 (910)	360 (590) 360 (590)	2,1	Teile mit höchster Beanspruchung, Ritzel, Nocken, Wellen, Kegel-Tellerräder, Kettenglieder
e) Nitrierstähle nach DIN EN 10085 im vergüteten Zustand (+ QT)									legierte Vergütungsstähle, die durch Nitridbildung (Cr, Al, Mo, V) für das Nitrieren und Nitrocarburieren besonders geeignet sind; die sehr harte Randschicht verleiht den Bauteilen hohen Verschleißwiderstand, hohe Dauerfestigkeit, Rosträtheit, Wärmebeständigkeit und geringe Fressneigung; verzugsarm
Normabmessung d _N = 100 mm									
31CrMo12	1.8515	10	1030	835	410 (650)	515 (815)	310 (540)	2,6	verschleißbeanspruchte Bauteile mit hohem Reinheitsgrad bis 250 mm Dicke; schwere Kurbelwellen, Kalandervalzen, Feingussteile
31CrMoV9	1.8519	9	1100	900	440 (685)	550 (855)	330 (565)		warmfeste Verschleißteile bis 100 mm Dicke; Ventilspindeln, Schleifmaschinenspindeln
33CrMoV12-9	1.8522	11	1150	950	460 (705)	575 (880)	345 (585)		verschleißbeanspruchte Teile bis 250 mm Dicke; Bolzen, Spindeln
34CrAlMo5-10	1.8507	14	800	600	320 (540)	400 (680)	240 (415)		dauerstandfeste Verschleißteile bis über 450 °C und 70 mm Dicke; Heißdampfarmaturenteile
34CrAlNi7-10	1.8550	10	900	680	360 (590)	450 (740)	270 (470)		für große verschleißbeanspruchte Bauteile; schwere Tauchkolben, Kolbenstangen

TB 1-1 Fortsetzung

Kurzname	Stahlsorte Werkstoff- nummer	A % min.	R _{mN} min.	R _{eN} R _{p0,2N} min.	σ _{zdWN} (σ _{zdSchN})	σ _{bWN} (σ _{bSchN})	τ _{TWN} (τ _{TschN})	relative Werkstoff- kosten ³⁾	Eigenschaften und Verwendungsbeispiele
f) Besonders für das Flamm- und Induktionshärten geeignete Vergütungsstähle nach DIN EN 10083-2 und -3 in vergütetem Zustand (+ QT)									die Stähle sind im Allgemeinen zur Herstellung vergüteter, flamm- oder induktionsgehärteter Maschinenteile vorgesehen; sie lassen sich durch örtliches Erhitzen und Abschrecken in der Randzone härteln, ohne dass die Festigkeit und die Zähigkeit des Kerns beeinflusst werden.
Normabmessung d _N = 16 mm							Ober- flächen- härte HRC min.		
C35E	1.1181	17	630	430	250 (430)	315 (515)	190 (300)	48	geringer beanspruchte Bauteile mit besonderer Gleichmäßigkeit und Reinheit
C45E	1.1191	14	700	490	280 (490)	350 (590)	210 (340)	55	Triebwerksteile mit besonderer Gleichmäßigkeit und Reinheit
C50E	1.1206	13	750	520	300 (515)	375 (625)	225 (360)	56	Triebwerksteile mit hoher Gleichmäßigkeit, besserer Zerspanbarkeit
C55E	1.1203	12	800	550	320 (540)	400 (660)	240 (380)	58	Kolbenbolzen, Getriebe und Nockenwellen mit hoher Gleichmäßigkeit und Reinheit
46Cr2	1.7006	12	900	650	360 (590)	450 (740)	270 (450)	54	Kugelbolzen, Keilwellen, Hinterachswellen
37Cr4	1.7034	11	950	750	380 (615)	475 (770)	285 (500)	51	
41Cr4	1.7035	11	1000	800	400 (640)	500 (800)	300 (525)	53	
42CrMo4	1.7225	10	1100	900	440 (685)	550 (855)	330 (565)	53	
50CrMo4	1.7228	9	1100	900	440 (685)	550 (855)	330 (565)	58	
g) Automatenstähle nach DIN EN 10087 (Die Stähle werden auch mit einem Zusatz von Blei (Pb) für verbesserte Zerspanung geliefert).									unlegierte Stähle mit guter Zerspanbarkeit und Spanbrüchigkeit durch Schweißzusatz; bleiigeierte Sorten ermöglichen höhere Schnittgeschwindigkeit, doppelte Standzeit und verbesserte Oberfläche; durch hohen S- und P-Gehalt nur bedingt schweißgeeignet
Normabmessung d _N = 16 mm									
11SMn30	1.0715		380					1,8	zur Wärmebehandlung nicht geeignet; Kleinteile mit geringer Beanspruchung: Bolzen, Wellen, Stifte, Schrauben
11SMn37	1.0736		380						
10S20	1.0721		360					1,9	zum Einsatzhärten geeignet; verschleißfeste Kleinteile, Wellen, Bolzen, Stifte Festigkeitswerte in unbehandeltem Zustand
15SMn13	1.0725		430						
35S20	1.0726	15	630	430	250 (430)	315 (515)	190 (300)		direkt härtender Automatenstahl; große Teile mit hoher Beanspruchung; Wellen, Gewindeteile, Spindeln Festigkeitswerte im vergüteten Zustand (+QT)
36SMn14	1.0764	14	700	460	280 (460)	350 (550)	210 (320)		
38SMn28	1.0760	15	700	460	280 (460)	350 (550)	210 (320)		
44SMn28	1.0762	16	700	480	280 (480)	350 (575)	210 (330)		
46S20	1.0727	12	700	490	280 (490)	350 (590)	210 (340)		
h) Blankstähle nach DIN EN 10277-2, -3 in kaltgezogenem Zustand (+C)									kaltverfestigter Stabstahl mit blanker, glatter Oberfläche und großer Maßgenauigkeit; hergestellt durch Ziehen, Schälen und Druckpolieren und gegebenenfalls zusätzliches Schleifen
Normabmessung d _N = 16 mm									
S235JRC	1.0122	9	420	300	165 (300)	210 (360)	125 (210)	1,6	Blankstahl aus Baustählen; Achsen, Bolzen, Stifte, Befestigungselemente, Aufspannplatten
S355J2C	1.0579	7	580	450	230 (415)	290 (525)	175 (310)		
E295GC	1.0533	7	600	420	240 (420)	300 (505)	180 (290)	1,7	
E355GC	1.0543	6	680	480	270 (475)	340 (575)	205 (330)		
35S20	1.0726	7	590	400	235 (400)	295 (480)	175 (275)		
44SMn28	1.0762	5	710	530	285 (495)	355 (620)	210 (365)		
C10	1.0301	9	430	300	170 (300)	215 (360)	130 (210)		Blankstahl aus Einsatzstählen; Bolzen, Spindeln, Kleinteile kostenreduzierende Herstellung von Maschinenteilen ohne weitere Oberflächenbearbeitung
C15	1.0401	8	480	340	190 (340)	240 (410)	145 (235)		
C35	1.0501	7	600	420	240 (420)	300 (505)	180 (290)	1,7	
C45	1.0503	6	710	500	285 (495)	355 (600)	210 (345)	1,8	
C60	1.0601	5	780	550	310 (530)	390 (660)	235 (380)		

TB 1-1 Fortsetzung

Kurzname	Stahlsorte Werkstoffnummer	A % min.	R _{mN} R _{p0,2N} min.	R _{eN}	σ _{zdWN} (σ _{zdSchN})	σ _{bWN} (σ _{bSchN})	τ _{tWN} (τ _{tSchN})	relative Werkstoffkosten ³⁾	Eigenschaften und Verwendungsbeispiele
i) Nichtrostende Stähle nach DIN EN 10088-3 (Halbzeuge, Stäbe und Profile) Behandlungszustand: ferritisches Stahl: geglättet (+ A) martensitisches Stahl: vergütet (+ OT, z. B. QT700) austenitische und austenitisch-ferritisches Stahl: lösungsgeglüht (+ AT) Praktisch kein technologischer Größeneinfluss									
X2CrMoTiS18-2	1.4523	15	430	280	170 (280)	215 (335)	130 (195)		säurebeständige Teile in der Textilindustrie
X6CrMoS17	1.4105	20	430	250	170 (250)	215 (300)	130 (175)		Ferritisches Stahl mäßige Schweißeignung, warmfest, besondere magnetische Eigenschaften, Autometalstahl: Bolzen, Befestigungselemente
X6CrI13	1.4000	20	400	230	160 (230)	200 (275)	120 (160)		Chipträger, Bestecke, Innenausbau
X6Cr17	1.4016	20	400	240	160 (240)	200 (285)	120 (165)		Verbindungselemente, tieffezogene Formteile
X20Cr13	1.4021	13	700	500	280 (490)	350 (600)	210 (350)	3,2	Martensitisches Stahl hartbar, gut zerspanbar, hohe Festigkeit, magnetisch, bedingt schweißbar
X39CrMo17-1	1.4122	12	750	550	300 (515)	375 (645)	225 (380)		E=216000 N/mm ²
X14CrMoS17	1.4104	12	650	500	260 (460)	325 (575)	195 (345)		
X12CrS13	1.4005	12	650	450	260 (450)	325 (540)	195 (310)		
X3CrNiMo13-4	1.4313	15	780	620	310 (530)	390 (665)	235 (425)		
X17CrNi6-2	1.4057	14	800	600	320 (540)	400 (680)	240 (415)	4,0	
X5CrNi18-10	1.4301	45	500	190	200	250	150		Austenitische Stähle gute Schweißeignung, gut kaltumformbar, schwer zerspanbar, unmagnetisch
X8CrNiS18-9	1.4305	35	500	190	200	250	150		E=200000 N/mm ²
X6CrNiTi18-10	1.4541	40	500	190	200	250	150	5,8	
X2CrNiMo17-12-2 X2CrNiMoN17-13-3	1.4404 1.4429	40 40	520 580	220 280	200 230	250 290	150 175		
X5CrNiMo17-12-2	1.4401	40	500	200	200	250	150		
X6CrNiMoTi17-12-2	1.4571	40	500	200	200	250	150		
Alle austenitischen Sorten kaltverfestigt									
Zugfestigkeitsstufe	C700 C800	20 12	700 800	350 500	280 (350) 320 (500)	350 (420) 400 (600)	210 (240) 240 (345)		
X2CrNiMoN22-5-3	1.4462	25	650	450	260 (450)	325 (540)	195 (310)		
X2CrNiN23-4	1.4362	25	600	400	240 (400)	300 (480)	180 (275)		
X2CrNiMoCuWN25-7-4	1.4501	25	730	530	290 (500)	365 (630)	220 (365)		

- 1) Richtwerte: $\sigma_{bw} \approx 0,5 \cdot R_m$, $\sigma_{zdW} \approx 0,4 \cdot R_m$, $\tau_{tW} \approx 0,3 \cdot R_m$.
- 2) A Bruchdehnung; d_N Bezugsabmessung (Durchmesser, Dicke) des Halbzeugs nach der jeweiligen Werkstoffnorm; R_{mN} Normwert der Zugfestigkeit für d_N; R_{eN} Normwert der Streckgrenze für d_N; R_{p0,2N} Normwert der 0,2 %-Dehngrenze für d_N; σ_{zdWN} Wechselfestigkeit Zug/Druck für d_N; σ_{bWN} Biegewechselfestigkeit für d_N; τ_{tWN} Torsionswechselfestigkeit für d_N; σ_{zdSchN} Schwellfestigkeit Zug/Druck für d_N; σ_{bSchN} Biegeschwellefestigkeit für d_N; τ_{tSchN} Torsionschwellfestigkeit für d_N. Für die Schwellfestigkeit gilt: $\sigma_{sch} = \frac{\sigma_w}{\psi_o + 1}$. Sie wird nach oben begrenzt durch die Fließgrenzen R_e, σ_{bF} = 1,2 · R_e und τ_{tF} = 1,2 · R_e / √3. Die Gleichung gilt für Zug/Druck und Biegung, aber auch für Torsion, wenn σ durch τ und ψ_o durch ψ_t ersetzt wird. Bestimmung der Mittelspannungsempfindlichkeit ψ nach Gl. (3.19).
- 3) Sie sind auf das Volumen bezogen und geben an, um wieviel ein Werkstoff (Rundstahl mittlerer Abmessung bei Bezug von 1000 kg ab Werk) teurer ist als ein gewalzter Rundstahl aus S235JR. Bei Bezug kleiner Mengen und kleiner Abmessungen muss mit höheren Kosten gerechnet werden (siehe auch VDI-Richtlinie 2225-2).
- 4) Bei den unlegierten Vergütungsstählen weisen die Edelstähle mit vorgeschriebenem max. S-Gehalt (z. B. C45E) bzw. vorgeschriebenem Bereich des S-Gehaltes (z. B. C45R) und die entsprechenden Qualitätsstähle (z. B. C45) die gleichen Festigkeitseigenschaften auf.
- 5) Festigkeitswerte nur zur Information. DIN EN 10084: 1998-06 gibt im Anhang F lediglich die Mindestzugfestigkeit nach dem Vergüten an.

TB 1-2 Eisenkohlenstoff-Gusswerkstoffe
Festigkeitskennwerte in N/mm²

Werkstoffbezeichnung		A % min.	R _{mN} min.	R _{p0,2N} min.	σ _{bWN}	E kN/mm ²	relative Werkstoff- kosten ¹⁾	Eigenschaften und Verwendungsbeispiele	
Kurzzeichen	Nummer								
a) Gussseisen mit Lamellengraphit nach DIN EN 1561 ²⁾ Zugfestigkeit als kennzeichnende Eigenschaft								am meisten verwendeter Gusswerkstoff mit gutem Formfüllungswermögen; für verwickelte und relativ dünnwandige Teile; spröde, hohe Druckfestigkeit [ca. (3 ... 4) R _m], günstige Gleiteigenschaften, große innere Dämpfung, kerbunempfindlich, sehr gut zerspanbar, bedingt schweißgeeignet	
Normabmessung des Probestückes (gleichwertiger Rohgussdurchmesser): d _N = 20 mm									
EN-GJL-100	5.1100	0,8 bis 0,3	100	—	—	—	3	nicht für tragende Teile; bei besonderen Anforderungen an Wärmeleitfähigkeit, Dämpfung und Bearbeitbarkeit; Baugus, Handelsguss	
EN-GJL-150	5.1200		150	—	70	78 bis 103		für höher beanspruchte dünnwandige Teile; leichter Maschinenguss; Gehäuse, Ständer, Steuerscheiben	
EN-GJL-200	5.1300		200	—	90	88 bis 113		übliche Sorte im Maschinenbau; mittlerer Maschinenguss: Lagerböcke, Hebel, Riemenscheiben	
EN-GJL-250	5.1301		250	—	120	103 bis 118		druckdichter und wärmebeständiger Guss (bis ca. 400 °C); Zylinder, Armaturen, Pumpengehäuse	
EN-GJL-300	5.1302		300	—	140	108 bis 137		für hochbeanspruchte Teile; Motorständer, Lagerschalen, Bremsscheiben	
EN-GJL-350	5.1303		350	—	145	123 bis 143		für Ausnahmefälle (bei höchster Beanspruchung), Teile mit gleichmäßiger Wanddicke; Turbinengehäuse, Pressenständer	
b) Gussseisen mit Kugelgraphit nach DIN EN 1563								hochwertiger Gusswerkstoff, welcher die jeweiligen Vorteile von Stahlguss und GJL auf sich vereinigt; stahlähnliche Eigenschaften, gut gieb- und bearbeitbar, hohe Festigkeit, oberflächenhärtbar	
Normabmessung des Probestückes (gleichwertiger Rohgussdurchmesser): d _N = 60 mm									
EN-GJS-350-22-LT	5.3100	22	350	220	180	169	4,5	ferritisches bis perlitisches Gussseisen Gefüge vorwiegend Ferrit; gut bearbeitbar, hohe Zähigkeit, geringe Verschleißfestigkeit; Pumpen- und Getriebegehäuse, Achsschenkel, Absperrkappen, Schwenklager (LT: für tiefe Temp., RT: für Raumtemperatur)	
EN-GJS-350-22-RT	5.3101	22	350	250					
EN-GJS-350-22	5.3102	22	350	220					
EN-GJS-400-18-LT	5.3103	18	400	240					
EN-GJS-400-18-RT	5.3104	15	400	250					
EN-GJS-400-18	5.3105	18	400	250					
EN-GJS-400-15	5.3106	15	400	250					
EN-GJS-450-10	5.3107	10	450	310					
EN-GJS-500-7	5.3200	7	500	320	224	174	4,5	Gefüge vorwiegend Ferrit; kostengünstige Sorte; Schleuderguss	
EN-GJS-600-3	5-3201	3	600	370	248			Gefüge vorwiegend Ferrit-Perlit bzw. Perlit-Ferrit; gut bearbeitbar, mittlere Verschleißfestigkeit, mittlere Festigkeit und Zähigkeit; Bremselemente, Lagerböcke, Pleuelstangen, Pressenständer	
EN-GJS-700-2	5.3300	2	700	420	280			Gefüge vorwiegend Perlit; hohe Verschleißfestigkeit; Seiltrommeln, Zahnkränze, Turbinenschaufeln	
EN-GJS-800-2	5.3301	2	800	480	304			Gefüge Perlit bzw. wärmebehandelter Martensit; gute Oberflächenhärtbarkeit und Verschleißfestigkeit; dickwandige Gussstücke	
EN-GJS-900-2	5.3302	2	900	600	317			Gefüge meist wärmebehandelter Martensit; sehr gute Verschleißfestigkeit, ausreichende Bearbeitbarkeit; Zahnkränze, Umformwerkzeuge	
EN-GJS-450-18	5.3108	18	450	350	210	169	4,5	mischkristallverfestigtes ferritisches Gussseisen	
EN-GJS-500-14	5.3109	14	500	400	224			höhere Drehgrenze und Dehnung, verringerte Schwankung der Härte, verbesserte Bearbeitbarkeit; Windkraftanlagen	
EN-GJS-600-10	5.3110	10	600	470	248				
c) Bainitisches Gussseisen nach DIN EN 1564								bainitisches Gussseisen mit Kugelgraphit ADI (Austempered Ductile Iron) wird durch eine Vergütungsbehandlung von Gussstücken aus GJS hergestellt, es entsteht ein Mikrogefüge aus nadligem Ferrit und Restaußen ohne Karbide; hochfester Konstruktionswerkstoff mit hoher Plastizität und Zähigkeit	
Normabmessung des Probestückes (gleichwertiger Rohgussdurchmesser): d _N = 60 mm									
EN-GJS-800-8	EN-JS1100	8	800	500	450	163	(7)	ermöglicht Leichtbau insbesondere von Fahrzeugteilen durch Fähigkeit zur Kalterfestigung, große Gestaltungsfreiheit, geringe Geräuschemission von Konstruktionselementen und gute Dämpfungseigenschaften; Zahnkränze, Radnaben, Achshäuse, Gleitplatten, Federsättel, Blattfederlagerungen, Pickelarme für Gleisbaumaschinen	
EN-GJS-1000-5	EN-JS1110	5	1000	700	485	160			
EN-GJS-1200-2	EN-JS1120	2	1200	850	415	158			
EN-GJS-1400-1	EN-JS1130	1	1400	1100		156			

TB 1-2 Fortsetzung

Werkstoffbezeichnung		A % min.	R_{mN} min.	$R_{p0,2N}$ min.	σ_{bWN}	E kN/mm ²	relative Werkstoff- kosten ¹⁾	Eigenschaften und Verwendungsbeispiele		
Kurzzeichen	Nummer									
d) Gusseisen mit Vermiculargraphit (nach VDG-Merkblatt W 50)								Gusseisen mit wurmförmigem Graphit, dessen Eigenschaften zwischen GJL und GJS liegen; bessere Festigkeit, Zähigkeit, Steifigkeit, Oxidations- und Temperaturwechselbeständigkeit als GJL; bessere Gießeigenschaften, Bearbeitbarkeit und Dämpfungsfähigkeit als GJS		
Normabmessung des Probestückes (gleichwertiger Rohgussdurchmesser): $d_N = 20$ mm										
GJV-300 GJV-350 GJV-400 GJV-450 GJV-500		1,5 1,5 1,0 1,0 0,5	300 350 400 450 500	240 260 300 340 380	150 180 200 220 250	120 bis 160	(4)	Gefüge vorwiegend Ferrit bzw. Perlit; für durch erhöhte Temperatur und Temperaturwechsel beanspruchte Bauteile; Zylinderköpfe, Zylinderkurzelgehäuse, Turboladergehäuse, Abgasdome und -krümmer, Bremscheiben, Schwungräder, Stahlwerkskokillen		
e) Temperguss nach DIN EN 1562 ³⁾								erhält durch Glühen stahlähnliche Eigenschaften; für Stückgewichte bis 100 kg in der Serienfertigung sehr wirtschaftlich; gut zerspanbar, Fertigungs- und Konstruktions schweißung möglich, geeignet zum Randschichthärteten; oft im Wettbewerb mit GJS und Schmiedeteilen		
Normabmessung des Probestückes (gleichwertiger Rohgussdurchmesser): $d_N = 15$ mm										
EN-GJMW-350-4	5.4200	4	350	—	150	175 bis 195	5	entkohrend geglielter (weißer) Temperguss für dünnwandige Gussstücke (≤ 8 mm) gering beanspruchte Teile, kostengünstig; Beschlagteile, Fittings, Förderkettenglieder		
EN-GJMW-360-12	5.4201	12	360	190	155			für Festigkeitsschweißung geeignet; Ventil- und Lenkehäuse, Flansche, Verbundkonstruktionen mit Walzstahl		
EN-GJMW-400-5	5.4202	5	400	220	170			Standardsorte, gut schweißbar, für dünnwandige Teile; Trelatagergehäuse, Fittings, Gerüstteile, Griffe, Keilschlösser		
EN-GJMW-450-7	5.4203	7	450	260	190			gut zerspanbar, schlagfest; Rohrleitungsmaturen, Trägerklemmen, Gerüstteile, Schalungsteile, Isolatorenkappen, Fahrwerksteile		
EN-GJMW-550-4	5.4204	4	550	340	230			nicht entkohrend geglieter (schwarzer) Temperguss für druckdichte Teile; Hydraulikguss, Steuerblöcke, Ventilkörper		
EN-GJMB-300-6	5.4100	6	300	—	130			gut zerspanbar, zäh; Kettenglieder, Gehäuse, Beschläge, Fittings, Lkw-Bremsträger, Kupplungssteile, Klemmbacken, Steckschlüssel		
EN-GJMB-350-10	5.4101	10	350	200	150			Alternative zu Schmiedeteilen, ideal für Randschichthärtung; Kurbelwellen, Bremsträger, Gehäuse, Nockenwellen, Hebel, Radnaben, Gelenkgabeln, Schaltgabeln		
EN-GJMB-450-6	5.4205	6	450	270	190			hohe Festigkeit bei ausreichender Zerspanbarkeit, gute Alternativen zu Schmiedestählen; Kreiskolben, Gabelköpfe, Pleuel, Schaltgabeln, Tellerräder, Geräteträger		
EN-GJMB-500-5	5.4206	5	500	300	210					
EN-GJMB-550-4	5.4207	4	550	340	230					
EN-GJMB-600-3	5.4208	3	600	390	250					
EN-GJMB-650-2	5.4300	2	650	430	265					
EN-GJMB-700-2	5.4301	2	700	530	285					
EN-GJMB-800-1	5.4302	1	800	600	320					
f) Austenitisches Gusseisen nach DIN EN 13 835 (Handelsname Ni-Resist)								vielseitig verwendbarer hoch legierter Gusseisenwerkstoff mit 12 bis 36 % Nickelgehalt; die genormten Sorten – zwei mit Lamellen – und zehn mit Kugelgraphit – sind gut gieß- und bearbeitbar; je nach Zusammensetzung und Graphitausbildung weisen sie eine Vielzahl häufig geforderter Eigenschaften auf		
kein technologischer Größeneinfluss innerhalb der Abmessungsbereiche der Norm										
EN-GJLA-XNiCuCr15-6-2	EN-JL3011	2	170	—	75	85 bis 105	(6)	korrosionsbeständig gegen Alkalien, verdünnte Säuren und Seewasser, gute Gleiteigenschaften, geringe Festigkeit und Zähigkeit, hohe Dämpfungsfähigkeit, preiswert; für Kolbenringträger, gering mechanisch beanspruchte Bauteile, Laufbuchsen		
EN-GJSA-XNiCr20-2	EN-JS3011	7 bis 20	370	210	160	112 bis 130		ähnlich wie GJLA-XNiCuCr15-6-2, jedoch bessere mechanische Eigenschaften; für Pumpen, Ventile, Kompressoren, Turboladergehäuse, nicht magnetisierbare Gussstücke		
EN-GJSA-XNiSiCr35-5-2	EN-JS3061	10 bis 20	380	210	160	130 bis 150		höchste Hitze- und Temperaturbeständigkeit, besonders hohe Zunderbeständigkeit, erhöhte Warmfestigkeit, niedriger Ausdehnungskoeffizient; für Abgaskrümmer, Turboladergehäuse und Gasturbinegehäusesteile		
EN-GJSA-XNiCr30-3	EN-JS3081	7 bis 18	370	210	160	92 bis 105		höhere Korrosions-, Hitze- und Temperaturwechselbeständigkeit, magnetisierbar; Anwendung wie GJSA-XNiCr20-2, bei erhöhten Anforderungen an die Korrosionsbeständigkeit		
EN-GJSA-XNiSiCr30-5-5	EN-JS3091	1 bis 4	390	240	160	90		hohe Korrosions-, Hitze- und Temperaturwechselbeständigkeit, besonders hohe Zunderbeständigkeit, gute Verschleißbeständigkeit, magnetisierbar; für Bauteile mit erhöhten Anforderungen an die Hitze- und Verschleißbeständigkeit, Ofenbauteile		

TB 1-2 Fortsetzung

Werkstoffbezeichnung		A % min.	R _{mN} min.	R _{p0,2N} min.	σ _{bWN}	E kN/mm ²	relative Werkstoff- kosten ¹⁾	Eigenschaften und Verwendungsbeispiele
Kurzzeichen	Nummer							
g) Stahlguss für allgemeine Anwendung nach DIN EN 10293 (Es bedeuten: +N → Normalglühen, +QT oder +QT1 oder +QT2 → Vergüten (Härten in Luft oder Flüssigkeit + Anlässen)) Normabmessung des Probestückes (gleichwertiger Rohrgussdurchmesser) d _N = 100 mm Bei hochlegierten Sorten kein Größeneinfluss.								
GE 200 +N 1.0420 25 380 200 190 210 6 direkt in Formen vergossener Stahl, je nach verwendeter Stahlsorte und Wärmebehandlung optimal einstellbare Eigenschaften hinsichtlich Festigkeit, Verschleiß- und Korrosionsbeständigkeit und Einsatztemperaturen, idealer Konstruktionswerkstoff durch sehr gute Schweißbarkeit, mechanische Eigenschaften weitgehend richtungsunabhängig.								
GS 200 +N 1.0449 25 380 200 190 210 6 unlegierter Stahlguss (0,1 bis 0,5 % C), wird im Temperaturbereich zwischen -10 °C und +300 °C für Bauteile mit mittlerer Beanspruchung eingesetzt; Maschinenzähne, Hebel, Zahnräder, Pleuelstangen, Bremsscheiben								
GE 240 +N 1.0456 22 450 240 225 210 6 niedrig legierter Stahlguss in vergütetem Zustand; Einsatz bis +300 °C für dynamisch hoch beanspruchte Bauteile; Produktions- und Konstruktions schweißung möglich; Zahnräder, Walzenzähne, Turbinenzähne, Gelenkteile, Ventil- und Schieberhäuse, Offshore-Elemente								
GS 240 +N 1.0455 22 450 240 225 210 6 GS 300 +N 1.0558 18 520 300 260 210 6 nichtrostender Stahlguss, weist durch einen Cr-Gehalt von mindestens 12 % eine besondere Beständigkeit gegenüber chemischer Beanspruchung auf, druckwasserbeständig; Turbinen- und Ventilgehäuse, Pumpen, Laufräder, Apparateile, Wellen								
G17Mn5 +QT 1.1131 24 450 240 225 210 6 GX20Mn5 +QT 1.1120 22 500 300 250 210 6 G28Mn6 +QT1 1.1165 14 600 450 300 210 6 G10MnMoV6-3 +QT2 1.5410 18 500 380 250 210 6 G26CrMo4 +QT2 1.7221 10 700 550 350 210 6 G42CrMo4 +QT2 1.7231 10 850 700 425 210 6 G35CrNiMo6-4 +QT2 1.6579 10 900 800 450 210 6 G32NiCrMo8-5-4 +QT2 1.6570 10 1050 950 525 210 6 G30NiCrMo14 +QT2 1.6771 7 1100 1000 550 210 6 GX3CrNi13-4 +QT 1.6982 15 700 500 350 200 9 GX4CrNi16-4 +QT1 1.4421 15 780 540 390 200 9 GX4CrNi13-4 +QT2 1.4421 10 1000 830 500 200 9 GX4CrNiMo16-5-1 +QT 1.4405 15 760 540 380 200 9 GX23CrMoV12-1 +QT 1.4931 15 740 540 370 200 9								
h) Korrosionsbeständiger Stahlguss nach DIN EN 10283 Kein technologischer Größeneinfluss innerhalb der Abmessungsbereiche der Norm								
GX12Cr12 1.4011 15 620 450 310 200 9 martensitischer Stahlguss mit erhöhtem Korrosions widerstand gegen Süßwasser ohne besondere Anforderungen an die Zähigkeit, nicht geeignet für das Konstruktions- und Instand setzungsschweißen; Turbinen, Verdichter bestes Festigkeits-Zähigkeitsverhältnis, hoher Kavitations-/Erosionswiderstand, beste Schweißbarkeit und Zähigkeit; Wasserturbinen, hochfeste Gebläse und Pumpenräder Korrosionsbeständig auch in chlorhaltigen Medien, verbesserte Kaltzähigkeit; Wellen, Laufräder, Pumpen								
GX7CrNiMo12-1 1.4008 15 590 440 295 200 9 GX4CrNi13-4 (+QT1) (+QT2) 1.4317 15 760 550 380 200 9 GX4CrNiMo16-5-1 1.4405 15 760 540 380 200 9 GX4CrNiMo16-5-2 1.4411 15 760 540 380 200 9 CX2CrNi19-11 1.4309 30 440 185 220 200 9 GX5CrNiNb19-11 1.4552 25 440 175 220 200 9 GXCrNiMo19-11-2 1.4408 30 440 185 220 200 9 GX5CrNiNb19-11-2 1.4581 25 440 185 220 200 9 GX2NiCrMo28-20-20 1.4458 30 430 165 215 200 9 GX2NiCrMoCu25-20-5 1.4584 30 450 185 225 200 9 GX2NiCrMoN25-20-5 1.4416 30 450 185 225 200 9 GX2NiCrMoCuN25-20-6 1.4588 30 480 210 240 200 9 austenitischer Stahlguss, gute Beständigkeit, Schweißbarkeit und Zähigkeit; korrosionsbeständige Gussstücke für die chemische Industrie; Flügel für Mischlanagen, Lüfterräder, Pumpenteile voll austenitischer Stahlguss, mit verbesselter Korrosionsbeständigkeit durch höhere Mo- und Ni-Gehalt; Gussstücke mit hoher Beständigkeit gegen Lochfraß- und Spaltkorrosion, sowie interkristalline Korrosion; chemische Verfahrenstechnik, Abwasser führung, Umweltschutz								
GX6CrNi26-7 1.4347 20 590 420 295 200 9 GX2CrNiMo25-7-3 1.4417 22 650 480 325 200 9 GX2CrNiMoCuN25-6-3-3 1.4517 22 650 480 325 200 9 austenitisch-ferritischer Stahlguss (Duplex-Stahl guss), hohe Streckgrenze bei guter Lochfraßbeständigkeit; auf Erosionsverschleiß und Kavitation beanspruchte Bauteile im Meerwasser- und REA-Bereich; Pumpen, Schiffspropeller								

1) Siehe Fußnote 3) zu TB 1-1.

Bei Gussstücken gelten die angegebenen Vergleichswerte unter folgenden Voraussetzungen: Hohlguss (Kernguss) mit einfachen Rippen und Aussparungen, Richtstückzahl etwa 50, Stückgewichte 5 bis 10 kg.

2) Weitere 6 Sorten werden nach der Brinellhärte benannt: EN-GJL-HB 155, -HB 175, -HB 195, -HB 215, -HB 235, -HB 255.

3) Für die Sorten EN-GJMB-350-10, -450-6 und -650-2 ist eine Mindest-Schlagenergie festgelegt (14J, 10J und 5J). Die Sorte EN-GJMB-300-6 darf für keinerlei Druckanwendungen verwendet werden.

TB 1-3 Nichteisenmetalle

Auswahl für den allgemeinen Maschinenbau

Festigkeitskennwerte in N/mm²¹⁾

Werkstoffbezeichnung		Zu-stand ⁴⁾	Dicke Durchm. mm	A % min.	R _m min.	R _{p0,2} min.	E kN/mm ²	relative Werkstoff-kosten ²⁾	Eigenschaften und Verwendungsbeispiele	
Kurzzeichen	Nummer									
a) Kupferlegierungen ³⁾										
CuBe2	CW101C		Rundstangen						zeichnen sich durch hohe Korrosionsbeständigkeit, beste Gleiteigenschaften und hohe Verschleißfestigkeit, hohe elektrische und thermische Leitfähigkeit und gute Bearbeitbarkeit aus, wirken bakterizid	
			R420	2 ... 80	35	420	140	122		
			R600	25 ... 80	10	600	480			
CuNi2Si	CW111C		R1150	2 ... 80	2	1150	1000	8	1. Kupfer-Zink-Knetlegierungen nach DIN EN 12163 für höchste Ansprüche an Härte, Elastizität und Verschleiß, gut lötbar; optimale Aushärtungszeit; Federn aller Art, Membranen, Spannbänder, unmagnetische Konstruktions-teile, Lagersteine, Schnecken- und Stirnräder, Uhrendrehteile, Spritzgießformen, funken-sichere Werkzeuge gute Leitfähigkeit und Korrosionsbeständigkeit, hohe Verschleißfestigkeit, gute Gleiteigen-schaften, hohe Wechsel- und Zeitstandfestigkeit, aushärtbar; höchstbeanspruchte Buchsen, Druckscheiben und Gleitbahnen, Wälzlagerkä-fige, Freileitungsmaterial, Befestigungsteile im Schiffsbau, Drahtseile, hochfeste Schrauben	
			R450	4	10	450	390			
			R690	2 ... 80	10	690	570			
CuCr1Zr CuCr1	CW106C CW105C		R800	2 ... 30	10	800	780	120	hohe elektrische Leitfähigkeit, hohe Entfesti-gungstemperatur und Zeitstandfestigkeit, kaum schweiß- und lötbar, hohe Temperaturbestän-digkeit, aushärtbar; Stranggusskokillen, strom-führende Federn und Kontakte, Elektroden für Widerstandsschweißen, Strangpressprofile	
			R200	8 ... 80	30	200	60			
			R400	50 ... 80	12	400	310			
			R470	4 ... 25	7	470	380			
CuZn37	CW508L		Rundstangen					2. Kupfer-Zink-Mehrstoff-Knetlegierungen nach DIN EN 12163 sehr gut kalt formbar, gute Löt- und Schweiß-eignung, korrosionsbeständig gegen Süßwasser, polierbar; Tiefzieh-, Drück- und Prägeteile, Kontaktfedern, Schrauben, Blattfedern, Kühl-erbänder		
			R310	2 ... 80	30	310	120	110		
			R370	2 ... 40	12	370	300			
CuZn31Si1	CW708R		R440	2 ... 10	2	440	400	8	gute Gleiteigenschaften auch bei hohen Belas-tungen, kaltformbar, bedingt löt- und schweiß-bar; Lagerbuchsen, Gleitelemente, Führungen, Gegenkschniedeteile	
			R460	5 ... 40	22	460	250			
			R530	5 ... 14	12	530	330			
CuZn38Mn1Al	CW716R		R490	5 ... 40	18	460	210	93	mittlere Festigkeit, gute Beständigkeit gegen Witterungseinflüsse, gut kalt umformbar; Gleit-lager, Gleitelemente, Strangpressprofile	
			R550	5 ... 14	10	540	280			
			R460	5 ... 40	20	460	270			
CuZn40Mn2Fe1	CW723R		R540	5 ... 14	8	540	320	100	mittlere Festigkeit, witterungsbeständig, gut löt-bar, kalt und warm umformbar; Apparatebau, allgemeiner Maschinenbau, Bauwesen, Arma-turen, Kältetepparate	
			R460	5 ... 40	20	460	270			
			R540	5 ... 14	8	540	320			
CuSn6	CW452K		Rundstangen					14	3. Kupfer-Zinn-Knetlegierungen nach DIN EN 12163 sehr gut kalt umformbar, gut schweiß- und löt-bar, beständig gegen Seewasser und Industrie-atmosphäre; Federn aller Art, Schlauch- und Federrohre, Membranen, Gewebe- und Sieb-drähte, Zahnräder, Buchsen, Teile für die chemische Industrie wie CuSn6, erhöhte Abriebfestigkeit und Kor-ro-sionsbeständigkeit; dünnwandige Gleitlager-buchsen und Gleitleisten, Holländermesser CuSn8P als Lagermetall für gehärtete Wellen bei hoher stoßartiger Belastung (z. B. Caro-bronze)	
			R340	2 ... 60	45	340	230			
			R400	2 ... 40	26	400	250			
CuSn8 CuSn8P	CW453K CW459K		R470	2 ... 12	15	470	350	115	wie CuSn6, erhöhte Abriebfestigkeit und Kor-ro-sionsbeständigkeit; dünnwandige Gleitlager-buchsen und Gleitleisten, Holländermesser CuSn8P als Lagermetall für gehärtete Wellen bei hoher stoßartiger Belastung (z. B. Caro-bronze)	
			R550	2 ... 6	8	550	500			
			R390	2 ... 60	45	390	260			
CuZn36Pb3	CW603N		R450	2 ... 40	20	340	180	102	4. Kupfer-Zink-Blei-Knetlegierungen nach DIN EN 12164 sehr gut spanbar und warm umformbar; Auto-matendrehteile, dünnwandige Strangpresspro-FILE (Bauprofile)	
			R480	40 ... 80	20	340	160			
			R400	2 ... 25	12	400	250			
CuZn37Mn3Al2 PbSi	CW713R		R480	2 ... 12	8	480	380	93	hohe Festigkeit, hoher Verschleißwiderstand, gut beständig gegen atmosphärische Korrosion, unempfindlich gegen Oktokrassion; Konstruk-tionsteile im Maschinenbau, Gleitlager, Ventil-führungen, Getriebeteile, Kolbenringe	
			R540	6 ... 80	15	540	280			
			R590	6 ... 50	12	590	320			
CuZn39Pb2	CW612N		R620	15 ... 50	8	620	350	120	sehr gut spanbar, gut warm und begrenzt kalt umformbar, Bohr- und Frässtabilität; Teile für die Feinmechanik, den Maschinen- und Appa-ratebau	
			R380	6 ... 40	20	380	160			
			R360	40 ... 80	25	360	150			
			R410	2 ... 40	15	410	250			
			R490	6 ... 14	—	490	370			

TB 1-3 Fortsetzung

Werkstoffbezeichnung		Zu-stand ⁴⁾	Dicke Durchnm. mm	A % min.	R _m min.	R _{p0,2} min.	E kN/mm ²	relative Werkstoffkosten ²⁾	Eigenschaften und Verwendungsbeispiele
Kurzzeichen	Nummer								
CuAl10Fe3Mn2	CW306G	R590 R690	Rundstangen 10 ... 80 10 ... 50	12 6	590 690	330 510			5. Kupfer-Aluminium-Knetlegierungen nach DIN EN 12163 hohe Dauerwechselfestigkeit auch bei Korrosionsbeanspruchung, gute Korrosionsbeständigkeit, meerwasserbeständig, beständig gegen Verzundern, Erosion und Kavitation, wärmfest; Konstruktionsteile für den chemischen Apparatebau, zunderbeständige Teile, Schrauben, Wellen, Zahnräder, Ventilsitze
CuAl10Ni5Fe4	CW307G	R680 R740	10 ... 80 10 ... 80	10 8	680 740	480 530	120	14	ähnlich CW306G; Kondensatorböden, Verschleißteile, Steuerteile für Hydraulik, Papierindustrie, Wellen, Schrauben, Gesenkschmiedeteile
CuAl11Fe6Ni6	CW308G	R750 R830	10 ... 80 10 ... 80	10 —	750 830	450 680			ähnlich CW306G; höchstbelastete Konstruktions-teile: Lagerteile, Ventilsitze, Druckplatten, Ver-schleißteile
CuNi10Fe1Mn	CW352H	R280 R350	Rundstangen 10 ... 80 2 ... 20	30 10	280 350	90 150	134		6. Kupfer-Nickel-Knetlegierungen nach DIN EN 12163 ausgezeichneter Widerstand gegen Erosion, Kavi-tation und Korrosion, unempfindlich gegen Span-nungsrisskorrosion, Lochfraßneigung unter Fremd-ablagerungen, gut kalt umformbar und lötbar; Rohrleitungen, Bremsleitung, Platten und Böden für Wärmetauscher, Kondensatoren, Appara-tebau, Süßwasserbereiter
CuNi30Mn1Fe	CW354H	R340 R420	10 ... 80 2 ... 20	30 14	340 420	120 180	152	18	ähnlich CW352H, jedoch noch höhere Beständi-gungen gegen Erosionskorrosion; Ölkuhler, Ent-salzungsanlagen, Schiffskondensatoren
CuNi12Zn24	CW430J	R380 R450 R540	2 ... 50 2 ... 40 2 ... 10	38 11 5	380 450 540	270 300 450	125		„Neusilber“, gut beständig gegen atmosphärische Einflüsse, organische Verbindungen, neutrale und alkalische Salzlösungen, sehr gut kalt umformbar, löt- und polierbar; Teile für Optik und Feinmech-anik, Tiefzieh- und Prägeteile, Tafelgeräte, Kontakt-federn, Bauwesen
CuSn10-C	CC480K	GS GM GC GZ		18 10 10 10	250 270 280 280	130 160 170 160			7. Kupfer-Zinn-Gusslegierungen nach DIN EN 1982 (Guss-Zinnbronze) korrosions- und kavitationsbeständig, meerwasser-beständig; hochbeanspruchte und korrosions-be-ständige Pumpengehäuse und Armaturen, schnell-laufende Schnecken- und Zahnräder mit Stoßbeanspruchung, Ventilsitze
CuSn11Pb2-C	CC482K	GS GZ GC		5 5 5	240 280 280	130 150 150	94 ... 98	13	gute Verschleißfestigkeit; hochbeanspruchte Gleit-elemente, unter Last bewegte Spindelmuttern, Schnecken- und Schraubenradkränze, Gleitlager mit hohen Lastspitzen
CuSn12-C	CC483K	GS GM GC GZ		7 5 6 5	260 270 300 280	140 150 150 150			Standardlegierung mit guten Gleit- und Ver-schleißeigenschaften bei guter Korrosionsbestän-digkeit, beste Notlaufeigenschaften; Buchsen, Gleitelemente, Gleitleisten, Lagerschalen
CuSn12Ni2-C	CC484K	GS GZ GC		12 8 10	280 300 300	160 180 180			höhere 0,2 %-Dehngrenze und Dauerfestigkeit, abblättern von Metallteilchen an den Zahnflanken von Kegel- und Schneckenräder wird vermieden (pitting); schnelllaufende Schnecken- und Schrau-benradkränze, hochbeanspruchte Pumpen- und Armaturenteile, Spindelmuttern
CuZn33Pb2-C	CC750S	GS, GZ		12	180	70	98		8. Kupfer-Zink-Gusslegierungen nach DIN EN 1982 kostengünstig, gute Spanbarkeit, schleif- und polierbar, mittlere Leitfähigkeit, gute Beständigkeit gegen Brauchwasser; bevorzugt für Sandgussteile, Gas- und Wasserarmaturen, Gehäuse, Konstruktions-teile
CuZn37Pb2Ni1 AlFe-C	CC753S	GM		15	300	150	100		bevorzugt für Serienteile im kostengünstigen Kol-lenguss; Wasser-, Sanitär- und Heizungsinstalla-tion
CuZn33Pb2Si-C	CC751S	GP		5	400	280	105	11	Druckgusslegierung für entzugsbeständige Gussteile, beständig gegen chlorhaltige Wässer
CuZn34Mn3 Al2Fe1-C	CC764S	GS GM GZ		15 10 14	600 600 620	250 260 260	110		hohe Festigkeit und Härte; für statisch hoch beanspruchte Konstruktionsteile, Ventil- und Steuer-teile, Kegel, Sitze
CuZn37Al1-C	CC766S	GM		25	450	170	100		mittlere Festigkeit; Konstruktions- und Leitwerk-stoff in Maschinenbau und Feinwerktechnik, Kol-lengussteile für Maschinenbau und Elektrotech-nik

TB 1-3 Fortsetzung

Werkstoffbezeichnung		Zu-stand ⁴⁾	Dicke Durchm. mm	A % min.	R _m min.	R _{p0,2} min.	E kN/mm ²	relative Werkstoff-kosten ²⁾	Eigenschaften und Verwendungsbeispiele					
Kurzzeichen	Nummer													
CuSn5Zn5Pb5-C	CC491K	GS		13	200	90		95	9. Kupfer-Zinn-Zink-(Blei)-Gusslegierungen (Rotguss) und Kupfer-Zinn-Blei-Gusslegierungen (Guss-Zinn-Bleibronze) nach DIN EN 1982 Stammlegierung, nicht für Gleitzwecke, ausgezeichnete Korrosionsbeständigkeit, gute Festigkeits-, Bearbeitungs- und Gießeigenschaften; hochwertige Ventile, Armaturen, Wasserzapfentische, Zahnräder, druckdichte Gussstücke					
		GM		6	220	110								
		GZ		13	250	110								
		GC		13	250	110								
CuSn7Zn4Pb7-C	CC493K	GS		15	230	120		12	Standardgleitwerkstoff mit ausgezeichneten Notlaufeigenschaften, mittlere Festigkeit und Härte; Gleitlager für gehärtete und ungehärtete Wellen, Gleitplatten und -leisten, Druckwalzen, Schiffs-wellenbezüge					
		GM		12	230	120								
		GC, GZ		12	260	120								
CuSn7Zn2Pb3-C	CC492K	GS		14	230	130		95	Konstruktionswerkstoff mit hoher Festigkeit und Dehnung, geringe Wanddickenempfindlichkeit und Gasdurchlässigkeit, druckdicht					
		GM		12	230	130								
		GZ		12	260	130								
		GC		12	270	130								
CuSn10Pb10-C	CC495K	GS		8	180	80		12	sehr gute Gleiteigenschaften, gute Korrosionsbeständigkeit, gute Verschleißfestigkeit; Gleitlager für hohe Flächenpressung, hoch beanspruchte Fahrzeuglager und Kalandervorlagen, Lager für Warmwalzwerke					
		GM		3	220	110								
		GZ		6	220	110								
		GC		8	220	110								
CuSn5Pb20-C	CC497K	GS		5	150	70			hervorragende Gleit- und Notlaufeigenschaften, gießtechnisch problematisch (Verbundguss), beständig gegen Schwefelsäure, für Lager mit hoher Pressung und geringer Gleitgeschwindigkeit; Pleuel Lager in Verbrennungsmotoren, Lager für Wasserpumpen, Kaltwalzwerke und Landmaschinen, korrosionsbeständige Armaturen und Gehäuse					
		GC		7	180	90								
		GZ		6	170	80								
b) Aluminiumlegierungen														
$K_1 = 1$ für Al-Knetleg. und für Al-Gussleg. nur bei $d \leq 12$ mm $K_1 = 1,1 \cdot (d/7,5 \text{ mm})^{-0,2}$ für Al-Gussleg. bei $12 \text{ mm} < d < 150 \text{ mm}$ $K_1 = 0,6$ für Al-Gussleg. bei $d \geq 150 \text{ mm}$ Normabmessung des Probestabes: $d_N = 12 \text{ mm}$														
ENAW-(Al99,5)	ENAW-1050A	O/H111	Bleche	≤ 50	>20	65	20	2,1	10. Kupfer-Aluminium-Gusslegierungen (Guss-Aluminiumbronze) nach DIN EN 1982 meerwasserbeständig und korrosionsbeständig gegenüber Schwefel- und Essigsäure; Schiffsbau, Apparatebau, Ventilsitze, Armaturen, Beizanlagen					
		H14	≤ 25	2 ... 6	105	85								
		H18	≤ 3	2	140	120								
ENAW-ALMn1Cu	ENAW-3003	O/H111	Bleche	≤ 50	>15	95	35	120	meerrwasser- und korrosionsbeständig, verschließfest, geringe Temperaturabhängigkeit der Festigkeitswerte, statisch und schwingend hoch beanspruchbar, nicht für chlorhaltige Medien; Schraubenwellen, Zahnräder, Schneckenräder, Heißdampfarmaturen, Steuerkräfte					
		H14	≤ 25	2 ... 5	145	125								
		H18	≤ 3	2	190	170								
ENAW-AlMg5	ENAW-5019	F, H112	Rundstangen	≤ 200	14	250	110	2,5	erhöhte Korrosionsbeständigkeit gegen Seewasser, schlecht löt- und schweißbar, gut kalt umformbar; Automatendrehteile, vorwiegend anodisiert und eingefärbt oder hartanodisiert, Schrauben, Stifte, Schraubnägel, Drahtwaren					
		O, H111	≤ 80	16	250	110								
		H12, H22	≤ 40	8	270	180								
		H14, H24	≤ 25	4	300	210								
ENAW-AlMg2 Mn0,8	ENAW-5049	O, H111	Bleche	≤ 100	12 ... 18	190	80	2,3	Eigenschaften der Reihe 5000, aber schwer warm umformbar und schlecht lötbar; Tragwerkkonstruktionen, Nutzfahrzeugaufbauten, Wagenkästen, Druckbehälter, Apparate und Behälter für Getränke und Lebensmittel, Schrauben, Niete					
		H14	≤ 25	3 ... 5	240	190								
		H18	≤ 3	2	290	250								

TB 1-3 Fortsetzung

Werkstoffbezeichnung		Zu-stand ⁴⁾	Dicke Durchm. mm	A % min.	R _m min.	R _{p0,2} min.	E kN/mm ²	relative Werkstoff-kosten ²⁾	Eigenschaften und Verwendungsbeispiele
Kurzzeichen	Nummer								
ENAW-AlMg4,5 Mn0,7	ENAW-5083	O, H111 H14 H16	Bleche ≤50 ≤25 ≤4	≥11 2...4 2	275 340 360	125 280 300	70	2,1	Eigenschaften der Reihe 5000, aber zusätzlich hohe chemische Beständigkeit und Tieftemperatur-eigenschaften (bis 4 K), Betriebstemperaturen zwischen 80 und 200 °C bei gleichzeitiger mechanischer Beanspruchung vermeiden; Druckbehälter, Tragwerke (auch ohne Oberflächenschutz), selbsttragende Sattel- und Tankfahrzeuge, Schweißkonstruktionen, Panzerplatten, Maschinengestelle, Luftzerlegungs- und Gasverflüssigungsanlagen, Methantanker
ENAW-AlMg4	ENAW-5086	O, H111 H14 H18	Bleche ≤150 ≤25 ≤3	≥11 2...4 1	240 300 345	100 240 290		3	Eigenschaften der Reihe 5000, nicht für Langzeit-temperaturen über 65 °C geeignet, anfällig gegen interkristalline Korrosion und Spannungsrisikorrosion nach unsachgemäßer Wärmebehandlung; Schweißkonstruktionen, Maschinenbau, Schiffsin-dustrie, Apparate, Behälter, Rohrleitungen für Lebensmittel und Getränke
ENAW-AlMg3	ENAW-5754	O, H111 H14 H18	Bleche ≤100 ≤25 ≤3	≥12 3...5 2	190 240 290	80 190 250		3	Eigenschaften und Verwendung ähnlich AlMg2Mn0,8
ENAW-AlCu4Pb MgMn	ENAW-2007	T3 T3 T351	Rundstangen ≤30 30...80 ≤80	7 6 5	370 340 370	240 220 240		2,5	2. Aluminium-Knetlegierungen, aushärtbar (DIN EN 485-2, 754-2 und 755-2) Automatenlegierung, nur im Zustand kalt ausge-härtet in Form von Stangen und Rohren lieferbar, nicht schweißgeeignet, geringe chemische Bestän-digkeit und Leitfähigkeit; Dreh- und Frästeile
ENAW-AlCu4 SiMg	ENAW-2014	O, H111 T3 T4 T6	Rundstangen ≤80 ≤80 ≤80 ≤80	10 8 12 8	<240 380 380 450	<125 290 220 380		2,5	in warm ausgehärtetem Zustand ausreichende Korrosionsbeständigkeit, bedingt kalt umformbar und spanbar, keine Eignung zum Schweißen und zur anodischen Oxidation; Gesenk- und Freiform-schmiedeteile für hohe Beanspruchung, Teile in Hydraulik und Pneumatik, Pleuel, Schrauben, Zahnräder, Konstruktionen im Maschinen-, Hoch- und Flugzeugbau
ENAW-AlMgSi	ENAW-6060	T4 T5 T66	Profile ≤25 ≤5 >5 ≤ 25 ≤3 >3 ≤ 25	16 8 8 8 8	120 160 140 215 195	60 120 100 160 150	70	3	die Sorten der Reihe 6000 sind kalt und warm aushärtbar, schweißbar, korrosionsbeständig, nicht dekorativ anodisierbar, die Sorte 6060 ist darüber hinaus besonders gut strapazierbar, auch ist ein Aushärteten nach dem Schweißen möglich; Profile für Tragkonstruktionen, Fenster-, Tür-, Abdeck- und Abschlussprofile, Rolladenstäbe, Heizkörper, Maschinenteile, Elektromotorengehäuse, Pneu-matikzylinder, Aufbauten, Container, Einrich-tungen von Schiffen und Schienenfahrzeugen
ENAW-AlSi1MgMn	ENAW-6082	O, H111 T4 T5 T6	Profile alle ≤25 ≤5 ≤5 >5 ≤ 25	14 14 8 8 10	<160 205 270 290 310	<110 110 230 250 260		3,2	wie Sorte 6060, weist die höchste Festigkeit, Zäh-igkeit und Korrosionsbeständigkeit auf, lässt sich aber schwer pressen; Profile und Schmiedestücke für Tragwerke, den Fahrzeug- und Maschinenbau, Blechformteile, Bierfässer, Schrauben, Niete
ENAW-AlZn4,5Mg1	ENAW-7020	T6	Profile ≤40	10	350	290		3,2	Konstruktionslegierungen der Reihe 7000 mit höchster Festigkeit bei geringer Beständigkeit, gute Kaltumformbarkeit in weichem Zustand (O), härtet nach dem Schmelzschweißen selbsttätig aus ist aber kerbempfindlich und alterungsanfällig; Profile, Rohre und Bleche für geschweißte Trag-werke im Hoch-, Fahrzeug- und Maschinenbau
ENAC-AlCu4MgTi	ENAC-21000	S T4 K T4 L T4		5 8 5	300 320 300	200 200 220	72		3. Aluminium-Gusslegierungen nach DIN EN 1706 einfachere Gussstücke mit höchster Festigkeit (warm ausgehärtet) oder höchster Zähigkeit (kalt ausgehärtet), gut spanbar, bedingt schweißbar; als Feinguss (L) auch für verzweigte dünnwandige Gussstücke für den Maschinen- und Fahrzeugbau
ENAC-AlSi7Mg0,3	ENAC-42100	S T6 K T6 L T6		2 4 3	230 290 260	190 210 200	73		für Gussstücke mittlerer bis größerer Wanddicke, hohe Festigkeit und Zähigkeit, korrosionsbestän-dig, als Feinguss überwiegend für dünnwandige Gussstücke für den Fahrzeug- und Flugzeugbau; aushärtbar; Hinterachslenker, Bremssättel, Rad-träger

TB 1-3 Fortsetzung

Werkstoffbezeichnung		Zu-stand ⁴⁾	Dicke Durchm. mm	A % min.	R _m min.	R _{p0,2} min.	E kN/mm ²	relative Werkstoffkosten ²⁾	Eigenschaften und Verwendungsbeispiele
Kurzzeichen	Nummer								
ENAC-AlSi9Mg	ENAC-43300	S T6 K T6		2 4	230 290	190 210	75	3,5	für verwickelte, dünnwandige Gussstücke mit hoher Festigkeit, guter Zähigkeit und sehr guter Witterungsbeständigkeit, austärbar, gut schweiß- und lötbar, gut spanbar; Motorblöcke, Getriebe- und Wanderghäuse
ENAC-AlSi8Cu3	ENAC-46200	S F K F D F		1 1 1	150 170 240	90 100 140	75		für verwickelte, dünnwandige Sand- und Kokillengussstücke, nicht austärbar, sehr gutes Formfüllungsvermögen, geringe Neigung zu Innenlunker und Einfallsstellen, gute Warmfestigkeit bis 200 °C, geringe Zahigkeit und Beständigkeit, Fertigungsschweißung möglich (WIG); Gehäuse für Maschinen-, Geräte- und Fahrzeugbau
ENAC-AlMg5	ENAC-51300	S F K F L F		3 4 3	160 180 170	90 100 95	69		für korrosionsbeständige Gussstücke, auch für Beanspruchung durch schwach alkalische Medien und für Gussstücke mit dekorativer Oberfläche, nicht austärbar, sehr gut spanbar, anodisch oxidiertbar; Beschlagteile, Haushaltsgeräte, Armaturen, Maschinen für Lebensmittel- und Getränkeindustrie, Schiffsbau
c) Magnesiumlegierungen									geringste Dichte aller metallischen Werkstoffe bei mittlerer Festigkeit, hervorragend spanbar, kerbempfindlich, durch niedrigen E-Modul schlagfest und geräuschdämpfend, besondere Schutzmaßnahmen gegen Selbstentzündung (beim Schmelzen, Gießen, Zerspanen) und Korrosion erforderlich, Superleichtbau durch mit Fasern und Partikeln (z. B. SiC) verstärkten Verbundstoff (MMC)
MgMn2	3.5200.08	F20 F22	>2 <2	1,5 2	200 220	145 165			1. Magnesium-Knetlegierungen nach DIN 1729 und DIN 9115
MgAl3Zn	3.5312.08	F20 F24 F27	— ≤10 —	1,5 10 8	200 240 270	145 155 155	43 ... 45		Korrosionsbeständig, leicht umformbar, gut schweißbar (WIG); Blechprofile, Verkleidungen, Presssteile, Kraftstoffbehälter
MgAl6Zn	3.5612.08	F27	≤10	10	270	175			mittlere Festigkeit, umformbar, gute chemische Beständigkeit, schweißbar; Bauteile mittlerer mechanischer Beanspruchung
MgAl8Zn	3.5812.08	F27 F29 F31	— ≤10 ≤10	8 10 6	270 290 310	195 205 215			hohe Festigkeit, schwingungsfest, bedingt schweißbar; Karosserieteile, Leichtbauteile
EN-MCMgAl8Zn1	EN-MC 21110	S, K F S, K T4 D F		2 8 1...7	160 240 200 ... 250	90 90 140 ... 170		3	Höchste Festigkeit, schwingungsfest, nicht schweißbar; schwingungs- und stoßbeanspruchte Bauteile
EN-MCMgAl9Zn1	EN-MC 21120	S, K F S, K T4 S, K T6 D F		2 6 2 1...6	160 240 240 200 ... 260	90/110 110/120 150 140 ... 170	41 ... 45	3,5	2. Magnesium-Gusslegierungen nach DIN EN 1753
									gut gießbar, schweißbar, gute Gleiteigenschaften, dynamisch beanspruchbar; schwingungs- und stoßbeanspruchte Teile, Getriebe- und Motorengehäuse, Olwanne
									gut gießbar, schweißbar, hohe Festigkeit, dynamisch belastbar; schwingungs- und stoßbeanspruchte Teile, Fahrzeug- und Flugzeugbau, Armaturen

1) Die mechanischen und physikalischen Eigenschaften der Werkstoffe werden stark beeinflusst von Schwankungen in der Legierungszusammensetzung und vom Gefügezustand. Die angegebenen Festigkeitskennwerte sind nur für bestimmte Abmessungsbereiche gewährleistet.

2) Siehe auch Fußnote 3) zu TB 1-1.

Die angegebenen relativen Werkstoffkosten gelten bei Sandguss im Gewichtsbereich von 1 bis 5 kg, mittlerem Schwierigkeitsgrad und mindestens 10 Abgüssen; Kokillen- und Druckguss im Gewichtsbereich 0,25 bis 0,5 kg, mittlerem Schwierigkeitsgrad und mindestens 5000 Stück.

3) Weitere Werkstoffdaten über Kupferlegierungen siehe unter Gleitlager, TB 15-6.

4) Zustandsbezeichnungen und Gießverfahren:

Festigkeit bei Cu-Leg.: z. B. R600 → Mindestzugfestigkeit $R_m = 600 \text{ N/mm}^2$;

Gießverfahren bei Cu-Leg.: GS Sandguss GM Kokillenguss GZ Schleuderguss GC Strangguss GP Druckguss;

Aluminium-Knetlegierungen, nicht austärbar: O = weichgeglüht; F = Gusszustand; H111 = geeglüht mit nachfolgender geringer Kaltverfestigung; H12 = kalt verfestigt, 1/4-hart; H14 = kalt verfestigt, 1/2-hart; H16 = kalt verfestigt, 3/4-hart; H18 = kalt verfestigt, 4/4-hart; H22 = kalt verfestigt und rückgeglüht, 1/4-hart; H24 = kalt verfestigt und rückgeglüht, 1/2-hart;

Aluminium-Knetlegierungen, austärbar: T3 = lösungsgeglüht, kalt umgeformt und kalt ausgelagert; T351 = lösungsgeglüht, durch kontrolliertes Recken entspannt und kalt ausgelagert; T4 = lösungsgeglüht und kalt ausgelagert; T5 = abgeschreckt und warm ausgelagert; T6 = lösungsgeglüht und vollständig warm ausgelagert;

Aluminium- und Magnesium-Gusslegierungen: S Sandguss K Kokillenguss D Druckguss L Feinguss;

Festigkeit bei Mg-Knetlegierung: z. B. F22 → $R_m = 10 \cdot 22 = 220 \text{ Nmm}^2$.

TB 1-4 Kunststoffe

Auswahl für den allgemeinen Maschinenbau

Festigkeitskennwerte bei Raumtemperatur in N/mm²

Allgemeine Kenndaten: Relativ niedrige Festigkeit, geringe Steifigkeit durch niedrigen Elastizitätsmodul, mechanische Eigenschaften stark zeit- und temperaturabhängig, geringe Wärmeleitfähigkeit, gute elektrische Isoliereigenschaften, gute Beständigkeit, große Typenvielfalt

Werkstoff Kurzzeichen Handelsnamen	Dichte ρ g/cm ³	Dehnung ¹⁾ ϵ_M % min.	Festig- keit ²⁾ σ_M (σ_{SW}) min.	Zeitdehn- spannung $\sigma_{1/1000}$ min.	Elastizitäts- modul E mittel	Gebrauchs- temperatur dauernd °C max. min.	relative Werkstoff- kosten ³⁾	Eigenschaften und Verwendungsbeispiele
a) Thermoplaste								lassen sich ohne chemische Veränderung reversibel zu einem plastischen Zustand erwärmen und dann leicht verformen; sie sind schmelzbar, schweißbar, quellbar und löslich; je nach Molekülordnung sind sie spröde und glasklar (amorph) oder trüb, zäh und fest (teilkristallin)
Polyethylen PE-HD PE-LD Hostalen, Vestolen, Baylon	0,96 0,92	12 (400) 8 (600)	20 (16) 8	2 1	1000 300	80 60	– 50 – 50	0,6 (0,3) (0,25)
Polypropylen PP (isotaktisch) Novolen, Ultralen, Vestolen P	0,9	10 (800)	35 (20)	6	1200	100	0	0,6 (0,35)
Polystyrol PS Vestylon, Styron, Polystyrol	1,05	3	45 (20)	18	3300	60	– 10	0,6 (0,35)
Acrylnitril-Poly- butadien-Styrol- Pfropfpolymer ABS Novodur, Terluran, Cycloc	1,05	2 (20)	32 (15)	9	2300	75	– 40	
Polyvinylchlorid hart PVC-U Hostalit, Mipolam, Trovidur	1,38	4 (10)	50	20	3000	65	– 5	
Polytetraflour- ethylen PTFE Hostafalon TF, Teflon, Fluon	2,15	10 (350)	12 (30)	1	410	250	–200	15,5
Polyoxymethylen POM Delrin, Hostaform, Ultraform	1,41	8 (25)	65 (27)	12	2800	90	– 60	
Polyamid PA66 Durathan A, Ultramid A, Minlon obere Werte: trocken untere Werte: konditioniert (feucht)	1,13 1,14	5 (20) 15 (150)	80 55 (30)	7 6	2800 1600	100 100	– 30 – 30	2,2 (1,2)
PA-Typ mit der größten Härte, Steifheit, Abriebfestigkeit und Formbeständigkeit in der Wärme; mechanische Eigenschaften, Formteileabmessungen und elektrische Isoliereigenschaften hängen stark vom Feuchtegehalt ab, meist Anreichern mit Wasser erforderlich (Konditionieren), gute Gleit- und Notlaufeigenschaften, beständig gegen Kraftstoffe und Öle; Gleitelemente, Zahnräder, Laufrollen, Gehäuse, Seile, Lagerbuchsen, Dübel								

TB 1-4 Fortsetzung

Werkstoff Kurzzeichen Handelsnamen	Dichte ϱ g/cm ³	Dehnung ¹⁾ ϵ_M (ϵ_B) % min.	Festig- keit ²⁾ σ_M (σ_{Bw}) min.	Zeitdehn- spannung $\sigma_1/1000$ min.	Elastizitäts- modul E mittel	Gebrauchs- temperatur dauernd °C max.	relative Werkstoff- kosten ³⁾	Eigenschaften und Verwendungsbeispiele
b) Duroplaste								engmaschig räumlich vernetzte Polymer-Werkstoffe, die nach der Formgebung (Härtung) nur noch spanend bearbeitet werden können; nicht schmelzbar, nicht schweißbar, unlöslich und nur schwach quellbar, werden meist mit Verstärkungsstoffen verarbeitet
Phenolharz-Hartgewebe DIN 7735 Hgw 2081 (Füllstoff: Baumwollgewebe) Resofil, Resitex, Novotex	1,3	–	50 (25)		7000	110		hohe Zähigkeit, Festigkeit, Steifheit und Härte, unbeständig gegen starke Säuren und Laugen; mechanisch hoch beanspruchbare Schichtpressstoffe für Zahnräder (geräuscharm), Lagerbuchsen, Gleitbahnen, Laufrollen, Ziehwerkzeuge
Polyesterharz UP DIN 16946 Typ 1110 Véstopal, Palatal	1,2	(0,6)	40		3500	100		hart, spröde, transparent; meist als Gießharz für die Herstellung verstärkter Formteile, Vergussmassen, Überzüge, Beschichtungen
GFK-Lamine UP-Harz – Glasfasergewebe 55% – Glas-Rovinggewebe 65% Alpolit, Legualva, Sonoglas	1,65 1,8	– (2)	250 (50) 650	50	16000 35000	100 100	6	sehr hohe Festigkeit, gute chemische Beständigkeit, auch für Außenanwendungen, günstige elektrische Isoliereigenschaften, durchscheinend, laden sich elektrostatisch auf; Laminate für großflächige Konstruktionssteile wie Maschinengehäuse, Karosserien, Behälter, Lifter, Rohrleitungen, Lichtdächer
PUR-Integral-Hartschaumstoff RIM-Verfahren Bayprep, Elastopor, Elastolit	0,40 0,60	(7) (7)	8 18 (8)	3	350 600	100 100		gute mechanische Steifigkeit bei geringem Gewicht; Gehäuse für Kopier- und Rechengeräte, Möbel, Ladeneinrichtungen, Karosserieteile, Schuhsohlen
c) Elastomere								lassen sich reversibel mindestens auf das Doppelte bis Mehrfache ihrer Ausgangslänge dehnen, kleiner Elastizitätsmodul, flexibel
Thermoplastische Polyurethan-Elastomere TPU Typ 385 Désmopan, Caprolan, Cytor	1,20	(400)	35 (6)		50	80	– 60	hohe Reißdehnung, günstiges Reibungs- und Verschleißverhalten, hohe Beständigkeit, hohes Dämpfungsvermögen; Lager, Dämpfungselemente, Membranen, Zahnrämen, Dichtungen, Herzklappen, Infusionsschläuche, Schlauchpumpen, Kupplungselemente
Acrylnitril-Butadien-Kautschuk (Nitrilkautschuk) NBR Perbunan N, Europrene N, Butacril	1,0	(450)	6		50	100	– 30	beständig gegen Öle, Fette und Kraftstoffe, alterungsbeständig, abriebfest, wenig kälteflexibel, geringe Gasdurchlässigkeit; Standard-Dichtungswerkstoff, O-Ringe, Nutringe, Wellendichtringe, Benzinschläuche, Membranen
Ethylen-Propylen-Kautschuk EPDM Buna AP, Vistalon, Keltan	0,86	(500)	4		200	120	– 50	gute Witterungs-, Ozon- und Chemikalienbeständigkeit (außer gegen Öl und Kraftstoff), heißwasserbeständig (Waschlaugen), gute elektrische Isoliereigenschaften; energieabsorbierende Kfz-Außenteile (Spoiler, Stoßfänger), Dichtungen, Kühlwasserschläuche, Kabelummantelungen
Silikonkautschuk MVQ Silopren, Silastic, Elastosil	1,25	(250)	1		200	180	– 80	schwer benetzbar, ausgezeichnete Wärme-, Kälte-, Licht- und Ozonbeständigkeit, sehr gute elektrische Isoliereigenschaften, unbeständig gegen Kraftstoff und Wasserdampf, physiologisch unbedenklich; ruhende und bewegte Dichtungen, dauerelastische Fugendichtungen, Vergussmassen, Transportbänder (nicht haftend bzw. heißes Gut), Schläuche

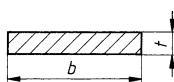
1) Dehnung bei der Zugfestigkeit. Klammerwerte gelten für die Bruchdehnung.

2) Maximalspannung (Zugfestigkeit), die ein Probekörper während eines Zugversuchs trägt. Klammerwerte gelten für die Biegewechselfestigkeit.

3) Siehe Fußnote 3) zu TB 1-1.

Die relativen Werkstoffkosten gelten für mittlere Abmessungen von Kunststoff-Halbzeugen. Die Klammerwerte erfassen nur die reinen Werkstoffkosten (Granulat).

TB 1-5 Warmgewalzte Flachstäbe aus Stahl für allgemeine Verwendung nach DIN EN 10058



Bezeichnung: eines warmgewalzten Flachstabes aus S235JR der Breite $b = 60$ mm, der Dicke $t = 12$ mm, in Festlänge (F) $L = 5000$ mm:
Flachstab EN 10 058 – 60 × 12 × 5000 F
Stahl EN 10025-S235JR

Dicke t : 5 6 8 10 12 15 20 25 30 35 40 50 60 80

Breite **b** und Bereich der zugeordneten Dicken t:

10 × 5; 12 × 5 6; 15 × 5 6 8 10; 20 × 5 6 8 10 12 15; 25 × 5 6 8 10 12 15; 30 × 5 6 8 10 12 15 20;
35 × 5 6 8 10 12 15 20; 40 × 5 6 8 10 12 15 20 25 30; 45 × 5 6 8 10 12 15 20 25 30; 50 × 5 6 8 10 12 15 20 25 30;
60 × 5 6 8 10 12 15 20 25 30 35 40; 70 × 5 6 8 10 12 15 20 25 30 35 40; 80 × 5 6 8 10 12 15 20 25 30 35 40 50 60;
90 × 5 6 8 10 12 15 20 25 30 35 40 50 60; 100 × 5 6 8 10 12 15 20 25 30 35 40 50 60; 120 × 6 8 10 12 15 20 25 30 35 40 50 60; 150 × 6 8 10 12 15 20 25 30 35 40 50 60 80

Längenart: Herstelllänge (M) 3000 bis 13000 mm; Festlänge (F) 3000 bis 13000 mm ± 100 mm; Genaulänge (E) < 6000 mm ± 25 mm, ≥ 6000 mm bis 13000 mm ± 50 mm.

TB 1-6 Rundstäbe

Art (übliche Ausführung)	zulässige Abweichung in mm	Nenndurchmesser d in mm
warmgewalzte Rundstäbe aus Stahl nach DIN EN 10060	$\pm 0,4 : d = 10 \dots 15$ $\pm 0,5 : d = 16 \dots 25$ $\pm 0,6 : d = 26 \dots 35$ $\pm 0,8 : d = 36 \dots 50$ $\pm 1,0 : d = 52 \dots 80$ $\pm 1,3 : d = 85 \dots 100$ $\pm 1,5 : d = 105 \dots 120$ $\pm 2,0 : d = 125 \dots 160$ $\pm 2,5 : d = 165 \dots 200$ $\pm 3,0 : d = 220$ $\pm 4,0 : d = 250$	10 12 13 14 15 16 18 19 20 22 24 25 26 27 28 30 32 35 36 38 40 42 45 48 50 52 55 60 63 65 70 73 75 80 85 90 95 100 105 110 115 120 125 130 135 140 145 150 155 160 165 170 175 180 190 200 220 250
blanker Rundstäbe nach DIN EN 10 278 ¹⁾ Fertigzustand: a) gezogen (+C) b) geschält (+SH) c) geschliffen (+SL) d) poliert (+PL)	gezogen/geschält: h9 h10 h11 h12 geschliffen/poliert: h6 h7 h8 h9 h10 h11 h12	nicht festgelegt

Oberflächengüteklassen
DIN EN 10277-1:
zul. Tiefe der Ungänzen z. B.:
Klasse 1: max. $0,02 \cdot d$
für $15 < d \leq 100$ mm
Klasse 2: max. $0,02 \cdot d$ für
 $15 < d \leq 75$ mm
Klasse 3: max. $0,01 \cdot d$ für
 $20 < d \leq 75$ mm
Klasse 4: herstelltechnisch rissfrei
(nur im Zustand + SH und/oder
+ SL verfügbar)

¹⁾ Ersatz für DIN 668, DIN 670 und DIN 671: Blanker Rundstahl, DIN 669: Blanke Stahlwellen, DIN 59360 bzw. DIN 59361: Geschliffen-polierter blanke Rundstahl.

Längenart für warmgewalzte Rundstäbe: Herstelllänge (M) 3000 bis 13000 mm; Festlänge (F) 3000 bis 13000 mm ± 100 mm; Genaulänge (E) < 6000 mm ± 25 mm, ≥ 6000 bis 13000 mm ± 50 mm.

Längenart für blanke Rundstäbe: Herstelllänge 3000 bis 9000 mm ± 500 mm; Lagerlänge 3000 oder 6000 mm + 200 mm; Genaulänge bis zu 9000 mm ± 5 mm (mindestens).

Bezeichnungsbeispiel: Warmgewalzter Rundstab aus Stahl nach DIN EN 10060, Durchmesser 30 mm, Genaulänge (E) 4000 mm, Gütenorm EN 10083-1, Kurzname 42CrMo4:

Rundstab EN 10060 – 30 × 4000 E;
Stahl EN 10083-1-42CrMo4.

Bezeichnungsbeispiel: Blanke Rundstab nach DIN EN 10278, Durchmesser 40 mm, Genaulänge 2500 ± 10 mm, Toleranzfeld h10, Werkstoffnorm DIN EN 10084, Kurzname 16MnCr5, Fertigzustand gezogen (+C), Oberflächengüteklaasse 3:

Rund EN 10278 – 40h10 \times 2500 ± 10 ;
EN 10084-16MnCr5 + C – Klasse 3.

TB 1-7 Flacherzeugnisse aus Stahl (Auszug)

a) Bleche und Bänder warmgewalzt (Auswahl) – Grenzabmaße und Lieferbedingungen

Bezeichnung	Norm	Stahlsorte	Grenzabmaße in mm	Lieferart
Warmgewalztes Stahlblech von 3 mm an	DIN EN 10029: 2011-02	DIN EN 10025-2 bis -6 DIN EN 10028-2 bis -6 DIN EN 10083-2 und -3 DIN EN 10084 DIN EN 10085 DIN EN 10207	Dicke (9 Dickenbereiche) Klasse A: Unteres Grenzabmaß abhängig von der Nenndicke (-0,3/+ 0,7... - 1,3/+ 3,5) Klasse B: Konstantes unteres Grenzabmaß von -0,3 mm (-0,3/+ 0,7... - 0,3/+ 4,5) Klasse C: Unteres Grenzabmaß Null (0/+ 1,0...0/+ 4,8) Klasse D: Symmetrisch zum Nennwert verteilte Grenzabmaße (-0,5/+ 0,5... - 2,4/+ 2,4) Breite: 0/+ 20 bis 0/+ 30 abhängig von der Nenndicke Länge: 0/+ 20 bis 0/+ 100 abhängig von der Nennlänge	Nenndicke: $3 \text{ mm} \leq t \leq 400 \text{ mm}$ Nennbreite: $\geq 600 \text{ mm}$ – mit bearbeiteten Kanten oder mit Naturwalzkanten (NK) – mit normaler oder eingeschränkter Seitengeradheit und Rechtwinkligkeit (G) – mit normaler (N) oder mit eingeschränkter (S) Ebenheitstoleranz
Kontinuierlich warmgewalztes Band und Blech abgelängt aus Warmbreitband aus unlegierten und legierten Stählen	DIN EN 10051: 2011-02	DIN EN 10025-2 bis -6 DIN EN 10028-2 bis -6 DIN EN 10083-2 und -3 DIN EN 10084 DIN EN 10085 DIN EN 10111 DIN EN 10149-2 und -3 DIN EN 10207	Dicke (11 Dicken- und 4 Breitenbereiche) Klasse A: (Stähle mit $R_{\text{c min}} \leq 300 \text{ N/mm}^2$) $\pm 0,17 \dots \pm 0,50$ Klasse B: (Stähle mit $R_{\text{c min}} \leq 360 \text{ N/mm}^2$) $\pm 0,20 \dots \pm 0,58$ Klasse C: (Stähle mit $360 \text{ N/mm}^2 < R_{\text{c min}} \leq 420 \text{ N/mm}^2$) $\pm 0,22 \dots \pm 0,65$ Klasse D: (Stähle mit $420 \text{ N/mm}^2 < R_{\text{c min}} \leq 900 \text{ N/mm}^2$) $\pm 0,24 \dots \pm 0,70$ Breite: 0/+ 3...0/+ 6 (für GK) abhängig von der Nennbreite Länge: 0/+ 10...0/+ 40 abhängig von der Nennlänge	Nenndicke: $\leq 25 \text{ mm}$ – Breitband: Breite $600 \text{ mm} \leq w \leq 2200 \text{ mm}$ – Blech aus Breitband geschnitten – längsgeteiltes Band aus Breitband: Breite $w \leq 600 \text{ mm}$ Lieferung mit Naturwalzkanten (NK) oder mit bearbeiteten Kanten (GK)

Bezeichnungsbeispiel:

Blech nach DIN EN 10051 mit der Nenndicke 8,0 mm, Nennbreite 1500 mm, mit bearbeiteten Kanten (GK), Nennlänge 3000 mm, aus Stahl S235J0 nach DIN EN 10025-2:

Blech EN 10051 – 8,0 × 1500 GK × 3000

Stahl EN 10025-2 – S235J0

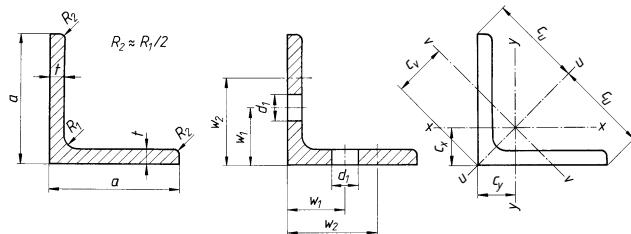
b) Bleche und Bänder – mechanische Eigenschaften und Lieferbedingungen

Kurzname	Stahlsorte Werstoff- nummer	A % min.	R_m N/mm ²	R_c $R_{p0,2}$ N/mm ²	Lieferbare Oberflächenart und -ausführung	Grenzabmaße der Dicke	Lieferform Hinweise
Kaltgewalzte Flacherzeugnisse aus weichen Stählen zum Kaltumformen nach DIN EN 10130							
DC01	1.0330	28	270 … 410	140 280	Oberflächenart A: Poren, Riefen und Warzen zulässig, solange Eignung zum Umformen und für Oberflächenüberzüge nicht beeinträchtigt wird. Oberflächenart B: bessere Blechseite muss Qualitätslakkierung zulassen, die andere Seite mindestens der Oberflächenart A entsprechen. Oberflächenausführungen b: besonders glatt ($R_a \leq 0,4 \mu\text{m}$) g: glatt ($R_a \leq 0,9 \mu\text{m}$) m: matt ($R_a = 0,6 \dots 1,9 \mu\text{m}$) r: rau ($R_a \geq 1,6 \mu\text{m}$)	Entsprechend DIN EN 10131 abhängig von Nenndicke und Nennbreite ($\pm 0,04 \dots \pm 0,17$)	Dickenbereich: 0,35 … 3,0 mm Blech, Breitband, längsgeteiltes Band oder Stäbe Lieferung erfolgt in kalt nachgewalztem Zustand, geölt. Der kleinere R_c-Wert gilt für Konstruktionszwecke Freiheit von Fließfiguren: DC01: 3 Monate DC03, DC04, DC05: 6 Monate DC06 und DC07: unbegrenzt Verwendung: Kalt umgeformte Blechteile im Maschinen-, Fahrzeug- und Gerätebau schweißbar, lackierbar Die mechanischen Eigenschaften sind für DC01 nicht und für DC03 bis DC07 für 6 Monate garantiert.
DC03	1.0347	34	270 … 370	140 240			
DC04	1.0338	38	270 … 350	140 210			
DC05	1.0312	40	270 … 330	140 180			
DC06	1.0873	38	270 … 350	120 170			
DC07	1.0898	44	250 … 310	100 150			
Warmgewalzte Flacherzeugnisse aus Stählen mit höherer Streckgrenze im vergüteten Zustand nach DIN EN 10025-6							
S460Q	1.8908	17	(3 ≤ $t \leq 50$)	(3 ≤ $t \leq 50$)	Für die zulässigen Oberflächengänzen und das Ausbessern von Oberflächenfehlern durch Schleifen oder Schweißen gilt Klasse A bzw. B nach EN 10163-1 und -2	siehe EN 10029 Klasse A	Verwendung in Nenndicken von 3 mm bis 150 mm bei den Sorten S460, S500, S550, S620 und S690, maximal 100 mm bei S890 und max. 50 mm bei S960 Alle Sorten auch in den Güteklassen L und L1 lieferbar (z. B. S690QL1) mit festgelegter Kerbschlaggerbeit bei -40 °C oder -60 °C; ohne S960. Schweißeignung grundsätzlich vorhanden.
S500Q	1.8924	17	590 … 770	500			
S550Q	1.8904	16	640 … 820	550			
S620Q	1.8914	15	700 … 890	620			
S690Q	1.8931	14	770 … 940	690			
S890Q	1.8940	11	940 … 1100	890			
S960Q	1.8941	10	980 … 1150	960			

Bezeichnungsbeispiel

Bezeichnung von Breitband aus der Stahlsorte DC06 nach EN 10130, Oberflächenart B, Oberflächenausführung matt (m):

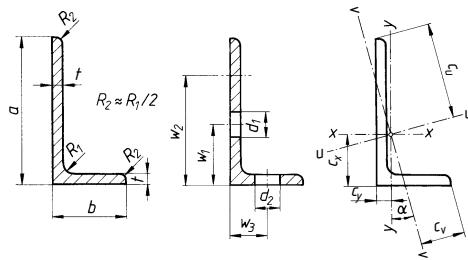
Blech EN 10130 – DC06 – B – m

TB 1-8 Warmgewalzte gleichschenklige Winkel aus Stahl nach EN 10056-1


Bezeichnung eines warmgewalzten gleichschenkligen Winkels mit Schenkelbreite $a = 80 \text{ mm}$ und Schenkeldicke $t = 10 \text{ mm}$:
L EN 10056-1-80 × 80 × 10

Kurzzeichen	Maße			längenbezogene Masse $m' \text{ kg/m}$	Querschnittsfläche $A \text{ cm}^2$	Abstände der Achsen			statische Werte für die Biegeachse								Schenkellöcher nach DIN 997		
	$a \text{ mm}$	$t \text{ mm}$	$R_1 \text{ mm}$			$c_x = c_y \text{ cm}$	$c_u \text{ cm}$	$c_v \text{ cm}$	$I_x = I_y \text{ cm}^4$	$i_x = i_y \text{ cm}$	$W_x = W_y \text{ cm}^3$	$u - u \text{ cm}^4$	$i_u \text{ cm}$	$I_v \text{ cm}^4$	$i_v \text{ cm}$	$v - v \text{ cm}^3$	$W_v \text{ cm}^3$	$d_{1 \max}^{(1)} \text{ mm}$	$w_1 \text{ mm}$
20 × 20 × 3	20	3	3,5	0,882	1,12	0,598	1,41	0,846	0,392	0,59	0,279	0,618	0,742	0,165	0,383	0,195	4,3	12	
25 × 25 × 3	25	3	3,5	1,12	1,42	0,723	1,77	1,02	0,803	0,751	0,452	1,27	0,945	0,334	0,484	0,326	6,4	15	
	25	4	3,5	1,45	1,85	0,762	1,77	1,08	1,02	0,741	0,586	1,61	0,931	0,430	0,482	0,399	6,4	15	
30 × 30 × 3	30	3	5	1,36	1,74	0,835	2,12	1,18	1,40	0,899	0,649	2,22	1,13	0,585	0,581	0,496	8,4	17	
30 × 30 × 4	30	4	5	1,78	2,27	0,878	2,12	1,24	1,80	0,892	0,850	2,85	1,12	0,754	0,577	0,607	8,4	17	
35 × 35 × 4	35	4	5	2,09	2,67	1,00	2,47	1,42	2,95	1,05	1,18	4,86	1,32	1,23	0,678	0,865	11	18	
40 × 40 × 4	40	4	6	2,42	3,08	1,12	2,83	1,58	4,47	1,21	1,55	7,09	1,52	1,86	0,777	1,17	11	22	
	40	5	6	2,97	3,79	1,16	2,83	1,64	5,43	1,20	1,91	8,60	1,51	2,26	0,773	1,38	11	22	
45 × 45 × 4,5	45	4,5	7	3,06	3,90	1,25	3,18	1,78	7,14	1,35	2,20	11,4	1,71	2,94	0,870	1,65	13	25	
50 × 50 × 4	50	4	7	3,06	3,89	1,36	3,54	1,92	8,97	1,52	2,46	14,2	1,91	3,73	0,979	1,94	13	30	
	50	5	7	3,77	4,80	1,40	3,54	1,99	11,0	1,51	3,05	17,4	1,90	4,55	0,973	2,29	13	30	
	50	6	7	4,47	5,69	1,45	3,54	2,04	12,8	1,50	3,61	20,3	1,89	5,34	0,968	2,61	13	30	
60 × 60 × 5	60	5	8	4,57	5,82	1,64	4,24	2,32	19,4	1,82	4,45	30,7	2,30	8,03	1,17	3,46	17	35	
	60	6	8	5,42	6,91	1,69	4,24	2,39	22,8	1,82	5,29	36,1	2,29	9,44	1,17	3,96	17	35	
	60	8	8	7,09	9,03	1,77	4,24	2,50	29,2	1,80	6,89	46,1	2,26	12,2	1,16	4,86	17	35	
65 × 65 × 7	65	7	9	6,83	8,70	1,85	4,60	2,62	33,4	1,96	7,18	53,0	2,47	13,8	1,26	5,27	21	35	
70 × 70 × 6	70	6	9	6,38	8,13	1,93	4,95	2,73	36,9	2,13	7,27	58,5	2,68	15,3	1,37	5,60	21	40	
	70	7	9	7,38	9,40	1,97	4,95	2,79	42,3	2,12	8,41	67,1	2,67	17,5	1,36	6,28	21	40	
75 × 75 × 6	75	6	9	6,85	8,73	2,05	5,30	2,90	45,8	2,29	8,41	72,7	2,89	18,9	1,47	6,53	23	40	
	75	8	9	8,99	11,4	2,14	5,30	3,02	59,1	2,27	11,0	93,8	2,86	24,5	1,46	8,09	23	40	
80 × 80 × 8	80	8	10	9,63	12,3	2,26	5,66	3,19	72,2	2,43	12,6	115	3,06	29,9	1,56	9,37	23	45	
	80	10	10	11,9	15,1	2,34	5,66	3,30	87,5	2,41	15,4	139	3,03	36,4	1,55	11,0	23	45	
90 × 90 × 7	90	7	11	9,61	12,2	2,45	6,36	3,47	92,6	2,75	14,1	147	3,46	38,3	1,77	11,0	25	50	
	90	8	11	10,9	13,9	2,50	6,36	3,53	104	2,74	16,1	166	3,45	43,1	1,76	12,2	25	50	
	90	9	11	12,2	15,5	2,54	6,36	3,59	116	2,73	17,9	184	3,44	47,9	1,76	13,3	25	50	
	90	10	11	13,4	17,1	2,58	6,36	3,65	127	2,72	19,8	201	3,42	52,6	1,75	14,4	25	50	
100 × 100 × 8	100	8	12	12,2	15,5	2,74	7,07	3,87	145	3,06	19,9	230	3,85	59,9	1,96	15,5	25	55	
	100	10	12	15,0	19,2	2,82	7,07	3,99	177	3,04	24,6	280	3,83	73,0	1,95	18,3	25	55	
	100	12	12	17,8	22,7	2,90	7,07	4,11	207	3,02	29,1	328	3,80	85,7	1,94	20,9	25	55	
120 × 120 × 10	120	10	13	18,2	23,2	3,31	8,49	4,69	313	3,67	36,0	497	4,63	129	2,36	27,5	25	80	
	120	12	13	21,6	27,5	3,40	8,49	4,80	368	3,65	42,7	584	4,60	152	2,35	31,6	25	80	
130 × 130 × 12	130	12	14	23,6	30,0	3,64	9,19	5,15	472	3,97	50,4	750	5,00	194	2,54	37,7	25	90	
150 × 150 × 10	150	10	16	23,0	29,3	4,03	10,6	5,71	624	4,62	56,9	990	5,82	258	2,97	45,1	28	105	
	150	12	16	27,3	34,8	4,12	10,6	5,83	737	4,60	67,7	1170	5,80	303	2,95	52,0	28	105	
	150	15	16	33,8	43,0	4,25	10,6	6,01	898	4,57	83,5	1430	5,76	370	2,93	61,6	28	105	
160 × 160 × 15	160	15	17	36,2	46,1	4,49	11,3	6,35	1100	4,88	95,6	1750	6,15	453	3,14	71,3	28	60	115
180 × 180 × 16	180	16	18	43,5	55,4	5,02	12,7	7,11	1680	5,51	130	2690	6,96	679	3,50	95,5	28	60	135
	180	18	18	48,6	61,9	5,10	12,7	7,22	1870	5,49	145	2960	6,92	768	3,52	106	28	60	135
200 × 200 × 16	200	16	18	48,5	61,8	5,52	14,1	7,81	2340	6,16	162	3720	7,76	960	3,94	123	28	65	150
	200	18	18	54,3	69,1	5,60	14,1	7,92	2600	6,13	181	4150	7,75	1050	3,90	133	28	65	150
	200	20	18	59,9	76,3	5,68	14,1	8,04	2850	6,11	199	4530	7,70	1170	3,92	146	28	65	150
	200	24	18	71,1	90,6	5,84	14,1	8,26	3330	6,06	235	5280	7,64	1380	3,90	167	28	70	150
250 × 250 × 28	250	28	18	104	133	7,24	17,7	10,2	7700	7,62	433	12200	9,61	3170	4,89	309	28	75	200
	250	35	18	128	163	7,50	17,7	10,6	9260	7,54	529	14700	9,48	3860	4,87	364	28	80	200
250 × 250 × 35	250	28	18	128	163	7,50	17,7	10,6	9260	7,54	529	14700	9,48	3860	4,87	364	28	80	200

¹⁾ Für Nieten und Schrauben von kleineren als den hier angegebenen Größtdurchmessern können die gleichen Anreibmaße angewendet werden.

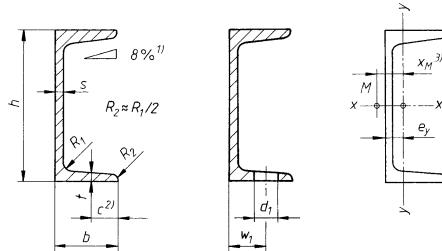
TB 1-9 Warmgewalzte ungleichschenklige Winkel aus Stahl nach EN 10056-1


Bezeichnung eines warmgewalzten ungleichschenkligen Winkels mit Schenkelbreite $a = 100 \text{ mm}$ und $b = 50 \text{ mm}$, Schenkeldicke $t = 8 \text{ mm}$: L EN 10056-1-100 × 50 × 8

Kurzzeichen	Maße				längenbezogene Masse m' kg/m	Querschnittsfläche A cm^2	Abstände der Achsen			Neigung der Achse $v - v$ $\tan \alpha$	statische Werte für die Biegeachse				Schenkellöcher nach DIN 997					
	a mm	b mm	t mm	R_1 mm			c_x cm	c_y cm	c_u cm	c_v cm	I_x cm^3	I_y cm^3	I_u cm^4	I_v cm^4	$d_1 \max$ mm	$d_2 \max$ mm	w_1 mm	w_2 mm	w_3 mm	
30 × 20 × 3	30	20	3	4	1,12	1,43	0,990	0,502	2,05	1,04	0,427	1,25	0,621	0,437	0,292	1,43	0,256	8,4	4,3	17
30 × 20 × 4	30	20	4	4	1,46	1,86	1,03	0,541	2,02	1,04	0,421	1,59	0,807	0,553	0,379	1,81	0,330	8,4	4,3	17
40 × 20 × 4	40	20	4	4	1,77	2,26	1,47	0,48	2,58	1,17	0,252	3,59	1,42	0,600	0,393	3,80	0,393	11	4,3	22
40 × 25 × 4	40	25	4	4	1,93	2,46	1,36	0,623	2,69	1,35	0,380	3,89	1,47	1,16	0,619	4,35	0,700	11	6,4	22
45 × 30 × 4	45	30	4	4,5	2,25	2,87	1,48	0,74	3,07	1,58	0,436	5,78	1,91	2,05	0,91	6,65	1,18	13	8,4	25
50 × 30 × 5	50	30	5	5	2,96	3,78	1,73	0,741	3,33	1,65	0,352	9,36	2,86	2,51	1,11	10,3	1,54	13	8,4	30
60 × 30 × 5	60	30	5	5	3,36	4,28	2,17	0,684	3,88	1,77	0,257	15,6	4,07	2,63	1,14	16,5	1,71	17	8,4	35
60 × 40 × 5	60	40	5	6	3,76	4,79	1,96	0,972	4,10	2,11	0,434	17,2	4,25	6,11	2,02	19,7	3,54	17	11	35
60 × 40 × 6	60	40	6	6	4,46	5,68	2,00	1,01	4,08	2,10	0,431	20,1	5,03	7,12	2,38	23,1	4,16	17	11	35
65 × 50 × 5	65	50	5	6	4,35	5,54	1,99	1,25	4,53	2,39	0,577	23,2	5,14	11,9	3,19	28,8	6,32	21	13	35
70 × 50 × 6	70	50	6	7	5,41	6,89	2,23	1,25	4,83	2,52	0,500	33,4	7,01	14,2	3,78	39,7	7,92	21	13	40
75 × 50 × 6	75	50	6	7	5,65	7,19	2,44	1,21	5,12	2,64	0,435	40,5	8,01	14,4	3,81	46,6	8,36	23	13	40
75 × 50 × 8	75	50	8	7	7,39	9,41	2,52	1,29	5,08	2,62	0,430	52,0	10,4	18,4	4,95	59,6	10,8	23	13	40
80 × 40 × 6	80	40	6	7	5,41	6,89	2,85	0,884	5,20	2,38	0,258	44,9	8,73	7,59	2,44	47,6	4,93	23	11	45
80 × 40 × 8	80	40	8	7	7,07	9,01	2,94	0,963	5,14	2,34	0,253	57,6	11,4	9,61	3,16	60,9	6,34	23	11	45
80 × 60 × 7	80	60	7	8	7,36	9,38	2,51	1,52	5,55	2,92	0,546	59,0	10,7	28,4	6,34	72,0	15,4	23	17	45
100 × 50 × 6	100	50	6	8	6,84	8,71	3,51	1,05	6,55	3,00	0,262	89,9	13,8	15,4	3,89	95,4	9,92	25	13	55
100 × 50 × 8	100	50	8	8	8,97	11,4	3,60	1,13	6,48	2,96	0,258	116	18,2	19,7	5,08	123	12,8	25	13	55
100 × 65 × 7	100	65	7	10	8,77	11,2	3,23	1,51	6,83	3,49	0,415	113	16,6	37,6	7,53	128	22,0	25	21	55
100 × 65 × 8	100	65	8	10	9,94	12,7	3,27	1,55	6,81	3,47	0,413	127	18,9	42,2	8,54	144	24,8	25	21	55
100 × 65 × 10	100	65	10	10	12,3	15,6	3,36	1,63	6,76	3,45	0,410	154	23,2	51,0	10,5	175	30,1	25	21	55
100 × 75 × 8	100	75	8	10	10,6	13,5	3,10	1,87	6,95	3,65	0,547	133	19,3	64,1	11,4	162	34,6	25	23	55
100 × 75 × 10	100	75	10	10	13,0	16,6	3,19	1,95	6,92	3,65	0,544	162	23,8	77,6	14,0	19,7	42,2	25	23	55
100 × 75 × 12	100	75	12	10	15,4	19,7	3,27	2,03	6,89	3,65	0,540	189	28,0	90,2	16,5	230	49,5	25	23	55
120 × 80 × 8	120	80	8	11	12,2	15,5	3,83	1,87	8,23	4,23	0,437	226	27,6	80,8	13,2	260	46,6	25	23	50
120 × 80 × 10	120	80	10	11	15,0	19,1	3,92	1,95	8,19	4,21	0,435	276	34,1	98,1	16,2	317	58,8	25	23	50
120 × 80 × 12	120	80	12	11	17,8	22,7	4,00	2,03	8,15	4,20	0,431	323	40,4	114	19,1	371	66,7	25	23	50
125 × 75 × 8	125	75	8	11	12,2	15,5	4,14	1,68	8,44	4,20	0,360	247	29,6	67,6	11,6	274	40,9	25	23	50
125 × 75 × 10	125	75	10	11	15,0	19,1	4,23	1,76	8,39	4,17	0,357	302	36,5	82,1	14,3	334	49,9	25	23	50
125 × 75 × 12	125	75	12	11	17,8	22,7	4,31	1,84	8,33	4,15	0,354	354	43,2	95,5	16,9	391	58,5	25	23	50
135 × 65 × 8	135	65	8	11	12,2	15,5	4,78	1,34	8,79	3,95	0,245	291	33,4	45,2	8,75	307	29,4	25	21	50
135 × 65 × 10	135	65	10	11	15,0	19,1	4,88	1,42	8,72	3,91	0,243	356	41,3	54,7	10,8	375	35,9	25	21	50
150 × 75 × 9	150	75	9	12	15,4	19,6	5,26	1,57	9,82	4,50	0,261	455	46,7	77,9	13,1	483	50,2	28	23	60
150 × 75 × 10	150	75	10	12	17,0	21,7	5,31	1,61	9,79	4,48	0,261	501	51,6	85,6	14,5	531	55,1	28	23	60
150 × 75 × 12	150	75	12	12	20,2	25,7	5,40	1,69	9,72	4,44	0,258	588	61,3	99,6	17,1	623	64,7	28	23	60
150 × 75 × 15	150	75	15	12	24,8	31,7	5,52	1,81	9,63	4,40	0,253	713	75,2	119	21,0	753	78,6	28	23	60
150 × 90 × 10	150	90	10	12	18,2	23,2	5,00	2,04	10,1	5,03	0,360	533	53,3	146	21,0	591	88,3	28	25	60
150 × 90 × 12	150	90	12	12	21,6	27,5	5,08	2,12	10,1	5,00	0,358	627	63,3	171	24,8	694	104	28	25	60
150 × 90 × 15	150	90	15	12	26,6	33,9	5,21	2,23	9,98	4,98	0,354	761	77,7	205	30,4	841	126	28	25	60
150 × 100 × 10	150	100	10	12	19,0	24,2	4,81	2,34	10,3	5,29	0,438	553	54,2	199	25,9	637	114	28	25	60
150 × 100 × 12	150	100	12	12	22,5	28,7	4,89	2,42	10,2	5,28	0,436	651	64,4	233	30,7	749	134	28	25	60
200 × 100 × 10	200	100	10	15	23,0	29,2	6,93	2,01	13,2	6,05	0,263	1220	93,2	210	26,3	1290	135	28	25	60
200 × 100 × 12	200	100	12	15	27,3	34,8	7,03	2,10	13,1	6,00	0,262	1440	111	247	31,3	1530	159	28	25	60
200 × 100 × 15	200	100	15	15	33,75	43,0	7,16	2,22	13,0	5,84	0,260	1758	137	299	38,5	1864	193	28	25	60
200 × 150 × 12	200	150	12	15	32,0	40,8	6,08	3,61	13,9	7,34	0,552	1650	119	803	70,5	2030	430	28	28	60
200 × 150 × 15	200	150	15	15	39,6	50,5	6,21	3,73	13,9	7,33	0,551	2022	147	979	86,9	2476	526	28	28	60

¹⁾ Trägheitsradius $i = \sqrt{\frac{I}{A}}$.

²⁾ Für Nieten und Schrauben von kleineren als den hier angegebenen Größtdurchmessern können die gleichen Anreißmaße angewendet werden.

TB 1-10 Warmgewalzter U-Profilstahl mit geneigten Flanschflächen nach DIN 1026-1


Bestellbeispiel: 30 warmgewalzte U-Profile mit geneigten Flanschflächen (U) mit einer Höhe $h = 300$ mm und der Länge 5000 mm aus Stahl DIN EN 10025-4 mit dem Kurznamen S420M bzw. der Werkstoffnummer 1.8825:

30 U-Profile DIN 1026-1-U300-5000
DIN EN 10025-4-S420

oder

30 U-Profile DIN 1026-1-U300-5000
DIN EN 10025-4-1.8825

Kurzzeichen U	Maße für				Querschnittsfläche A	längenbezogene Masse m'	für die Biegeachse					Abstand der Achse y-y von x-x	x _M (3)	Flanschenlöcher nach DIN 997 d ₁ (4)(5)(6) max	w ₁ mm	
	h mm	b mm	s mm	t = R ₁ mm			I _x cm ⁴	W _x cm ³	i _x cm	I _y cm ⁴	W _y cm ³	i _y cm				
30 × 15	30	15	4	4,5	2,21	1,74	2,53	1,69	1,07	0,38	0,39	0,42	0,52	0,74	4,3	10
30	30	33	5	7	5,44	4,27	6,39	4,26	1,08	5,33	2,68	0,99	1,31	2,22	8,4	20
40 × 20	40	20	5	5,5	3,66	2,87	7,58	3,79	1,44	1,14	0,86	0,56	0,67	1,01	6,4	11
40	40	35	5	7	6,21	4,87	14,1	7,05	1,50	6,68	3,08	1,04	1,33	2,32	8,4	20
50 × 25	50	25	5	6	4,92	3,86	16,8	6,73	1,85	2,49	1,48	0,71	0,81	1,34	8,4	16
50	50	38	5	7	7,12	5,59	26,4	10,6	1,92	9,12	3,75	1,13	1,37	2,47	11	20
60	60	30	6	6	6,46	5,07	31,6	10,5	2,21	4,51	2,16	0,84	0,91	1,50	8,4	18
65	65	42	5,5	7,5	9,03	7,09	57,5	17,7	2,52	14,1	5,07	1,25	1,42	2,60	11	25
80	80	45	6	8	11,0	8,64	106	26,5	3,10	19,4	6,36	1,33	1,45	2,67	13	25
100	100	50	6	8,5	13,5	10,6	206	41,2	3,91	29,3	8,49	1,47	1,55	2,93	13	30
120	120	55	7	9	17,0	13,4	364	60,7	4,62	43,2	11,1	1,59	1,60	3,03	17	30
140	140	60	7	10	20,4	16,0	605	86,4	5,45	62,7	14,8	1,75	1,75	3,37	17	35
160	160	65	7,5	10,5	24,0	18,8	925	116	6,21	85,3	18,3	1,89	1,84	3,56	21	35
180	180	70	8	11	28,0	22,0	1350	150	6,95	114	22,4	2,02	1,92	3,75	21	40
200	200	75	8,5	11,5	32,2	25,3	1910	191	7,70	148	27,0	2,14	2,01	3,94	23	40
220	220	80	9	12,5	37,4	29,4	2690	245	8,48	197	33,6	2,30	2,14	4,20	23	45
240	240	85	9,5	13	42,3	33,2	3600	300	9,22	248	29,6	2,42	2,23	4,39	25	45
260	260	90	10	14	48,3	37,9	4820	371	9,99	317	47,7	2,56	2,36	4,66	25	50
280	280	95	10	15	53,3	41,8	6280	448	10,9	399	57,2	2,74	2,53	5,02	25	50
300	300	100	10	16	58,8	46,2	8030	535	11,7	495	67,8	2,90	2,70	5,41	28	55
320	320	100	14	17,5	75,8	59,5	10870	679	12,1	597	80,6	2,81	2,60	4,82	28	58
350	350	100	14	16	77,3	60,6	12840	734	12,9	570	75,0	2,72	2,40	4,45	28	58
380	380	102	13,5	16	80,4	63,1	15760	829	14,0	615	78,7	2,77	2,38	4,58	28	60
400	400	110	14	18	91,5	71,8	20350	1020	14,9	846	102	3,04	2,65	5,11	28	60

1) $h > 300$ mm: 5 %.

2) $h \leq 300$ mm: $c = 0,5b$, $h > 300$ mm: $c = 0,5(b - s)$.

3) x_M = Abstand des Schubmittelpunktes M von der y-y-Achse.

4) Für hochfeste Schrauben (DIN EN 14399) gilt bei U120, U160, U200 und U240 der nächst kleinere Lochdurchmesser.

5) Abweichend hiervon gelten nach DIN 101 für Nietverbindungen folgende Lochdurchmesser d_0 : 4,2 6,3 10,5

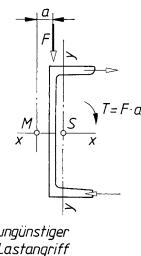
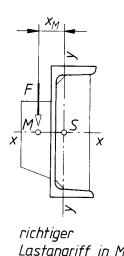
6) Für Nieten und Schrauben von kleineren als den hier angegebenen Größtdurchmessern können die gleichen Anreißmaße angewendet werden.

Beachte: Bei der lotrechten Belastung eines U-Trägers (unsymmetrisches Profil) gilt die Spannungsformel $\sigma = M/W$ nur, wenn

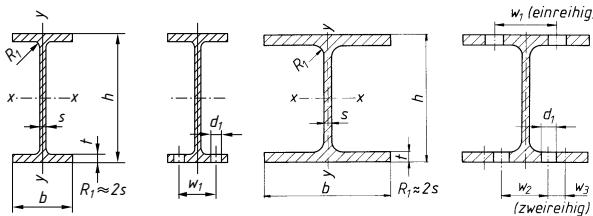
a) die Wirkungslinie der Last F durch den Schubmittelpunkt M geht,

b) zwei U-Profile [] oder [] mit Querverbindung zu einem symmetrischen Trägerprofil zusammengesetzt werden.

Geht bei einem einzelnen U-Profil die Lastebene nicht durch M, so biegen sich die Flansche seitlich aus (Bild) und es treten zusätzliche Biege- und Verdrehspannungen auf.



U-Träger sind im Schubmittelpunkt M und wenn dies nicht möglich ist, in der Stegebene zu beladen

TB 1-11 Warmgewalzte I-Träger nach DIN 1025 (Auszug)


mittelbreite I-Träger mit parallelen Flanschflächen (IPE-Reihe) nach DIN 1025-5

breite I-Träger mit parallelen Flanschflächen (IPB-Reihe) nach DIN 1025-2

Bezeichnung eines warmgewalzten I-Trägers aus einem Stahl mit dem Kurznamen S235JR bzw. der Werkstoffnummer 1.0038 nach DIN EN 10025 mit dem Kurzzeichen IPE 300:

I-Profil DIN 1025 – S235JR – IPE300
oder

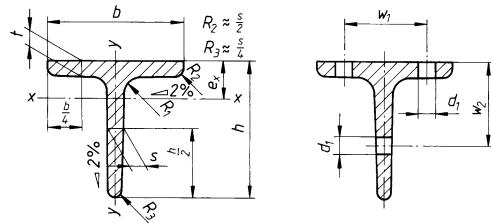
I-Profil DIN 1025 – 1.0038 – IPE300

Kurzzeichen	Maße für				Querschnittsfläche A	längenbezogene Masse m'	für die Biegeachse						Flanschenlöcher nach DIN 997		
	h mm	b mm	s mm	t mm			I_x cm ⁴	W_x cm ³	i_x cm	I_y cm ⁴	W_y cm ³	i_y cm	d_1 max mm ¹⁾	w_1 mm ²⁾	w_3 mm
IPE														Mittelbreite I-Träger (IPE-Reihe) nach DIN 1025-5	
80	80	46	3,8	5,2	7,64	6,0	80,1	20,0	3,24	8,49	3,69	1,05	6,4	26	
100	100	55	4,1	5,7	10,3	8,1	171	34,2	4,07	15,9	5,79	1,24	8,4	30	
120	120	64	4,4	6,3	13,2	10,4	318	53,0	4,90	27,7	8,65	1,45	8,4	36	
140	140	73	4,7	6,9	16,4	12,9	541	77,3	5,74	44,9	12,3	1,65	11	40	
160	160	82	5,0	7,4	20,1	15,8	869	109	6,58	68,3	16,7	1,84	13	44	
180	180	91	5,3	8,0	23,9	18,8	1320	146	7,42	101	22,2	2,05	13	50	
200	200	100	5,6	8,5	28,5	22,4	1940	194	8,26	142	28,5	2,24	13	56	
220	220	110	5,9	9,2	33,4	26,2	2770	252	9,11	205	37,3	2,48	17	60	
240	240	120	6,2	9,8	39,1	30,7	3890	324	9,97	284	47,3	2,69	17	68	
270	270	135	6,6	10,2	45,9	36,1	5790	429	11,2	420	62,2	3,02	21 (17)	72	
300	300	150	7,1	10,7	53,8	42,2	8360	557	12,5	604	80,5	3,35	23	80	
330	330	160	7,5	11,5	62,6	49,1	11770	713	13,7	788	98,5	3,55	25 (23)	86	
360	360	170	8,0	12,7	72,7	57,1	16270	904	15,0	1040	123	3,79	25	90	
400	400	180	8,6	13,5	84,5	66,3	23130	1160	16,5	1320	146	3,95	28 (25)	96	
450	450	190	9,4	14,6	98,8	77,6	33740	1500	18,5	1680	176	4,12	28	106	
500	500	200	10,2	16,0	116	90,7	48200	1930	20,4	2140	214	4,31	28	110	
550	550	210	11,1	17,2	134	106	67120	2440	22,3	2670	254	4,45	28	120	
600	600	220	12,0	19,0	156	122	92080	3070	24,3	3390	308	4,66	28	120	
IPB														Breite I-Träger (IPB-Reihe) nach DIN 1025-2	
100	100	100	6	10	26,0	20,4	450	89,9	4,16	167	33,5	2,53	13	56	–
120	120	120	6,5	11	34,0	26,7	864	144	5,04	318	52,9	3,06	17	66	–
140	140	140	7	12	43,0	33,7	1510	216	5,93	550	78,5	3,58	21	76	–
160	160	160	8	13	54,3	42,6	2490	311	6,78	889	111	4,05	23	86	–
180	180	180	8,5	14	65,3	51,2	3830	426	7,66	1360	151	4,57	25	100	–
200	200	200	9	15	78,1	61,3	5700	570	8,54	2000	200	5,07	25	110	–
220	220	220	9,5	16	91,0	71,5	8090	736	9,43	2840	258	5,59	25	120	–
240	240	240	10	17	106	83,2	11260	938	10,3	3920	327	6,08	25	96	35
260	260	260	10	17,5	118	93,0	14920	1150	11,2	5130	395	6,58	25	106	40
280	280	280	10,5	18	131	103	19270	1380	12,1	6590	471	7,09	25	110	45
300	300	300	11	19	149	117	25170	1680	13,0	8560	571	7,58	28	120	45
320	320	300	11,5	20,5	161	127	30820	1930	13,8	9240	616	7,57	28	120	45
340	340	300	12	21,5	171	134	36660	2160	14,6	9690	646	7,53	28	120	45
360	360	300	12,5	22,5	181	142	43190	2400	15,5	10140	676	7,49	28	120	45
400	400	300	13,5	24	198	155	57680	2880	17,1	10820	721	7,40	28	120	45
450	450	300	14	26	218	171	79890	3550	19,1	11720	781	7,33	28	120	45
500	500	300	14,5	28	239	187	107200	4290	21,2	12620	842	7,27	28	120	45
550	550	300	15	29	254	199	136700	4970	23,2	13080	872	7,17	28	120	45
600	600	300	15,5	30	270	212	171000	5700	25,2	13530	902	7,08	28	120	45

¹⁾ Werte in () gelten für hochfeste Schrauben DIN EN 14399.

²⁾ Abweichend hiervon gelten nach DIN 101 für Nietverbindungen folgende Lochdurchmesser d_0 : 6,3 10,5.

³⁾ Für Nieten und Schrauben von kleineren als den hier angegebenen Größtdurchmessern können die gleichen Anreibemaße angewendet werden.

TB 1-12 Warmgewalzter gleichschenkiger T-Stahl mit gerundeten Kanten und Übergängen nach DIN EN 10055


Bezeichnung eines T-Stahls mit 80 mm Höhe aus S235JR nach DIN EN 10025:

T-Profil EN 10055–T80
Stahl EN 10025–S235JR

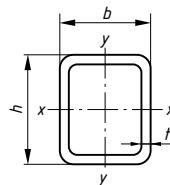
Kurzzeichen T	Maße für		Querschnittsfläche A	längenbezogene Masse m'	e_x	für die Biegeachse				Anreißmaße nach DIN 997				
	$b = h$ mm	$s = t = R_1$ mm				I_x cm^4	W_x cm^3	i_x cm	I_y cm^4	W_y cm^3	i_y cm	d_1 ¹⁾ max. mm	w_1 mm	w_2 mm
30	30	4	2,26	1,77	0,85	1,72	0,80	0,87	0,87	0,58	0,62	4,3	17	17
35	35	4,5	2,97	2,33	0,99	3,10	1,23	1,04	1,57	0,90	0,73	4,3	19	19
40	40	5	3,77	2,96	1,12	5,28	1,84	1,18	2,58	1,29	0,83	6,4	21	22
50	50	6	5,66	4,44	1,39	12,1	3,36	1,46	6,60	2,42	1,03	6,4	30	30
60	60	7	7,94	6,23	1,66	23,8	5,48	1,73	12,2	4,07	1,24	8,4	34	35
70	70	8	10,6	8,32	1,94	44,5	8,79	2,05	22,1	6,32	1,44	11	38	40
80	80	9	13,6	10,7	2,22	73,7	12,8	2,33	37,0	9,25	1,65	11	45	45
100	100	11	20,9	16,4	2,74	179	24,6	2,92	88,3	17,7	2,05	13	60	60
120	120	13	29,6	23,2	3,28	366	42,0	3,51	178	29,7	2,45	17	70	70
140	140	15	39,9	31,3	3,80	660	64,7	4,07	330	47,2	2,88	21	80	75

1) Abweichend hiervon gelten nach DIN 101 für Nietverbindungen folgende Lochdurchmesser d_0 : 4,2 6,3 10,5.

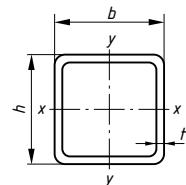
2) Für Nieten und Schrauben von kleineren als den hier angegebenen Größtdurchmessern können die gleichen Anreißmaße angewendet werden.

TB 1-13 Hohlprofile, Rohre

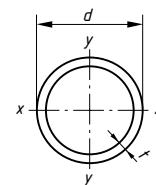
a) Warmgefertigte Hohlprofile für den Stahlbau aus unlegierten Baustählen und aus Feinkornbaustählen nach DIN EN 10210-2 (Standardgrößen)



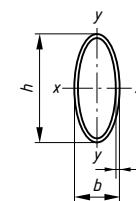
rechteckige Hohlprofile



quadratische Hohlprofile



kreisförmige Hohlprofile



elliptische Hohlprofile¹⁾

Nenngröße h mm	Wanddicke ²⁾ t mm		Querschnittsfläche A cm^2	längenbezogene Masse m' kg/m	Flächenmoment 2. Grades		elastisches Widerstandsmoment		Trägheitsradius		Torsion ³⁾	
					I_x cm^4	I_y cm^4	W_x cm^3	W_y cm^3	i_x cm	i_y cm	I_t cm^4	W_t cm^3
Hohlprofile mit rechteckigem Querschnitt (Auszug)												
50	30	2,6 (3,2 4,0 5,0)	3,82	3,00	12,2	5,38	4,87	3,58	1,79	1,19	12,1	5,90
60	40	2,6 (3,2 4,0 5,0 6,3)	4,86	3,81	23,6	12,4	7,86	6,22	2,20	1,60	25,9	10,04
80	40	3,2 (4,0 5,0 6,3 8,0)	7,16	5,62	57,2	18,9	14,3	9,5	2,83	1,63	46,2	16,08
90	50	3,2 (4,0 5,0 6,3 8,0)	8,44	6,63	89,1	35,3	19,8	14,1	3,25	2,04	80,9	23,58
100	50	3,2 (4,0 5,0 6,3 8,0)	9,08	7,13	116	38,8	23,2	15,5	3,57	2,07	93,4	26,38
100	60	3,2 (4,0 5,0 6,3 8,0)	9,72	7,63	131	58,8	26,2	19,6	3,67	2,46	129	32,36
120	60	4,0 (5,0 6,3 8,0 10,0)	13,6	10,7	249	83,1	41,5	27,7	4,28	2,47	201	47,10
120	80	4,0 (5,0 6,3 8,0 10,0)	15,2	11,9	303	161	50,4	40,2	4,46	3,25	350	64,98
140	80	4,0 (5,0 6,3 8,0 10,0)	16,8	13,2	441	184	62,9	46,0	5,12	3,31	411	77
150	100	4,0 (5,0 6,3 8,0 10,0 12,5)	19,2	15,1	607	324	81,0	64,8	5,63	4,11	660	105
160	80	4,0 (5,0 6,3 8,0 10,0 12,5)	18,4	14,4	612	207	76,5	51,7	5,77	3,35	493	88
180	100	4,0 (5,0 6,3 8,0 10,0 12,5)	21,6	16,9	945	379	105	75,9	6,61	4,19	852	127
200	100	4,0 (5,0 6,3 8,0 10,0 12,5 16,0)	23,2	18,2	1223	416	122	83	7,26	4,24	983	142

TB 1-13 Fortsetzung

Nenngröße		Wanddicke ²⁾		Querschnittsfläche A cm ²	längenbezogene Masse m' kg/m	Flächenmoment 2. Grades		elastisches Widerstandsmoment		Trägheitsradius		Torsion ³⁾	
h mm	b mm	t mm	I_x cm ⁴	I_y cm ⁴	W_x cm ³	W_y cm ³	i_x cm	i_y cm	I_t cm ⁴	W_t cm ³			
Hohlprofile mit rechteckigem Querschnitt (Auszug)													
200	120	6,3 (8,0 10,0 12,5)	38,3	30,1	2065	929	207	155	7,34	4,92	2028	255	
250	150	6,3 (8,0 10,0 12,5 14,2 16,0)	48,4	38,0	4143	1874	331	250	9,25	6,22	4054	413	
260	180	6,3 (8,0 10,0 12,5 14,2 16,0)	53,4	41,9	5166	2929	397	325	9,83	7,40	5810	524	
300	200	6,3 (8,0 10,0 12,5 14,2 16,0)	61,0	47,9	7829	4193	522	419	11,3	8,29	8476	681	
350	250	6,3 (8,0 10,0 12,5 14,2 16,0)	73,6	57,8	13200	7885	754	631	13,4	10,4	15220	1011	

Nenngröße	Wanddicke ²⁾		Querschnittsfläche A cm	längenbezogene Masse m' kg/m	Flächenmoment 2. Grades I cm ⁴	elastisches Widerstandsmoment W cm ²	Trägheitsradius	Torsion ³⁾		
mm	t mm		I_t cm ⁴	W_t cm ³						
Hohlprofile mit quadratischem Querschnitt (Auszug)										
40	2,6 (3,2 4,0 5,0)		3,82	3,00	8,8	4,4	1,52	14,0	6,41	
50	2,6 (3,2 4,0 5,0 6,3)		4,86	3,81	18,0	7,21	1,93	28,4	10,6	
60	2,6 (3,2 4,0 5,0 6,3 8,0)		5,90	4,63	32,2	10,7	2,34	50,2	15,7	
70	3,2 (4,0 5,0 6,3 8,0)		8,4	6,63	62,3	17,8	2,72	97,6	26,1	
80	3,2 (4,0 5,0 6,3 8,0)		9,72	7,63	95	23,7	3,13	148	34,9	
90	4,0 (5,0 6,3 8,0)		13,6	10,7	166	37,0	3,50	260	54,2	
100	4,0 (5,0 6,3 8,0 10,0)		15,2	11,9	232	46,4	3,91	361	68,2	
120	5,0 (6,3 8,0 10,0 12,5)		22,7	17,8	498	83,0	4,68	777	122	
140	5,0 (6,3 8,0 10,0 12,5)		26,7	21,0	807	115	5,50	1253	170	
150	5,0 (6,3 8,0 10,0 12,5 14,2 16,0)		28,7	22,6	1002	134	5,90	1550	197	
160	5,0 (6,3 8,0 10,0 12,5 14,2 16,0)		30,7	24,1	1225	153	6,31	1892	226	
180	5,0 (6,3 8,0 10,0 12,5 14,2 16,0)		34,7	27,3	1765	196	7,13	2718	290	
200	5,0 (6,3 8,0 10,0 12,5 14,2 16,0)		38,7	30,4	2445	245	7,95	3756	362	
220	6,3 (8,0 10,0 12,5 14,2 16,0)		53,4	41,9	4049	368	8,71	6240	544	
250	6,3 (8,0 10,0 12,5 14,2 16,0)		61,0	47,9	6014	481	9,93	9238	712	
260	6,3 (8,0 10,0 12,5 14,2 16,0)		63,5	49,9	6788	522	10,3	10420	773	
300	6,3 (8,0 10,0 12,5 14,2 16,0)		74,0	57,8	10550	703	12,0	16140	1043	
350	8,0 (10,0 12,5 14,2 16,0)		109	85,4	21130	1207	13,9	32380	1789	
400	10,0 (12,5 14,2 16,0 20,0)		155	122	39130	1956	15,9	60090	2895	
Hohlprofile mit kreisförmigem Querschnitt (Auszug)										
21,3	2,3 (2,6 3,2)		1,37	1,08	0,629	0,590	0,677	1,26	1,18	
26,9	2,3 (2,6 3,2)		1,78	1,40	1,36	1,01	0,874	2,71	2,02	
33,7	2,6 (3,2 4,0)		2,54	1,99	3,09	1,84	1,10	6,19	3,67	
42,4	2,6 (3,2 4,0)		3,25	2,55	6,46	3,05	1,41	12,9	6,10	
48,3	2,6 (3,2 4,0 5,0)		3,73	2,93	9,78	4,05	1,62	19,6	8,10	
60,3	2,6 (3,2 4,0 5,0)		4,71	3,70	19,7	6,52	2,04	39,3	13,0	
76,1	2,6 (3,2 4,0 5,0)		6,00	4,71	40,6	10,7	2,60	81,2	21,3	
88,9	3,2 (4,0 5,0 6,0 6,3)		8,62	6,76	79,2	17,8	3,03	158	35,6	
101,6	3,2 (4,0 5,0 6,0 6,3 8,0 10,0)		9,89	7,77	120	23,6	3,48	240	47,2	
114,3	3,2 (4,0 5,0 6,0 6,3 8,0 10,0)		11,2	8,77	172	30,2	3,93	345	60,4	
139,7	4,0 (5,0 6,0 6,3 8,0 10,0 12,5)		17,1	13,4	393	56,2	4,80	786	112	
168,3	4,0 (5,0 6,3 8,0 10,0 12,5)		20,6	16,2	697	82,8	5,81	1394	166	
177,8	5,0 (6,3 8,0 10,0 12,5)		27,1	21,3	1014	114	6,11	2028	228	
193,7	5,0 (6,3 8,0 10,0 12,5 14,2 16,0)		29,6	23,3	1320	136	6,67	2640	273	
219,1	5,0 (6,3 8,0 10,0 12,5 14,2 16,0 20,0)		33,6	26,4	1928	176	7,57	3856	352	
244,5	5,0 (6,3 8,0 10,0 12,5 14,2 16,0 20,0 25,0)		37,6	29,5	2699	221	8,47	5397	441	
273,0	5,0 (6,3 8,0 10,0 12,5 14,2 16,0 20,0 25,0)		42,1	33,0	3781	277	9,48	7562	554	
323,9	5,0 (6,3 8,0 10,0 12,5 14,2 16,0 20,0 25,0)		50,1	39,3	6369	393	11,3	12740	787	
355,6	6,3 (8,0 10,0 12,5 14,2 16,0 20,0 25,0)		69,1	54,3	10550	593	12,4	21090	1186	
406,4	6,3 (8,0 10,0 12,5 14,2 16,0 20,0 25,0 30,0 40,0)		79,2	62,2	15850	780	14,1	31700	1560	
457,0	6,3 (8,0 10,0 12,5 14,2 16,0 20,0 25,0 30,0 40,0)		89,2	70,0	22650	991	15,9	45310	1983	
508,0	6,3 (8,0 10,0 12,5 14,2 16,0 20,0 25,0 30,0 40,0 50,0)		99,3	77,9	31250	1230	17,7	62490	2460	
610,0	6,3 (8,0 10,0 12,5 14,2 16,0 20,0 25,0 30,0 40,0 50,0)		119	93,8	54440	1785	21,3	108900	3570	

1) Maße (120 × 60 bis 500 × 250) und statische Werte siehe Normblatt

2) Statische Werte für kleinste Wanddicke. Weitere Wanddicken in ().

3) I_t = Torsionsflächenmoment (Torsionssträgheitskonstante, polares Trägheitsmoment bei Rohren)

W_t = Torsionswiderstandsmoment (Konstante des Torsionsmoduls)

TB 1-13 Fortsetzung

Längenart

Herstelllänge: 4000 bis 16 000 mm mit einem Längenunterschied von höchstens 2000 mm je Auftragsposition. 10 % der gelieferten Profile dürfen unter der für den bestellten Bereich geltenden Mindestlänge liegen, jedoch nicht kürzer als 75 % der Mindestlänge sein.

Festlänge: 4000 bis 16 000 mm, Grenzabmaß ± 500 mm

Die üblichen Längen betragen 6 bis 12 m

Genaualänge: $2000 \text{ mm} \leq L \leq 6000 \text{ mm}$, Grenzabmaß + 10/0 mm

$L \geq 6000 \text{ mm}$, Grenzabmaße + 15/0 mm

Werkstoffe

Unlegierte Baustähle: S235JRH, S275JOH, S275J2H, S355JOH, S355J2H.

Feinkornbaustähle: S275NH, S275NLH, S355NH, S355NLH, S460NH, S460NLH.

Bestellbeispiel

400 m warmgefertigte rechteckige Hohlprofile mit dem Format 140 mm \times 80 mm und einer Wanddicke von 6 mm nach DIN EN 10210, hergestellt aus der Stahlsorte S355JOH (JO: Mindestwert der Kerbschlagarbeit 27J bei 0 °C, H: Hohlprofil), geliefert in Herstellängen mit einem Abnahmeprüfzeugnis 3.1.B nach EN 10204:

400 m Profile – HFRHF – 140 \times 80 \times 6 – EN 10210 – S355JOH – Herstellänge – EN 10204 – 3.1.B

b) Nahtlose und geschweißte Stahlrohre für allgemeine Anwendungen nach DIN EN 10220.

Es sind Vorzugsmaße für Außendurchmesser und Wanddicke und Werte der längenbezogenen Masse in kg/m festgelegt (Werte s. Normblatt). Werkstoffe, Grenzabmaße usw. sind den Anwendungsnormen zu entnehmen.

Die Einteilung der Rohre erfolgt in drei verschiedenen Außendurchmesserreihen und in Vorzugswanddicken. Es wird empfohlen, für Rohre die als Komponenten von Rohrleitungssystemen vorgesehen sind, Außendurchmesser der Reihe 1 auszuwählen.

Reihe 1: Außendurchmesser, für die das gesamte Zubehör genormt ist.

Außendurchmesser und Wanddickenbereich von ... bis (in mm):

10,2: 0,5 ... 2,6; **13,5:** 0,5 ... 3,6; **17,2:** 0,5 ... 4,5; **21,3:** 0,5 ... 5,4; **26,9:** 0,5 ... 8; **33,7:** 0,5 ... 8,8; **42,4:** 0,5 ... 10; **48,3:** 0,6 ... 12,5; **60,3:** 0,6 ... 16; **76,1:** 0,8 ... 20; **88,9:** 0,8 ... 25; **114,3:** 1,2 ... 32; **139,7:** 1,6 ... 40; **168,3:** 1,6 ... 50; **219,1:** 1,8 ... 70; **273:** 2,0 ... 80; **323,9/355,6/406,4:** 2,6 ... 100; **457/508/610:** 3,2 ... 100; **711:** 4 ... 100; **813/914/1016:** 4 ... 65; **1067/1118/1219:** 5 ... 65; **1422:** 5,6 ... 65; **1626:** 6,3 ... 65; **1829:** 7,1 ... 65; **2032:** 8 ... 65; **2235:** 8,8 ... 65; **2540:** 10 ... 65.

Vorzugswanddicken (in mm): 0,5 0,6 0,8 1 1,2 1,4 1,6 1,8 2 2,3 2,6 2,9 3,2 3,6 4 4,5 5,0 5,4 5,6 6,3 7,1 8 8,8 10 11 12,5 14,2 16 17,5 20 22,2 25 28 30 32 36 40 45 50 55 60 65 (70) (80) (90) (100)

Reihe 2: Außendurchmesser, für die nicht alle Zubehörteile genormt sind (in mm):

12 12,7 16 19 20 25 31,8 32 38 40 51 57 63,5 70 101,6 127 133 762 1168 1321 1524 1727 1930
2134 2337 2438

Reihe 3: Außendurchmesser, für die es kaum genormtes Zubehör gibt (in mm):

14 18 22 25,4 30 35 44,5 54 73 82,5 108 141,3 152,4 159 177,8 193,7 244,5 559 660 864

Wanddickenzuordnung bei Reihe 2 und 3 ähnlich wie bei Reihe 1

TB 1-13 Fortsetzung

c) Präzisionsstahlrohre, nahtlos kaltgezogene Rohre nach DIN EN 10305-1 (Auswahl)

Vorzugswerte für Durchmesser und Wanddicke entsprechen grauen Flächen.

Die Rohre sind durch genau definierte Grenzabmaße und eine festgelegte maximale Oberflächenrauheit charakterisiert. ($D \leq 260$ mm: $Ra \leq 4 \mu\text{m}$, $D > 260$ mm: $Ra \leq 6 \mu\text{m}$)

Nenn- äußen- durch- messer $D^1)$ mit Grenz- abmaßen	Maße in mm																							
	Wanddicke $T^3)$																							
	1	1,2	1,5	1,8	2	2,2	2,5	2,8	3,0	3,5	4	4,5	5	5,5	6	7	8	9	10	12	14	16		
Grenzabmaße für Nenn-Innendurchmesser $d^2)$																								
10	$\pm 0,08$	$\pm 0,15$			$\pm 0,25$																			
12		$\pm 0,15$			$\pm 0,25$																			
14		$\pm 0,15$					$\pm 0,25$																	
15		$\pm 0,08$	$\pm 0,15$					$\pm 0,25$																
16		$\pm 0,08$	$\pm 0,15$					$\pm 0,25$																
18		$\pm 0,08$	$\pm 0,15$					$\pm 0,25$																
20		$\pm 0,08$	$\pm 0,15$					$\pm 0,25$																
22		$\pm 0,08$	$\pm 0,15$					$\pm 0,25$																
25		$\pm 0,08$	$\pm 0,15$					$\pm 0,25$																
26		$\pm 0,08$	$\pm 0,15$					$\pm 0,25$																
28	$\pm 0,08$	$\pm 0,15$			$\pm 0,15$																			
30		$\pm 0,08$			$\pm 0,15$													$\pm 0,25$						
32	$\pm 0,15$	$\pm 0,15$											$\pm 0,25$											
35		$\pm 0,15$																						
38		$\pm 0,15$																						
40		$\pm 0,15$																						
42	$\pm 0,20$	$\pm 0,20$																						
45		$\pm 0,20$																						
48		$\pm 0,20$																						
50		$\pm 0,20$																						
55	$\pm 0,25$	$\pm 0,25$																						
60		$\pm 0,25$																						
65	$\pm 0,30$	$\pm 0,30$																						
70		$\pm 0,30$																						
75	$\pm 0,35$	$\pm 0,35$																						
80		$\pm 0,35$																						
85	$\pm 0,40$												$\pm 0,40$											
90													$\pm 0,40$											
95	$\pm 0,45$												$\pm 0,45$											
100													$\pm 0,45$											
110	$\pm 0,50$												$\pm 0,50$											
120													$\pm 0,50$											
130	$\pm 0,70$												$\pm 0,70$											
140													$\pm 0,70$											
150	$\pm 0,80$												$\pm 0,80$											
160													$\pm 0,80$											

¹⁾ Gesamter Durchmesserbereich zwischen 4 und 380 mm. Durchmesser-Grenzabmaße gelten für Lieferzustand +C oder +LC.

²⁾ Die Rohre sind nach Außendurchmesser (D) und Innendurchmesser (d) festgelegt, $d = D - 2T$.

³⁾ Wanddickengrenzabmaße: $\pm 10\%$ oder $\pm 0,1$ mm. Der größere Wert gilt.

Lieferzustände

zugblank/hart: +C, zugblank/weich: +LC, zugblank und spannungsarm geeglüht: +SR, geeglüht: +A, normalgeeglüht: +N.

TB 1-13 Fortsetzung**Rohrlänge**

Längenart	Länge L in mm	Grenzabmaße in mm
Herstelllänge	≥ 3000	
Festlänge		± 500
Genaulänge	$500 < L \leq 2000$	0/+3
	$2000 < L \leq 5000$	0/+5
	$5000 < L \leq 8000$	0/+10
	$\leq 500 > 8000$	0/+ nach Vereinbarung

Werkstoffe:

E215, E235, E355. Zusätzlich mögliche Stahlsorten: E255, E410, 26Mn5, C35E, C45E, 26Mo2, 25CrMo4, 42CrMo4, 10S10, 15S10, 18S10 und 37S10.

Bestellbeispiel:

180 m Rohre mit einem Außendurchmesser $D = 80$ mm und einem Innendurchmesser $d = 74$ mm nach EN 10305-1, gefertigt aus der Stahlsorte E235 in normalgeglühtem Zustand, geliefert in Herstellängen mit Option 19 (Abnahmeprüfzeugnis 3.1.B nach EN 10204):

180 m Rohre – 80 × d 74 – EN 10305-1 – E235 + N – Herstelllänge – Option 19

d) Nahtlose Stahlrohre für Druckbeanspruchungen aus unlegierten Stählen nach DIN EN 10216-1

Die Rohre sind mit aus DIN EN 10220 ausgewählten Vorzugswerten nach Außendurchmesser D und Wanddicke T festgelegt.

Reihe 1: Außendurchmesser, für die das gesamte Zubehör genormt ist

Außendurchmesser und Wanddickenbereich von ... bis (in mm):

10,2: 1,6 ... 2,6; **13,5:** 1,8 ... 3,6; **17,2:** 1,8 ... 4,5; **21,3:** 2 ... 5; **26,9:** 2 ... 8; **33,7:** 2,3 ... 8,8;
42,4: 2,6 ... 10; **48,3:** 2,6 ... 12,5; **60,3:** 2,9 ... 16; **76,1:** 2,9 ... 20; **88,9:** 3,2 ... 25; **114,3:** 3,6 ... 32;
139,7: 4 ... 40; **168,3:** 4,5 ... 50; **219,1:** 6,3 ... 70; **273:** 6,3 ... 80; **323,9:** 7,1 ... 100; **355,6:** 8 ... 100;
406,4: 8,8 ... 100; **457:** 10 ... 100; **508:** 11 ... 100; **610:** 12,5 ... 100; **711:** 25 ... 100.

Vorzugswanddicken (in mm): 1,6 1,8 2 2,3 2,6 2,9 3,2 3,6 4,0 4,5 5,0 5,6 6,3 7,1 8,0 8,8 10,0 11,0
12,5 14,2 16 17,5 20 22,2 25 28 30 32 36 40 45 50 55 60 65 70 80 90 100

Reihe 2 und 3: Außendurchmesser siehe DIN EN 10220, TB 1-13b

Lieferzustand: Die Rohre sind entweder normalgeglüht oder normalisierend umgeformt zu liefern.

Grenzabmaße

Außendurchmesser D mm	Grenzabmaße für D	Grenzabmaße für T bei einem T/D -Verhältnis von			
		$\leq 0,025$	$> 0,025$ bis 0,050	$> 0,050$ bis 0,10	$> 0,10$
$D \leq 219,1$	$\pm 1\%$ oder $\pm 0,5$ mm, es gilt jeweils der größere Wert	$\pm 12,5\%$ oder $\pm 0,4$ mm, es gilt jeweils der größere Wert			
$D > 219,1$		$\pm 20\%$	$\pm 15\%$	$\pm 12,5\%$	$\pm 10\%$

Werkstoffe:

P195TR1, P235TR1, P265TR1 in Güte TR1 ohne festgelegten Al-Anteil, ohne festgelegte Werte der Kerbschlagarbeit und ohne spezifische Prüfung.

P195TR2, P235TR2, P265TR2 in Güte TR2 mit festgelegtem Al-Anteil, mit festgelegten Werten der Kerbschlagarbeit und mit spezifischer Prüfung.

Bestellbeispiel:

40 t nahtlose Stahlrohre mit einem Außendurchmesser von 219,1 mm und einer Wanddicke von 8 mm nach EN 10216-1, hergestellt aus der Stahlsorte P235TR2 in Genaulängen 8000 + 15 mm:

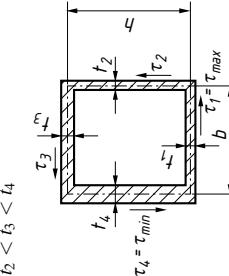
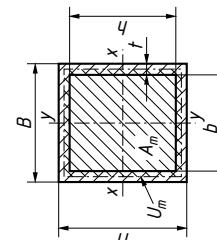
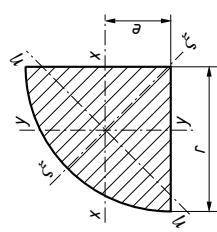
40 t Rohre – 219,1 × 8 – EN 10216-1 – P235TR2 – Option 8: 8000 mm.

TB 1-14 Flächennomente 2. Grades und Widerstandsmomente¹⁾

Querschnitt	Biegung		Flächennmoment 2. Grades I_t	Torsion Widerstandsmoment W_t
	axiales Flächennmoment 2. Grades I_b	axiales Widerstandsmoment W_b		
Rechteck	$I_x = \frac{b \cdot h^3}{12}$ $I_y = \frac{h \cdot b^3}{12}$	$W_x = \frac{b \cdot h^2}{6}$ $W_y = \frac{h \cdot b^2}{6}$	$I_t = c_1 \cdot h \cdot b^3$	$W_t = \frac{c_1}{c_2} \cdot h \cdot b^2$ wobei $c_1 = \frac{1}{3} \left(1 - \frac{0.63}{hb} + \frac{0.052}{(hb)^2} \right)$ $c_2 = 1 - \frac{0.65}{1 + (hb)^3}$
Quadrat	$I_x = I_y = I_z = \frac{h^4}{12}$	$W_x = W_y = \frac{h^3}{6}$ $W_z = \frac{\sqrt{2} \cdot h^3}{12}$	$I_t = 0.141 \cdot h^4$	$W_t = 0.208 \cdot h^3$
gleichseitiges Dreieck	$I_x = I_y = \frac{b^4}{32\sqrt{3}}$ $\left(h = \frac{\sqrt{3}}{2} \cdot b \right)$	$W_x = \frac{b^3}{32}$ $W_y = \frac{b^3}{16 \cdot \sqrt{3}}$	$I_t = \frac{b^4}{46,2}$	$W_t = \frac{b^3}{20}$
schnelles schräggestelltes Rechteck	$I_x = \frac{t}{12} \cdot h \cdot b^2 = \frac{t}{12} h^3 \cdot \sin^2 \alpha$ $I_y = \frac{t}{12} \cdot h \cdot a^2 = \frac{t}{12} \cdot h^3 \cdot \cos^2 \alpha$	$I_t \approx \frac{1}{3} \cdot h \cdot t^3$	$W_t \approx \frac{1}{3} \cdot h \cdot t^2$	

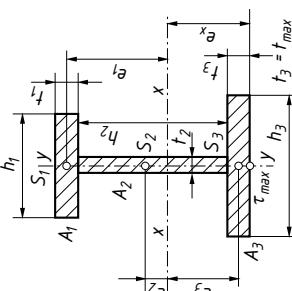
TB 1-14 Fortsetzung

Querschnitt	Biegung axiales Flächenmoment 2. Grades I_b	Biegung axiales Widerstandsmoment W_b	Torsion	
			Flächenmoment 2. Grades I_t	Widerstandsmoment W_t
Viertelkreis	$I_x = I_y \approx 0,05488 \cdot r^4$ $I_z = 0,07135 \cdot r^4$ $I_n = 0,03384 \cdot r^4$ $(e = 0,4244 \cdot r)$	$W_x = W_y \approx 0,09534 \cdot r^3$ $W_z \approx 0,1009 \cdot r^3$ $W_n \approx 0,06399 \cdot r^3$		
rechteckiger Hohlkasten 1. Wanddicke t konstant	$I_x = \frac{B \cdot H^3 - b \cdot h^3}{12}$ $I_y = \frac{H \cdot B^3 - h \cdot b^3}{12}$	$W_x = \frac{B \cdot H^3 - b \cdot h^3}{6H}$ $W_y = \frac{H \cdot B^3 - h \cdot b^3}{6B}$	<p>2. Bredtsche Formel</p> $I_t = 2 \cdot (A_a + A_i) \cdot t \cdot \frac{A_m}{U_m}$ $\approx 4 A_m^2 \cdot \frac{t}{U_m}$ <p>A_m Fläche, die von der Profilmittellinie umschlossen wird</p> <p>U_m Länge der Profilmittellinie</p>	<p>1. Bredtsche Formel</p> $W_t \approx 2 \cdot A_m \cdot t$ <p>$W_{t\min} = 2 \cdot b \cdot h \cdot t_{\min}$</p> <p>$W_{t\max} = 2 \cdot b \cdot h \cdot t_{\max}$</p>
2. Wanddicke t veränderlich z.B. $t_1 < t_2 < t_3 < t_4$				



TB 1-14 Fortsetzung

Querschnitt	Biegung		Flächenmoment 2. Grades I_t	Torsion
	axiales Flächenmoment 2. Grades I_b	axiales Widerstandsmoment W_b		
zusammengesetzte dünnwandige Querschnitte	$I = \sum I_i + \sum A_i \cdot e_i^2$ Beispiel: $I_x = I_1 + I_2 + I_3 + A_1 \cdot e_1^2 + A_2 \cdot e_2^2 + A_3 \cdot e_3^2$	$W = \frac{I}{e}$	$I_t = \frac{1}{3} \sum_{i=1}^n h_i \cdot t_i^3$ Beispiel: $I_t \approx \frac{1}{3} (h_1 \cdot t_1^3 + h_2 \cdot t_2^3 + h_3 \cdot t_3^3)$	$W_t = \frac{1}{3 \cdot t_{\max}} \cdot \sum_{i=1}^n h_i \cdot t_i^3$



¹⁾ Flächen- und Widerstandsmomente für Wellenquerschnitte s. TB 11-3, Flächenmomente 2. Grades und axiale Widerstandsmomente für Normprofile s. TB 1-8 bis TB 1-13.

TB 1-15 Maßstäbe in Abhängigkeit vom Längenmaßstab, Stufensprünge und Reihen zur Typung

Kenngröße	Maßstab	Stufensprung	Reihe
1. Länge L	$q_L = L_1/L_0$	$q_{r/p}$	Rr/p
2. Fläche A	$q_A = A_1/A_0 = q_L^2$	$q_{r/2p}$	Rr/2p
3. Volumen V	$q_V = V_1/V_0 = q_L^3$	$q_{r/3p}$	Rr/3p
Masse m	$q_m = m_1/m_0 = q_L^3$	$q_{r/3p}$	Rr/3p
4. Dichte ρ	$q_\rho = \rho_1/\rho_0 = 1$	—	—
5. Kraft F	$q_F = F_1/F_0 = q_L^2$	$q_{r/2p}$	Rr/2p
6. Spannung σ	$q_\sigma = \sigma_1/\sigma_0 = 1$	—	—
Druck p	$q_p = p_1/p_0 = 1$	—	—
7. Zeit t	$q_t = t_1/t_0 = q_L$	$q_{r/p}$	Rr/p
8. Geschwindigkeit v	$q_v = v_1/v_0 = 1$	—	—
9. Beschleunigung a	$q_a = a_1/a_0 = q_L^{-1}$	$q_{r/-p}$	Rr/-p (fallend)
Drehzahl n	$q_n = n_1/n_0 = q_L^{-1}$	$q_{r/-p}$	Rr/-p (fallend)
10. Winkelbeschleunigung α	$q_\alpha = \alpha_1/\alpha_0 = q_L^{-2}$	$q_{r/-2p}$	Rr/-2p (fallend)
11. Leistung P	$q_P = P_1/P_0 = q_L^2$	$q_{r/2p}$	Rr/2p
12. Moment M bzw. T	$q_M = M_1/M_0 = q_L^3 = T_1/T_0$	$q_{r/3p}$	Rr/3p
13. Widerstandsmoment W	$q_W = W_1/W_0 = q_L^3$	$q_{r/3p}$	Rr/3p
Arbeit W			
14. Flächenmoment 2. Grades I	$q_I = I_1/I_0 = q_L^4$	$q_{r/4p}$	Rr/4p
15. Massenmoment 2. Grades J	$q_J = J_1/J_0 = q_L^5$	$q_{r/5p}$	Rr/5p

TB 1-16 Normzahlen nach DIN 323

Hauptwerte				Rundwerte						nahe liegende Werte	
Grundreihen				Rundwertreihen							
R5	R10	R20	R40	R''5	R'10	R''10	R'20	R''20	R'40		
1,00	1,00	1,00	1,00 1,06	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00 1,05		
		1,12	1,12 1,18				1,10	1,10	1,10 1,20		
	1,25	1,25	1,25 1,32		1,25	(1,20)	1,25	(1,20)	1,25 1,30	$\sqrt[3]{2}$	
		1,40	1,40 1,50				1,40	1,40	1,40 1,50	$\sqrt{2}$	
	1,60	1,60	1,60 1,70		1,60	(1,50)	1,60	1,60	1,60 1,70	$\sqrt[3]{4}$	
		1,80	1,80 1,90				1,80	1,80	1,80 1,90		
2,50	2,00	2,00	2,00 2,12	2,50	2,00	2,00	2,00	2,00	2,00 2,10		
		2,24	2,24 2,36			2,20	2,20	2,20	2,20 2,40		
	3,15	3,15	3,15 3,35		3,20	(3,00)	3,20	(3,00)	3,20 3,40	$\pi, \sqrt{10}$	
		3,55	3,55 3,75				3,50	(3,50)	3,60 3,80		
4,00	4,00	4,00	4,00 4,25	4,00	4,00	4,00	4,00	4,00	4,00 4,20	$\frac{\pi}{8} \approx 0,4$	
		4,50	4,50 4,75			4,50	4,50	4,50	4,50 4,80		
	5,00	5,00	5,00 5,30		5,00	5,00	5,00	5,00	5,00 5,30		
		5,60	5,60 6,00			5,60	(5,50)	5,60	5,60 6,00		
6,30	6,30	6,30	6,30 6,70	(6,00)	6,30	(6,00)	6,30	(6,00)	6,30 6,70	2π	
		7,10	7,10 7,50				7,10	(7,00)	7,10 7,50		
	8,00	8,00	8,00 8,50		8,00	8,00	8,00	8,00	8,00 8,50	$\frac{\pi}{4} \approx 0,8$	
		9,00	9,00 9,50			9,00	9,00	9,00	9,00 9,50		
10,00	10,00	10,00	10,00	10,00	10,00	10,00	10,00	10,00	10,00	π^2, g	

Die in Klammern () gesetzten Werte von R''5, R''10, R''20, insbesondere der Wert 1,5, sollten möglichst vermieden werden.

2 Toleranzen, Passungen, Oberflächenbeschaffenheit

TB 2-1 Grundtoleranzen IT in Anlehnung an DIN ISO 286-1

K	Nennmaßbereich (mm)	Grundtoleranz IT = $K \cdot i$; bzw. IT = $K \cdot I$; Toleranzfaktor $i(I)$ nach Gl. (2.4) mm																		
		1	2	3	4	5	6	7	10	16	25	40	64	100	160	250	400	640	1000	1600
bis 3	0,8	1,2	2	3	4	5	6	10	14	25	40	60	90	110	120	140	160	180	200	220
> 3–6	1	1,5	2,5	4	5	6	9	15	22	36	58	75	110	140	160	180	200	220	240	260
> 6–10	1	1,5	2,5	4	6	8	11	18	27	43	70	110	180	220	270	330	430	540	660	800
> 10–18	1,2	2	3	5	8	11	18	27	43	70	110	180	220	270	330	430	540	660	800	1000
> 18–30	1,5	2,5	4	6	9	13	21	33	52	84	130	210	330	480	600	840	1100	1400	1800	2500
> 30–50	1,5	2,5	4	7	11	16	25	39	62	100	160	250	390	620	1000	1600	2500	3900	5900	
> 50–80	2	3	5	8	13	19	30	46	74	120	190	300	460	740	1200	1900	3000	4600	7400	12000
> 80–120	2,5	4	6	10	15	22	35	54	87	140	220	350	540	870	1400	2200	3500	5400	8700	14000
> 120–180	3,5	5	8	12	18	25	40	63	100	160	250	400	630	1000	1600	2500	4000	6300	10000	16000
> 180–250	4,5	7	10	14	20	29	46	72	115	185	290	460	720	1150	1850	2900	4600	7200	11500	18500
> 250–315	6	8	12	16	23	32	52	81	130	210	320	520	810	1300	2100	3200	5200	8100	13000	21000
> 315–400	7	9	13	18	25	36	57	89	140	230	360	570	890	1400	2300	3600	5700	8900	14000	23000
> 400–500	8	10	15	20	27	40	63	97	155	250	400	630	970	1550	2500	4000	6300	9700	15500	25000
> 500–630	9	11	16	22	32	44	70	110	175	280	440	700	1100	1750	2800	4400	7000	11000	17500	28000
> 630–800	10	13	18	25	36	50	80	125	200	320	500	800	1250	2000	3200	5000	8000	12500	20000	32000
> 800–1000	11	15	21	28	40	56	90	140	230	360	560	900	1400	2300	3600	5600	9000	14000	23000	36000
> 1000–1250	13	18	24	33	47	66	105	165	260	420	660	1050	1650	2600	4200	6600	10500	16500	26000	42000
> 1250–1600	15	21	29	39	55	78	125	195	310	500	780	1250	1950	3100	5000	7800	12500	19500	31000	50000
> 1600–2000	18	25	35	46	65	92	150	230	370	600	920	1500	2300	3700	6000	9200	15000	23000	37000	60000
> 2000–2500	22	30	41	55	78	110	175	280	440	700	1100	1750	2800	4400	7000	11000	17500	28000	44000	70000
> 2500–3150	26	36	50	68	96	135	210	330	540	860	1350	2100	3300	5400	8600	13500	21000	33000	54000	86000

TB 2-2 Zahlenwerte der Grundabmaße von Außenflächen (Wellen) in µm nach DIN ISO 286-1 (Auszug)

Nennmaß in mm	oberes Abmaß $es^1)$										unteres Abmaß $er^2)$											
	alle Grundtoleranzgrade										alle Grundtoleranzgrade											
	c	d	e	f	g	h	j	js	k	IT 5 und IT 6	IT 7	IT 4 bis IT 7	m	n	p	r	s	t	u	x	z	
> 3– 6	-70	-30	-20	-10	-4	0	-2	-4	+1	0	+4	+8	+12	+15	+19	-	+23	+28	+35	+42	+50	+80
> 6– 10	-80	-40	-25	-13	-5	0	-2	-5	+1	0	+6	+10	+15	+19	+23	-	+28	+34	+42	+52	+67	+97
> 10– 14	-95	-50	-32	-16	-6	0	-3	-6	+1	0	+7	+12	+18	+23	+28	-	+33	+40	+50	+64	+90	+130
> 14– 18	-	-	-	-	-	-	-4	-8	+2	0	+8	+15	+22	+28	+35	-	+41	+54	+73	+98	+136	+188
> 18– 24	-110	-65	-40	-20	-7	0	-5	-10	+2	0	+9	+17	+26	+34	+43	+48	+60	+80	+112	+148	+200	+274
> 24– 30	-	-	-	-	-	-	-7	-12	+2	0	+11	+20	+32	+41	+53	+66	+87	+122	+172	+226	+300	+405
> 30– 40	-120	-80	-50	-25	-9	0	-7	-12	+2	0	+11	+20	+32	+43	+59	+75	+102	+146	+210	+274	+360	+480
> 40– 50	-130	-	-	-	-	-	-9	-15	+3	0	+13	+23	+37	+51	+71	+91	+124	+178	+258	+335	+445	+585
> 50– 65	-140	-100	-60	-30	-10	0	-11	-18	+3	0	+15	+27	+43	+63	+92	+122	+170	+248	+365	+470	+620	+800
> 65– 80	-150	-	-	-	-	-	-13	-21	+4	0	+17	+31	+50	+80	+130	+180	+258	+385	+575	+740	+960	+1250
> 80–100	-170	-120	-72	-36	-12	0	-16	-26	+4	0	+20	+34	+56	+94	+158	+218	+315	+475	+710	+920	+1200	+1550
> 100–120	-180	-	-	-	-	-	-17	-21	+5	0	+23	+37	+61	+104	+144	+210	+310	+400	+525	+690	-	
> 120–140	-200	-145	-85	-43	-14	0	-11	-18	+3	0	+15	+27	+43	+65	+100	+134	+190	+280	+415	+535	+700	+900
> 140–160	-210	-	-	-	-	-	-13	-21	+4	0	+17	+31	+50	+84	+140	+196	+284	+425	+640	+820	+1050	+1350
> 160–180	-230	-	-	-	-	-	-15	-23	+6	0	+20	+34	+56	+94	+158	+218	+315	+475	+710	+920	+1200	+1550
> 180–200	-240	-	-	-	-	-	-17	-23	+7	0	+23	+37	+62	+108	+190	+268	+390	+590	+900	+1150	+1500	+1900
> 200–225	-260	-170	-100	-50	-15	0	-19	-28	+8	0	+21	+37	+62	+114	+208	+294	+435	+660	+1000	+1300	+1650	+2100
> 225–250	-280	-	-	-	-	-	-20	-32	+5	0	+23	+40	+68	+126	+232	+330	+490	+740	+1100	+1450	+1850	+2400
> 250–280	-300	-190	-110	-56	-17	0	-22	-26	+4	0	+20	+34	+56	+94	+158	+218	+315	+475	+710	+920	+1200	+1550
> 280–315	-330	-	-	-	-	-	-23	-29	+5	0	+23	+37	+62	+114	+208	+294	+435	+660	+1000	+1300	+1700	-
> 315–355	-360	-210	-125	-62	-18	0	-24	-28	+4	0	+21	+37	+62	+114	+208	+294	+435	+660	+1000	+1300	+1650	+2100
> 355–400	-400	-	-	-	-	-	-25	-32	+5	0	+23	+40	+68	+132	+252	+360	+540	+820	+1250	+1600	+2100	+2600
> 400–450	-440	-230	-135	-68	-20	0	-26	-32	+5	0	+23	+40	+68	+132	+252	+360	+540	+820	+1250	+1600	+2100	+2600

Abmaße = $\pm \frac{IT}{2}$ mit IT nach TB 2-1

1) $ei = es - IT$ (Grundtoleranz IT nach TB 2-1).
 2) $es = ei + IT$.

TB 2-3 Zahlenwerte der Grundabmaße von Innenpassflächen (Bohrungen) in µm nach DIN ISO 286-1 (Auszug)

unteres Abmaß $EJ^{(1)}$												oberes Abmaß $ES^{(2)}$											
Nennmaß in mm	C	D	E	F	G	H	JS	J	K	M	N	P...ZC	P	R	S	T	U	X	Z	ZA	ZB	ZC	
alle Grundtoleranzgrade																							
> 3...6	+ 70	+ 30	+ 20	+ 10	+ 4	0	+ 5	+ 6	+ 10	- 1 + δ	- 4 + δ	- 8 + δ	- 12	- 15	- 19	-	- 23	- 28	- 35	- 42	- 50	- 80	1
> 6...10	+ 80	+ 40	+ 25	+ 13	+ 5	0	+ 5	+ 8	+ 12	- 1 + δ	- 6 + δ	- 10 + δ	- 15	- 19	- 23	-	- 28	- 34	- 42	- 52	- 67	- 97	1
> 10...14	+ 95	+ 50	+ 32	+ 16	+ 6	0	+ 6	+ 10	+ 15	- 1 + δ	- 7 + δ	- 12 + δ	- 18	- 23	- 28	-	- 33	- 40	- 50	- 64	- 90	- 130	1
> 14...18	+ 110	+ 65	+ 40	+ 20	+ 7	0	+ 8	+ 12	+ 20	- 2 + δ	- 8 + δ	- 15 + δ	- 22	- 28	- 35	-	- 41	- 48	- 64	- 88	- 118	- 160	- 218
> 18...24	+ 120	+ 80	+ 50	+ 25	+ 9	0	+ 10	+ 14	+ 24	- 2 + δ	- 9 + δ	- 17 + δ	- 26	- 34	- 43	-	- 48	- 60	- 80	- 112	- 148	- 200	- 274
> 24...30	+ 130	+ 90	+ 60	+ 30	+ 10	0	+ 13	+ 18	+ 28	- 2 + δ	- 11 + δ	- 20 + δ	- 32	- 41	- 53	- 66	- 87	- 102	- 122	- 172	- 226	- 300	- 405
> 30...40	+ 140	+ 100	+ 60	+ 30	+ 10	0	+ 13	+ 18	+ 28	- 2 + δ	- 11 + δ	- 20 + δ	- 32	- 43	- 59	- 75	- 102	- 146	- 210	- 274	- 360	- 480	2
> 40...50	+ 150	+ 110	+ 70	+ 35	+ 15	0	+ 14	+ 22	+ 34	- 3 + δ	- 13 + δ	- 23 + δ	- 37	- 51	- 71	- 91	- 124	- 178	- 258	- 335	- 445	- 585	2
> 50...65	+ 160	+ 120	+ 72	+ 36	+ 12	0	+ 16	+ 22	+ 34	- 3 + δ	- 13 + δ	- 23 + δ	- 37	- 54	- 79	- 104	- 144	- 210	- 310	- 400	- 525	- 690	2
> 65...80	+ 170	+ 130	+ 80	+ 40	+ 15	0	+ 17	+ 25	+ 38	- 4 + δ	- 14 + δ	- 24 + δ	- 43	- 63	- 92	- 122	- 170	- 248	- 365	- 470	- 620	- 800	2
> 80...100	+ 180	+ 140	+ 90	+ 45	+ 18	0	+ 18	+ 26	+ 41	- 3 + δ	- 13 + δ	- 23 + δ	- 43	- 65	- 100	- 134	- 190	- 280	- 415	- 535	- 700	- 900	3
> 100...120	+ 190	+ 150	+ 100	+ 50	+ 20	0	+ 19	+ 30	+ 50	- 4 + δ	- 14 + δ	- 24 + δ	- 50	- 80	- 130	- 180	- 258	- 385	- 575	- 740	- 960	- 1250	3
> 120...140	+ 200	+ 160	+ 110	+ 55	+ 25	0	+ 20	+ 35	+ 60	- 4 + δ	- 14 + δ	- 24 + δ	- 50	- 84	- 140	- 196	- 284	- 425	- 640	- 820	- 1050	- 1350	3
> 140...160	+ 210	+ 145	+ 85	+ 43	+ 14	0	+ 18	+ 26	+ 41	- 3 + δ	- 13 + δ	- 23 + δ	- 43	- 65	- 100	- 134	- 190	- 280	- 415	- 535	- 700	- 900	3
> 160...180	+ 230	+ 160	+ 100	+ 50	+ 25	0	+ 19	+ 30	+ 60	- 4 + δ	- 14 + δ	- 24 + δ	- 50	- 84	- 140	- 196	- 284	- 425	- 640	- 820	- 1050	- 1350	3
> 180...200	+ 240	+ 170	+ 110	+ 50	+ 20	0	+ 20	+ 35	+ 60	- 4 + δ	- 14 + δ	- 24 + δ	- 50	- 86	- 142	- 198	- 286	- 435	- 650	- 825	- 1050	- 1350	3
> 200...225	+ 260	+ 190	+ 130	+ 65	+ 30	0	+ 21	+ 40	+ 70	- 4 + δ	- 14 + δ	- 24 + δ	- 51	- 98	- 170	- 240	- 350	- 525	- 790	- 1000	- 1300	- 1700	4
> 225...250	+ 280	+ 210	+ 150	+ 75	+ 40	0	+ 22	+ 45	+ 80	- 4 + δ	- 14 + δ	- 24 + δ	- 52	- 108	- 190	- 268	- 390	- 590	- 900	- 1150	- 1500	- 1900	4
> 250...280	+ 300	+ 230	+ 170	+ 85	+ 50	0	+ 23	+ 55	+ 90	- 4 + δ	- 14 + δ	- 24 + δ	- 53	- 116	- 208	- 294	- 435	- 660	- 1000	- 1300	- 1650	- 2100	4
> 280...315	+ 330	+ 260	+ 190	+ 100	+ 60	0	+ 24	+ 60	+ 100	- 4 + δ	- 14 + δ	- 24 + δ	- 54	- 126	- 232	- 330	- 490	- 740	- 1100	- 1450	- 1850	- 2300	5
> 315...355	+ 360	+ 300	+ 210	+ 125	+ 62	0	+ 25	+ 65	+ 110	- 4 + δ	- 14 + δ	- 24 + δ	- 55	- 132	- 252	- 350	- 530	- 840	- 1200	- 1600	- 2100	- 2600	5
> 355...400	+ 400	+ 340	+ 240	+ 150	+ 80	0	+ 26	+ 70	+ 120	- 4 + δ	- 14 + δ	- 24 + δ	- 56	- 138	- 252	- 360	- 540	- 870	- 1250	- 1650	- 2150	- 2650	5
> 400...450	+ 440	+ 380	+ 280	+ 180	+ 100	0	+ 27	+ 75	+ 135	- 4 + δ	- 14 + δ	- 24 + δ	- 57	- 144	- 268	- 380	- 560	- 900	- 1300	- 1700	- 2100	- 2600	5
> 450...500	+ 480	+ 420	+ 320	+ 230	+ 135	+ 68	+ 28	+ 33	+ 43	- 5 + δ	- 23 + δ	- 40 + δ	- 58	- 152	- 272	- 390	- 640	- 1000	- 1400	- 1800	- 2200	- 2700	34

¹⁾ $ES \equiv EI + IT$ (Grundtoleranz IT nach TB 2-1).

$$2) EI \equiv ES - IT.$$

TB 2-4 Passungen für das System Einheitsbohrung nach DIN ISO 286-2 (Auszug)
Abmaße in μm

Nennmaß in mm	Spiel-		Über- gangs- Passungen		Übermaß-		Spiel-				Übergangs- Passungen			Über- maß-		
	H6	h5	j6	k6	n5	r5	H7	f7	g6	h6	k6	m6	n6	r6	s6	
<3	+ 6 0	0 - 4	+ 4 - 2	+ 6 0	+ 8 + 4	+ 14 + 10	+10 0	- 6 - 16	- 2 - 8	0 - 6	+ 6 0	+ 8 + 2	+10 + 4	+ 16 + 10	+ 20 + 14	
> 3– 6	+ 8 0	0 - 5	+ 6 - 2	+ 9 + 1	+13 + 8	+ 20 + 15	+12 0	- 10 - 22	- 4 - 12	0 - 8	+ 9 + 1	+12 + 4	+16 + 8	+ 23 + 15	+ 27 + 19	
> 6– 10	+ 9 0	0 - 6	+ 7 - 2	+10 + 1	+16 +10	+ 25 + 19	+15 0	- 13 - 28	- 5 - 14	0 - 9	+10 + 1	+15 + 6	+19 +10	+ 28 + 19	+ 32 + 23	
> 10– 18	+11 0	0 - 8	+ 8 - 3	+12 + 1	+20 +12	+ 31 + 23	+18 0	- 16 - 34	- 6 - 17	0 - 11	+12 + 1	+18 + 7	+23 +12	+ 34 + 23	+ 39 + 28	
> 18– 30	+13 0	0 - 9	+ 9 - 4	+15 + 2	+24 +15	+ 37 + 28	+21 0	- 20 - 41	- 7 - 20	0 - 13	+15 + 2	+21 + 8	+28 +15	+ 41 + 28	+ 48 + 35	
> 30– 50	+16 0	0 - 11	+11 - 5	+18 + 2	+28 +17	+ 45 + 34	+25 0	- 25 - 50	- 9 - 25	0 - 16	+18 + 2	+25 + 9	+33 +17	+ 50 + 34	+ 59 + 43	
> 50– 65	+19 0	0 - 13	+12 - 7	+21 + 2	+33 +20	+ 54 + 41	+30 0	- 30 - 60	- 10 - 29	0 - 19	+21 + 2	+30 +11	+39 +20	+ 60 + 41	+ 72 + 53	
> 65– 80						+ 56 + 43									+ 62 + 43	+ 78 + 59
> 80–100	+22 0	0 - 15	+13 - 9	+25 + 3	+38 +23	+ 66 + 51	+35 0	- 36 - 71	- 12 - 34	0 - 22	+25 + 3	+35 +13	+45 +23	+ 73 + 51	+ 93 + 71	
>100–120						+ 69 + 54									+ 76 + 54	+101 + 79
>120–140	+25 0	0 - 18	+14 - 11	+28 + 3	+45 +27	+ 81 + 63	+40 0	- 43 - 83	- 14 - 39	0 - 25	+28 + 3	+40 +15	+52 +27	+ 88 + 63	+117 + 92	
>140–160						+ 83 + 65									+ 90 + 65	+125 +100
>160–180						+ 86 + 68									+ 93 + 68	+133 +108
>180–200	+29 0	0 - 20	+16 - 13	+33 + 4	+51 +31	+ 97 + 77	+46 0	- 50 - 96	- 15 - 44	0 - 29	+33 + 4	+46 +17	+60 +31	+106 + 77	+151 +122	
>200–225						+100 + 80									+109 + 80	+159 +130
>225–250						+104 + 84									+113 + 84	+169 +140
>250–280	+32 0	0 - 23	+16 - 16	+36 + 4	+57 +34	+117 + 94	+52 0	- 56 - 108	- 17 - 49	0 - 32	+36 + 4	+52 +20	+66 +34	+126 + 94	+190 +158	
>280–315						+121 + 98									+130 + 98	+202 +170
>315–355	+36 0	0 - 25	+18 - 18	+40 + 4	+62 +37	+133 +108	+57 0	- 62 - 119	- 18 - 54	0 - 36	+40 + 4	+57 +21	+73 +37	+144 +108	+226 +190	
>355–400						+139 +114									+150 +114	+244 +208
>400–450	+40 0	0 - 27	+20 - 20	+45 + 5	+67 +40	+153 +126	+63 0	- 68 - 131	- 20 - 60	0 - 40	+45 + 5	+63 +23	+80 +40	+166 +126	+272 +232	
>450–500						+159 +132									+172 +132	+292 +252

TB 2-4 Fortsetzung

Nennmaß in mm	Spiel- Passungen							Übermaß- Passungen			Spiel- Passungen					Über- maß ¹⁾
	H8		d9	e8	f8	h9	s8	u8	x8	H11	a11	c11	d9	h11	z11	
< 3	+14 0	- 20 - 45	- 14 - 28	- 6 - 20	0	+ 28 + 14	+ 32 + 18	+ 34 + 20	+ 60 0	-270 -330	- 60 -120	- 20 - 45	0 - 60	+ 86 + 26		
> 3– 6	+18 0	- 30 - 60	- 20 - 38	- 10 - 28	0	+ 37 + 19	+ 41 + 23	+ 46 + 28	+ 75 0	-270 -345	- 70 -145	- 30 - 60	0 - 75	+ 110 + 35		
> 6– 10	+22 0	- 40 - 76	- 25 - 47	- 13 - 35	0	+ 45 + 23	+ 50 + 28	+ 56 + 34	+ 90 0	-280 -370	- 80 -170	- 40 - 76	0 - 90	+ 132 + 42		
> 10– 14	+27 0	- 50 - 93	- 32 - 59	- 16 - 43	0	+ 55 + 28	+ 60 + 33	+ 67 + 40	+110 0	-290 -400	- 95 -205	- 50 - 93	0 -110	+ 160 + 50		
> 14– 18									+ 72 + 45					+ 170 + 60		
> 18– 24	+33 0	- 65 -117	- 40 - 73	- 20 - 53	0	+ 68 + 35	+ 74 + 41	+ 87 + 54	+130 0	- 300 - 430	-110 -240	- 65 -117	0 -130	+ 203 + 73		
> 24– 30									+ 81 + 48	+ 97 + 64				+ 218 + 88		
> 30– 40	+39 0	- 80 -142	- 50 - 89	- 25 - 64	0	+ 82 + 43	+ 99 + 60	+119 + 80	+160 0	- 310 - 470	-120 -280	- 80 -142	0 -160	+ 272 + 112		
> 40– 50									+109 + 70	+136 + 97				+ 296 + 136		
> 50– 65	+46 0	- 100 -174	- 60 -106	- 30 - 76	0	+ 99 + 53	+133 + 87	+168 +122	+190 0	- 340 - 530	-140 -330	-100 -174	0 -190	+ 362 + 172		
> 65– 80									+105 + 59	+148 +102	+192 +146			+ 408 + 210		
> 80–100	+54 0	- 120 -207	- 72 -126	- 36 - 90	0	+125 + 71	+178 +124	+232 +178	+220 0	- 380 - 600	-170 -390	-120 -207	0 -220	+ 478 + 258		
>100–120									+133 + 79	+198 +144	+264 +210			+ 530 + 310		
>120–140	+63 0	- 145 -245	- 85 -148	- 43 -106	0	+155 + 92	+233 +170	+311 +248	+250 0	- 460 - 710	-200 -450	-145 -245	0 -250	+ 615 + 365		
>140–160									+163 +100	+253 +190	+343 +280			+ 665 + 415		
>160–180									+171 +108	+273 +210	+373 +310			+ 715 + 465		
>180–200	+72 0	- 170 -285	- 100 -172	- 50 -122	0	+194 +122	+308 +236	+422 +350	+290 0	- 660 - 950	-240 -530	-170 -285	0 -290	+ 810 + 520		
>200–225									+202 +130	+330 +258	+457 +385			+ 865 + 575		
>225–250									+212 +140	+356 +284	+497 +425			+ 930 + 640		
>250–280	+81 0	- 190 -320	- 110 -191	- 56 -137	0	+239 +158	+396 +315	+556 +475	+320 0	- 920 -1240	-300 -620	-190 -320	0 -320	+1030 + 710		
>280–315									+251 +170	+431 +350	+606 +525			+1110 + 790		
>315–355	+89 0	- 210 -350	- 125 -214	- 62 -151	0	+279 +190	+479 +390	+679 +590	+360 0	-1200 -1560	-360 -720	-210 -350	0 -360	+1260 + 900		
>355–400									+297 +208	+524 +435	+749 +660			+1360 +1000		
>400–450	+97 0	- 230 -385	- 135 -232	- 68 -165	0	+329 +232	+587 +490	+837 +740	+400 0	-1500 -1900	-440 -840	-230 -385	0 -400	+1500 +1100		
>450–500									+349 +252	+637 +540	+917 +820			+1650 +1250		

¹⁾ für $N > 65 \text{ mm}$ Übermaßpassung; bis $N = 65 \text{ mm}$ Übergangspassung.

TB 2-5 Passungen für das System Einheitswelle nach DIN ISO 286-2 (Auszug)
Grenzabmaße in μm

Nennmaß in mm	Spiel-		Über- gangs- Passungen		Übermaß-		Spiel-		Übergangs- Passungen		Übermaß-				
	h5	G6	J6	M6	N6	P6	h6	F7	G7	J7	K7	M7	N7	R7	S7
<3	0 - 4	+ 8 + 2	+ 2 - 4	- 2 - 8	- 4 - 10	- 6 - 12	0 - 6	+ 16 + 6	+ 12 + 2	+ 4 - 6	0 - 10	- 2 - 12	- 4 - 14	- 10 - 20	- 14 - 24
> 3– 6	0 - 5	+ 12 + 4	+ 5 - 3	- 1 - 9	- 5 - 13	- 9 - 17	0 - 8	+ 22 + 10	+ 16 + 4	+ 6 - 6	+ 3 - 9	0 - 12	- 4 - 16	- 11 - 23	- 15 - 27
> 6– 10	0 - 6	+ 14 + 5	+ 5 - 4	- 3 - 12	- 7 - 16	- 12 - 21	0 - 9	+ 28 + 13	+ 20 + 5	+ 8 - 7	+ 5 - 10	0 - 15	- 4 - 19	- 13 - 28	- 17 - 32
> 10– 18	0 - 8	+ 17 + 6	+ 6 - 5	- 4 - 15	- 9 - 20	- 15 - 26	0 - 11	+ 34 + 16	+ 24 + 6	+ 10 - 8	+ 6 - 12	0 - 18	- 5 - 23	- 16 - 34	- 21 - 39
> 18– 30	0 - 9	+ 20 + 7	+ 8 - 5	- 4 - 17	- 11 - 24	- 18 - 31	0 - 13	+ 41 + 20	+ 28 + 7	+ 12 - 8	+ 6 - 12	0 - 21	- 7 - 28	- 20 - 41	- 27 - 48
> 30– 50	0 - 11	+ 25 + 9	+ 10 - 6	- 4 - 20	- 12 - 28	- 21 - 37	0 - 16	+ 50 + 25	+ 34 + 9	+ 14 - 11	+ 7 - 18	0 - 25	- 8 - 33	- 25 - 50	- 34 - 59
> 50– 65	0 - 13	+ 29 + 10	+ 13 - 6	- 5 - 24	- 14 - 33	- 26 - 45	0 - 19	+ 60 + 30	+ 40 + 10	+ 18 - 12	+ 9 - 21	0 - 30	- 9 - 39	- 30 - 60	- 42 - 72
> 65– 80														- 32 - 62	- 48 - 78
> 80–100	0 - 15	+ 34 + 12	+ 16 - 6	- 6 - 28	- 16 - 38	- 30 - 52	0 - 22	+ 71 + 36	+ 47 + 12	+ 22 - 13	+ 10 - 25	0 - 35	- 10 - 45	- 38 - 41	- 58 - 66
>100–120														- 73 - 76	- 93 - 101
>120–140														- 48 - 88	- 77 - 117
>140–160	0 - 18	+ 39 + 14	+ 18 - 7	- 8 - 33	- 20 - 45	- 36 - 61	0 - 25	+ 83 + 43	+ 54 + 14	+ 26 - 14	+ 12 - 28	0 - 40	- 12 - 52	- 50 - 90	- 85 - 125
>160–180														- 53 - 93	- 93 - 133
>180–200														- 60 - 106	- 105 - 151
>200–225	0 - 20	+ 44 + 15	+ 22 - 7	- 8 - 37	- 22 - 51	- 41 - 70	0 - 29	+ 96 + 50	+ 61 + 15	+ 30 - 16	+ 13 - 33	0 - 46	- 14 - 60	- 63 - 109	- 113 - 159
>225–250														- 67 - 113	- 123 - 169
>250–280	0 - 23	+ 49 + 17	+ 25 - 7	- 9 - 41	- 25 - 57	- 47 - 79	0 - 32	+ 108 + 56	+ 69 + 17	+ 36 - 16	+ 16 - 36	0 - 52	- 14 - 66	- 74 - 126	- 138 - 190
>280–315														- 78 - 130	- 150 - 202
>315–355	0 - 25	+ 54 + 18	+ 29 - 7	- 10 - 46	- 26 - 62	- 51 - 87	0 - 36	+ 119 + 62	+ 75 + 18	+ 39 - 18	+ 17 - 40	0 - 57	- 16 - 73	- 87 - 144	- 169 - 226
>355–400														- 93 - 150	- 187 - 244
>400–450	0 - 27	+ 60 + 20	+ 33 - 7	- 10 - 50	- 27 - 67	- 55 - 95	0 - 40	+ 131 + 68	+ 83 + 20	+ 43 - 20	+ 18 - 45	0 - 63	- 17 - 80	- 103 - 166	- 209 - 272
>450–500														- 109 - 172	- 229 - 292

TB 2-5 Fortsetzung

Nennmaß in mm	Spiel- Passungen								Über- maß ¹⁾	Spiel- Passungen				Über- maß ²⁾
	Passungen									Passungen				
	h9	C11	D10	E9	F8	H8	H11	X9	h11	A11	C11	D10	Z11	
<3	0 - 25	+120 + 60	+ 60 + 20	+ 39 + 14	+ 20 + 6	+14 0	+ 60 0	- 20 - 45	0 - 60	+ 330 + 270	+120 + 60	+ 60 + 20	- 26 - 86	
> 3— 6	0 - 30	+145 + 70	+ 78 + 30	+ 50 + 20	+ 28 + 10	+18 0	+ 75 0	- 28 - 58	0 - 75	+ 345 + 270	+145 + 70	+ 78 + 30	- 35 - 110	
> 6— 10	0 - 36	+170 + 80	+ 98 + 40	+ 61 + 25	+ 35 + 13	+22 0	+ 90 0	- 34 - 70	0 - 90	+ 370 + 280	+170 + 80	+ 98 + 40	- 42 - 132	
> 10— 14	0 - 43	+205 + 95	+120 + 50	+ 75 + 32	+ 43 + 16	+27 0	+110 0	- 40 - 83	0 -110	+ 400 + 290	+205 + 95	+120 + 50	- 50 - 160	
> 14— 18	0 - 43	+205 + 95	+120 + 50	+ 75 + 32	+ 43 + 16	+27 0	+110 0	- 45 - 88	-110	+ 400 + 290	+205 + 95	+120 + 50	- 60 - 170	
> 18— 24	0 - 52	+240 +110	+149 + 65	+ 92 + 40	+ 53 + 20	+33 0	+130 0	- 54 -106	0 -130	+ 430 + 300	+240 +110	+149 + 65	- 73 - 203	
> 24— 30	0 - 52	+240 +110	+149 + 65	+ 92 + 40	+ 53 + 20	+33 0	+130 0	- 64 -116	-130	+ 430 + 300	+240 +110	+149 + 65	- 88 - 218	
> 30— 40	0 - 62	+280 +120	+180 + 80	+112 + 50	+ 64 + 25	+39 0	+160 0	- 80 -142	0 -160	+ 470 + 310	+280 +120	+180 + 80	- 112 - 272	
> 40— 50	0 - 62	+290 +130	+180 + 80	+112 + 50	+ 64 + 25	+39 0	+160 0	- 97 -159	-160	+ 480 + 320	+290 +130	+180 + 80	- 136 - 296	
> 50— 65	0 - 74	+330 +140	+220 +100	+134 + 60	+ 76 + 30	+46 0	+190 0	-122 -196	0 -190	+ 530 + 340	+330 +140	+220 +100	- 172 - 362	
> 65— 80	0 - 74	+340 +150	+220 +100	+134 + 60	+ 76 + 30	+46 0	+190 0	-146 -220	-190	+ 550 + 360	+340 +150	+220 +100	- 210 - 400	
> 80— 100	0 - 87	+390 +170	+260 +120	+159 + 72	+ 90 + 36	+54 0	+220 0	-178 -265	0 -220	+ 600 + 380	+390 +170	+260 +120	- 258 - 478	
> 100— 120	0 - 87	+400 +180	+260 +120	+159 + 72	+ 90 + 36	+54 0	+220 0	-210 -297	-220	+ 630 + 410	+400 +180	+260 +120	- 310 - 530	
> 120— 140	0 -100	+450 +200	+305 +145	+185 + 85	+106 + 43	+63 0	+250 0	-248 -348	0 -250	+ 710 + 460	+450 +200	+305 +145	- 365 - 615	
> 140— 160	0 -100	+460 +210	+305 +145	+185 + 85	+106 + 43	+63 0	+250 0	-280 -380	0 -250	+ 770 + 520	+460 +210	+305 +145	- 415 - 665	
> 160— 180	0 -100	+480 +230	+305 +145	+185 + 85	+106 + 43	+63 0	+250 0	-310 -410	-250	+ 830 + 580	+480 +230	+305 +145	- 465 - 715	
> 180— 200	0 -115	+530 +240	+355 +170	+215 +100	+122 + 50	+72 0	+290 0	-350 -465	0 -290	+ 950 + 660	+530 +240	+335 +170	- 520 - 810	
> 200— 225	0 -115	+550 +260	+355 +170	+215 +100	+122 + 50	+72 0	+290 0	-385 -500	-290	+1030 + 740	+550 +260	+335 +170	- 575 - 865	
> 225— 250	0 -115	+570 +280	+355 +170	+215 +100	+122 + 50	+72 0	+290 0	-425 -540	-290	+1110 + 820	+570 +280	+335 +170	- 640 - 930	
> 250— 280	0 -130	+620 +300	+400 +190	+240 +110	+137 + 56	+81 0	+320 0	-475 -605	0 -320	+1240 + 920	+620 +300	+400 +190	- 710 - 1030	
> 280— 315	0 -130	+650 +330	+400 +190	+240 +110	+137 + 56	+81 0	+320 0	-525 -655	-320	+1370 +1050	+650 +330	+400 +190	- 790 - 1110	
> 315— 355	0 -140	+720 +360	+440 +210	+265 +125	+151 + 62	+89 0	+360 0	-590 -730	0 -360	+1560 +1200	+720 +360	+440 +210	- 900 - 1260	
> 355— 400	0 -140	+760 +400	+440 +210	+265 +125	+151 + 62	+89 0	+360 0	-660 -800	-360	+1710 +1350	+760 +400	+440 +210	- 1000 - 1360	
> 400— 450	0 -155	+840 +440	+480 +230	+290 +135	+165 + 68	+97 0	+400 0	-740 -895	0 -400	+1900 +1500	+840 +440	+480 +230	- 1100 - 1500	
> 450— 500	0 -155	+880 +480	+480 +230	+290 +135	+165 + 68	+97 0	+400 0	-820 -975	-400	+2050 +1650	+880 +480	+480 +230	- 1250 - 1650	

¹⁾ für $N \leq 14$ mm Übergangspassung. ²⁾ für $N > 65$ mm Übermaßpassung; bis $N = 65$ mm Übergangspassung.

TB 2-6 Allgemeintoleranzen

a) Toleranzen für Längen- und Winkelmaße ohne einzelne Toleranzteintragung nach DIN ISO 2768-1

Toleranzklasse	Grenzabmaße für Längenmaße							
	Nennmaßbereiche in mm							
	von 0,5 ¹⁾ bis 3	über 3 bis 6	über 6 bis 30	über 30 bis 120	über 120 bis 400	über 400 bis 1000	über 1000 bis 2000	über 2000 bis 4000
f (fein)	±0,05	±0,05	±0,1	±0,15	±0,2	±0,3	±0,5	—
m (mittel)	±0,1	±0,1	±0,2	±0,3	±0,5	±0,8	±1,2	±2
c (grob)	±0,2	±0,3	±0,5	±0,8	±1,2	±2	±3	±4
v (sehr grob)	—	±0,5	±1	±1,5	±2,5	±4	±6	±8

Toleranzklasse	Grenzabmaße für gebrochene Kanten ²⁾			Grenzabmaße für Winkelmaße				
	Nennmaßbereiche in mm			Nennmaßbereich für kürzeren Winkelschenkel in mm				
	von 0,5 ¹⁾ bis 3	über 3 bis 6	über 6	bis 10	über 10 bis 50	über 50 bis 120	über 120 bis 400	über 400
f (fein)	±0,2	±0,5	±1	±1°	±0°30'	±0°20'	±0°10'	±0°5'
m (mittel)								
c (grob)	±0,4	±1	±2	±1°30'	±1°	±0°30'	±0°15'	±0°10'
v (sehr grob)				±3°	±2°	±1°	±0°30'	±0°20'

¹⁾ Für Nennmaße unter 0,5 mm sind die Grenzabmaße direkt an dem entsprechenden Nennmaß anzugeben.

²⁾ Rundungshalbmesser und Fasenhöhen

Zeichnungseintragung im oder neben dem Schriftfeld:

z. B. „Allgemeintoleranz ISO 2768-c“ oder nur „ISO 2768-c“: Es gelten die Allgemeintoleranzen nach ISO 2768-1 für Längen- und Winkelmaße in Toleranzklasse grob (c).

b) Toleranzen für Form und Lage ohne einzelne Toleranzteintragung nach DIN ISO 2768-2
(Werte in mm)

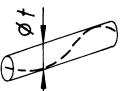
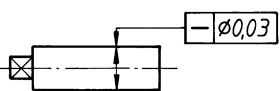
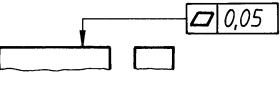
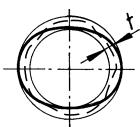
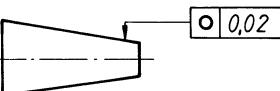
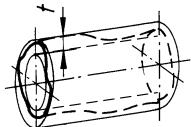
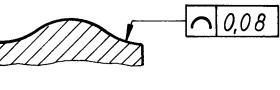
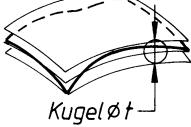
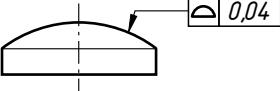
Toleranzklasse	Allgemeintoleranzen für														
	Geradheit und Ebenheit						Rechtwinkligkeit				Symmetrie			Lauf	
	Nennmaßbereiche						Nennmaßbereiche für den kürzeren Winkelschenkel				Nennmaßbereiche				
	bis 10	über 10 bis 30	über 30 bis 100	über 100 bis 300	über 300 bis 1000	über 1000 bis 3000	bis 100	über 100 bis 300	über 300 bis 1000	über 1000 bis 3000	bis 100	über 100 bis 300	über 300 bis 1000	über 1000 bis 3000	
H	0,02	0,05	0,1	0,2	0,3	0,4	0,2	0,3	0,4	0,5	0,5			0,1	
K	0,05	0,1	0,2	0,4	0,6	0,8	0,4	0,6	0,8	1,0	0,6		0,8	1,0	0,2
L	0,1	0,2	0,4	0,8	1,2	1,6	0,6	1,0	1,5	2,0	0,6	1,0	1,5	2,0	0,5

Beispiele für die Zeichnungseintragung:

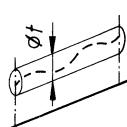
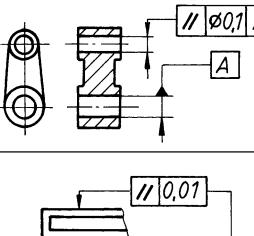
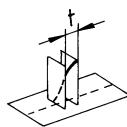
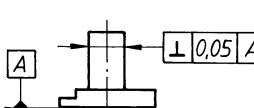
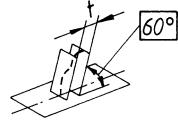
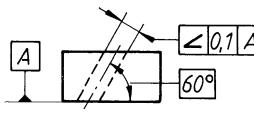
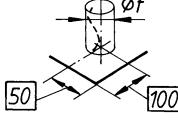
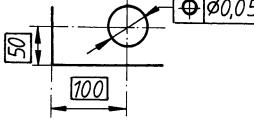
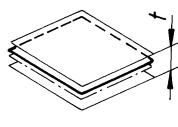
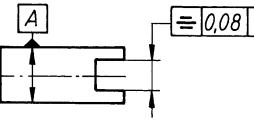
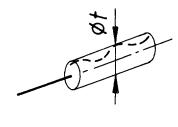
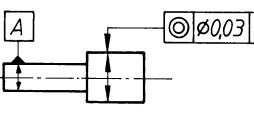
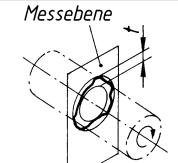
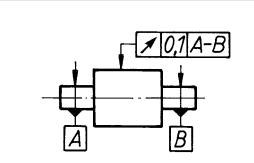
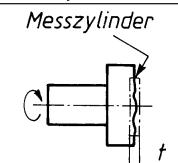
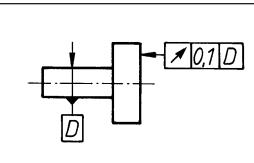
„ISO 2768-mH“: Es gelten die Allgemeintoleranzen für Maße und für Form und Lage nach ISO 2768-1 und -2 mit den Toleranzklassen m und H. (Für nicht eingetragene 90°-Winkel gelten die Allgemeintoleranzen für Winkelmaße nach ISO 2768-1 nicht).

„ISO 2768-mK-E“: Die Hüllbedingung E soll auch für alle einzelnen Maßelemente gelten.

TB 2-7 Formtoleranzen nach DIN EN ISO 1101 (Auszug)

Symbol und tolerierte Eigenschaft		Toleranzzone	Anwendungsbeispiele	Erklärung
			Zeichnungsangabe	
—	Geradheit			Die Achse des zylindrischen Teiles des Bolzens muss innerhalb eines Zylinders vom Durchmesser $t = 0,03$ mm liegen.
□	Ebenheit			Die tolerierte Fläche muss zwischen zwei parallelen Ebenen vom Abstand $t = 0,05$ mm liegen.
○	Rundheit			Die Umfangslinie jedes Querschnittes muss in einem Kreisring von der Breite $t = 0,02$ mm enthalten sein.
ø	Zylinderform			Die tolerierte Zylindermantelfläche muss zwischen zwei koaxialen Zylindern liegen, die einen radialen Abstand von $t = 0,05$ mm haben.
○	Profilform einer Linie (Linienform)			Das tolerierte Profil muss an jeder Stelle der Werkstückdicke zwischen zwei Hüll-Linien liegen, deren Abstand durch Kreise vom Durchmesser $t = 0,08$ mm begrenzt wird. Die Mittelpunkte dieser Kreise liegen auf der geometrisch idealen Linie.
□	Profilform einer Fläche (Flächenform)			Die tolerierte Fläche muss zwischen zwei Hüll-Flächen liegen, deren Abstand durch Kugeln vom Durchmesser $t = 0,04$ mm begrenzt wird. Die Mittelpunkte dieser Kugeln liegen auf der geometrisch idealen Fläche.

TB 2-8 Lagetoleranzen nach DIN EN ISO 1101 (Auszug)

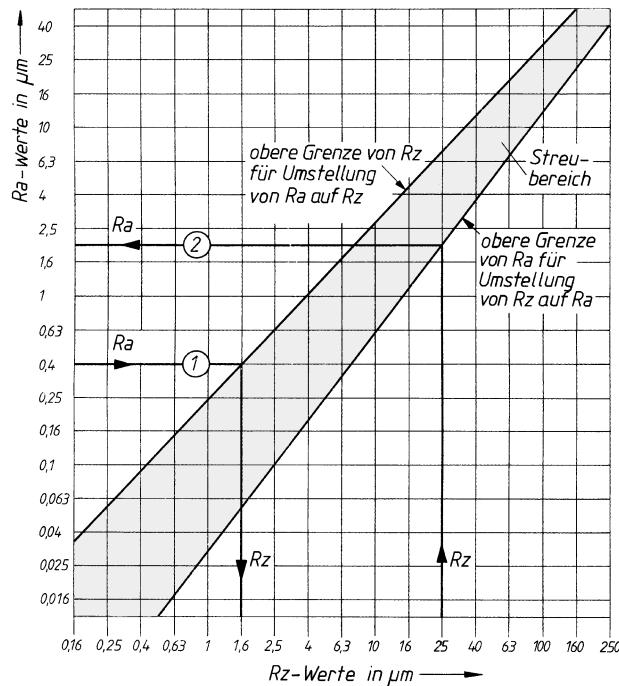
Symbol und tolerierte Eigenschaft		Toleranzzone	Anwendungsbeispiele
		Zeichnungsangabe	Erklärung
Richtungstoleranzen	//	Parallelität	 
	⊥	Rechtwinkligkeit	 
Ortstoleranzen	↖	Neigung (Winkeligkeit)	 
	⊕	Position	 
	≡	Symmetrie	 
Lauftoleranzen	○	Koaxialität Konzentrität	 
	↗	Rundlauf	 
		Planlauf	 

TB 2-9 Anwendungsbeispiele für Passungen¹⁾

System Einheitsbohrung	Passtoleranz-feldlage	System Einheitswelle	Montagehinweise, Passcharakter und Anwendungsbeispiele
Übermaßpassungen			
H8/x8 H8/u8		X7/h6 U7/h6	<i>Nur durch Erwärmen bzw. Kühlen fügbar:</i> Auf Wellen feststehende Zahnräder, Kupplungen, Schwungräder; Schrumpfringe. Zusätzliche Sicherung gegen Verdrehen nicht erforderlich.
H7/s6 H7/r6		S7/h6 R7/h6	<i>Teile unter größerem Druck oder Erwärmen bzw. Kühlen fügbar:</i> Lagerbuchsen in Gehäusen, Buchsen in Radnaben; Flansche auf Wellenenden. Zusätzliche Sicherung gegen Verdrehen nicht erforderlich.
Übergangspassungen			
H7/n6		N7/h6	<i>Teile unter Druck fügbar:</i> Radkränze auf Radkörpern; Lagerbuchsen in Gehäusen und Radnaben; Kupplungen auf Wellenenden. Gegen Verdrehen zusätzlich sichern.
H7/k6		K7/h6	<i>Teile mit Hammerschlägen fügbar:</i> Zahnräder, Riemscheiben, Kupplungen, Bremsscheiben auf längeren Wellen bzw. Wellenenden. Gegen Verdrehen zusätzlich sichern.
H7/j6		J7/h6	<i>Teile mit leichten Hammerschlägen oder von Hand fügbar:</i> Für leicht ein- und auszubauende Zahnräder, Riemscheiben; Buchsen. Gegen Verdrehen zusätzlich sichern.
Spielpassungen			
H7/h6 H8/h9 H11/h9		H7/h6 H8/h9 H9/h11	<i>Teile von Hand noch verschiebbar:</i> Für gleitende Teile und Führungen; Zentrierflansche; Reitstockpinole; Stell- und Distanzringe.
H7/g6		G7/h6	<i>Teile ohne merkliches Spiel verschiebbar:</i> Gleitlager für Arbeitsspindeln, verschiebbare Räder und Kupplungen.
H7/f7 H8/f7		F8/h6 F8/h9	<i>Teile mit geringem Spiel beweglich:</i> Gleitlager allgemein; Gleitbuchsen auf Wellen; Steuerkolben in Zylindern.
H8/e8		E9/h9	<i>Teile mit merklichem Spiel beweglich:</i> Mehrfach gelagerte Welle; Kurbelwellen- und Schneckenwellenlagerung; Hebellagerungen.
H8/d9 H11/d9		D10/h9 D10/h11	<i>Teile mit reichlichem Spiel beweglich:</i> Für die Lagerungen an Bau- und Landmaschinen; Förderanlagen. Grobmaschinenbau allgemein.
H11/c11 H11/a11		C11/h9 C11/h11 A11/h11	<i>Teile mit sehr großem Spiel beweglich:</i> Lager mit hoher Verschmutzungsgefahr und bei mangelhafter Schmierung; Gelenkverbindungen, Waggonbau, Landmaschinen.

¹⁾ Für den praktischen Gebrauch genügt die Passungsauswahl nach DIN 7157, Reihe 1 (**Fettdruck**). Von dieser Empfehlung ist nur in Ausnahmefällen (z. B. Wälzlagereinbau, TB 14-8) abzuweichen. Die *kursiv* gedruckten Passungen sind DIN 7155-1 (ISO-Passungen für Einheitswelle) entnommen und zu vermeiden.

TB 2-10 Zuordnung von R_z und R_a für spanend gefertigte Oberflächen nach DIN 4768-1, Beiblatt 1 (Norm zurückgezogen)



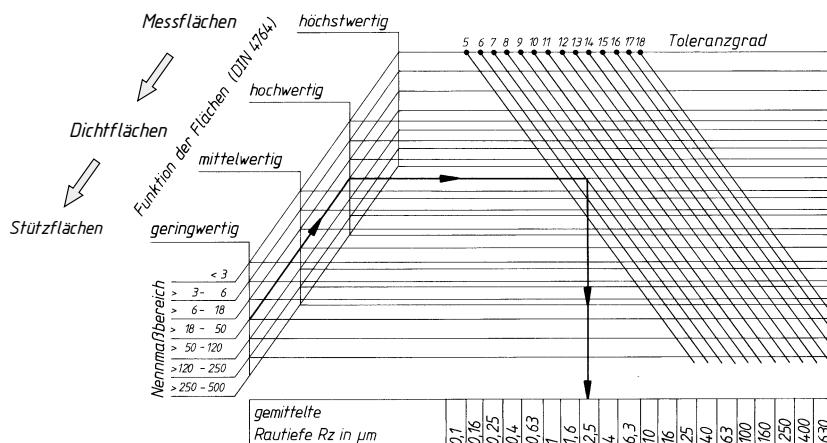
Ablesebeispiele:

① Soll der Mittenrauwert $R_a = 0.4 \mu\text{m}$ in eine vergleichbare gemittelte Rautiefe R_z umgewandelt werden, so kann angenommen werden, dass $R_z = 1.6 \mu\text{m}$ dem Wert $R_a = 0.4 \mu\text{m}$ entspricht.

② Soll dagegen die gemittelte Rautiefe $R_z = 25 \mu\text{m}$ in einen vergleichbaren Mittenrauwert R_a umgewandelt werden, so kann davon ausgegangen werden, dass $R_a = 2 \mu\text{m}$ dem Wert $R_z = 25 \mu\text{m}$ entspricht.

Hinweis: Eine genaue Umrechnung zwischen der gemittelten Rautiefe R_z und dem arithmetischen Mittenrauwert R_a und umgekehrt, lässt sich weder theoretisch begründen noch empirisch nachweisen.

TB 2-11 Empfehlung für gemittelte Rautiefe R_z in Abhängigkeit von Nennmaß, Toleranzklasse und Flächenfunktion (nach Rochusch)

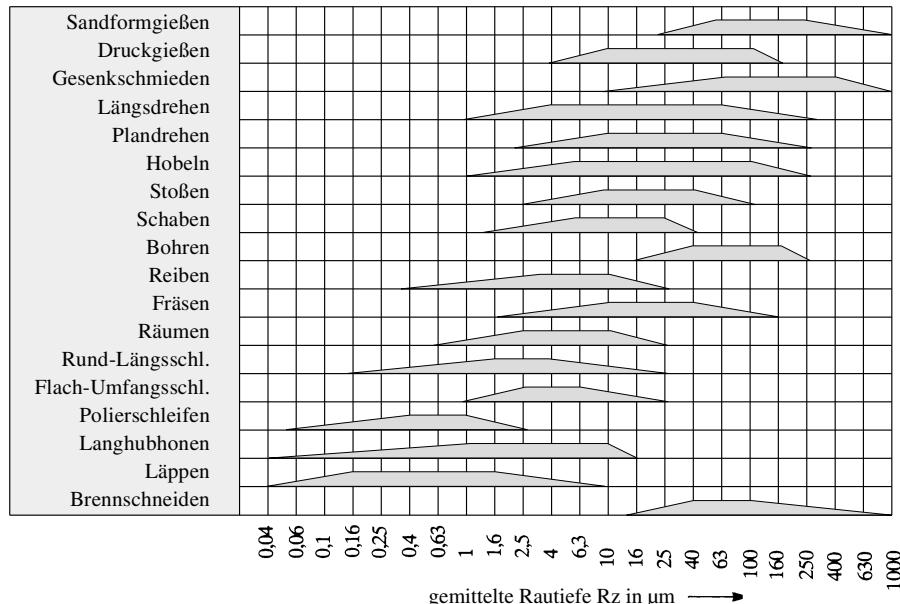


Ablesebeispiel: Die zu empfehlende gemittelte Rautiefe R_z ergibt sich für den Werkstückdurchmesser $d = 40 \text{ mm}$ einer vorgegebenen Toleranzklasse r7 bei einer hochwertigen Flächenfunktion (z. B. Pressverband) zu $R_z = 2.5 \mu\text{m}$.

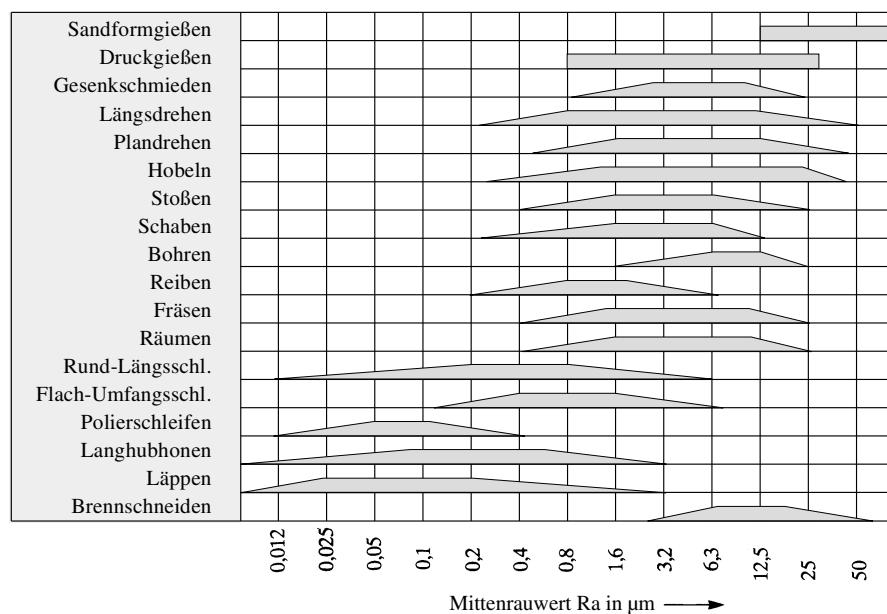
TB 2-12 Rauheit von Oberflächen in Abhängigkeit vom Fertigungsverfahren (Auszug aus zurückgezogener DIN 4766-1)

Die Werte dienen der Orientierung. Sie sind nicht dazu geeignet, über ein bestimmtes Fertigungsverfahren eine bindende Festlegung für die Rauheitsangaben in Zeichnungen abzuleiten.

a) erreichbare gemittelte Rautiefe $Rz^1)$



b) erreichbare Mittenrauwerte $Ra^1)$

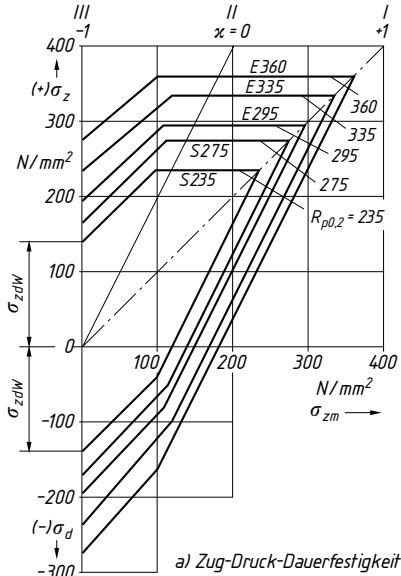


¹⁾ Ansteigender Balken gibt Rauwerte an, die nur durch besondere Maßnahmen erreichbar sind; abfallende Balken bei besonders grober Fertigung.

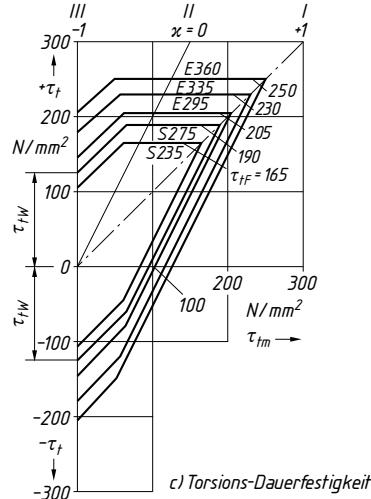
3 Festigkeitsberechnung

TB 3-1 Dauerfestigkeitsschaubilder

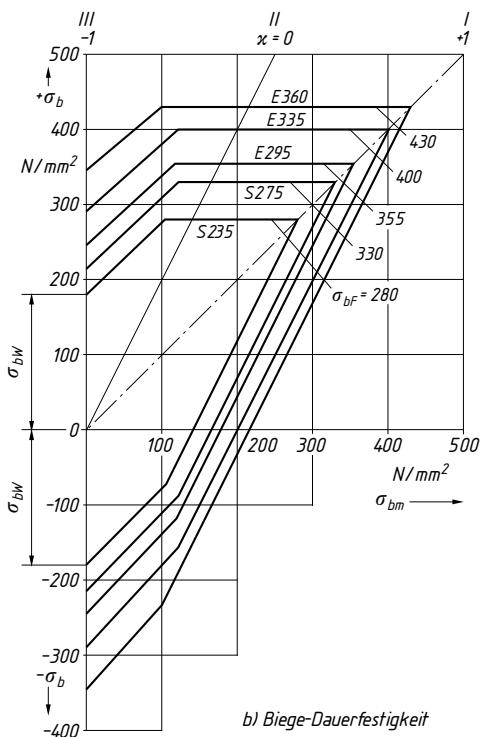
- a) **Dauerfestigkeitsschaubilder der Baustähle**
nach DIN EN 10025; Werte gerechnet, s. TB 1-1



a) Zug-Druck-Dauerfestigkeit



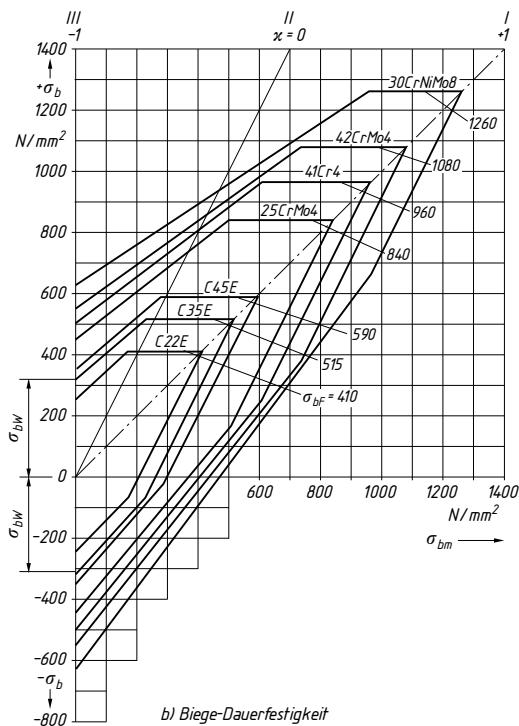
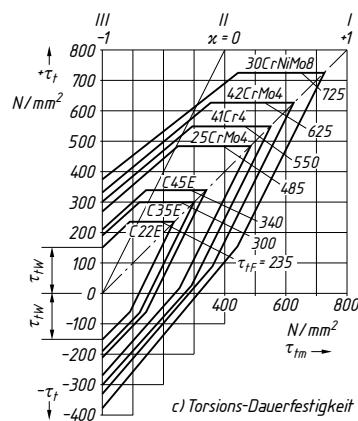
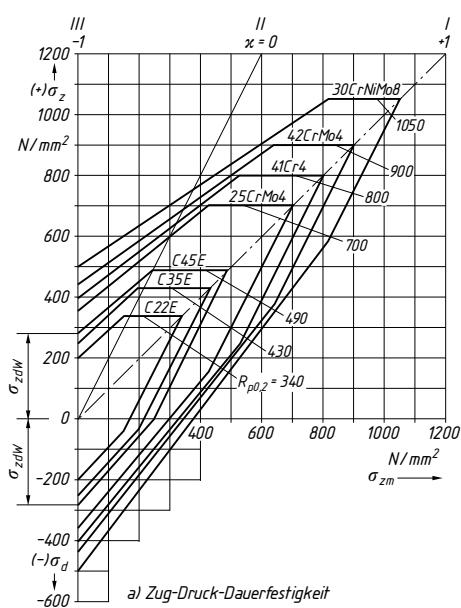
c) Torsions-Dauerfestigkeit



b) Biege-Dauerfestigkeit

TB 3-1 Fortsetzung**b) Dauerfestigkeitsschaubilder der Vergütungsstähle**

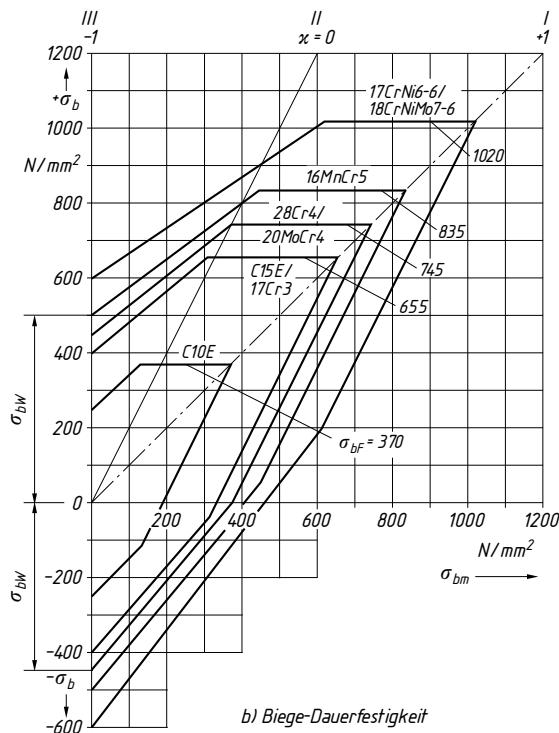
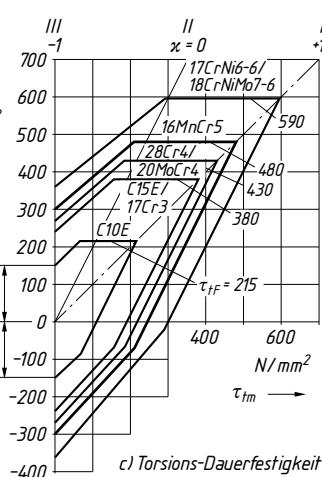
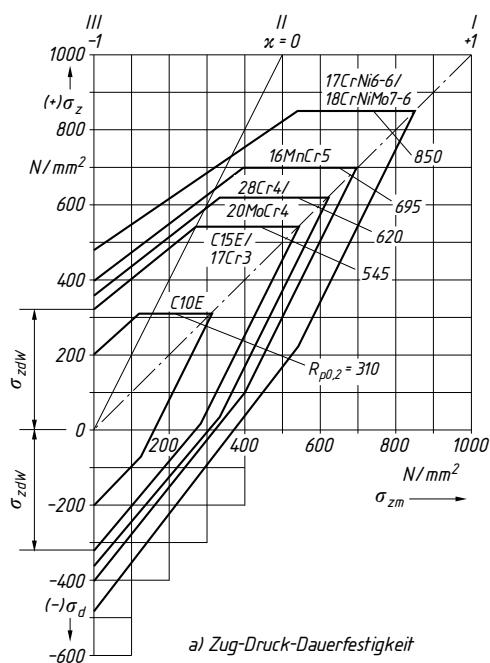
nach DIN EN 10083; (im vergüteten Zustand; Werte gerechnet, s. TB 1-1)



TB 3-1 Fortsetzung**c) Dauerfestigkeitsschaubilder der Einsatzstähle**

nach DIN 17210 (DIN EN 10084)

(im blindgehärteten Zustand; Werte gerechnet, s. TB 1-1)



TB 3-2 Umrechnungsfaktoren zur Berechnung der Werkstoff-Festigkeitswerte (nach FKM-Richtlinie)

Werkstoffgruppe	* Einsatzstahl Schmiedestahl nichtrost. Stahl	Stahl außer unter * genannten	GS	GJS	GJM	GJL
Zugdruckfestigkeit f_o	1	1	1	1 (1,3) ¹⁾	1 (1,5) ^{1,2)}	1 (2,5) ^{1,2)}
Schubfestigkeit f_τ	0,58	0,58	0,58	0,65	0,75 ²⁾	0,85 ²⁾
Wechselfestigkeit f_{W_0}	0,40	0,45 ³⁾	0,34	0,34	0,30	0,30
Wechselfestigkeit f_{W_τ}	0,58	0,58	0,58	0,65	0,75	0,85

¹⁾ Klammerwert gilt für Druck²⁾ gültig für Nachweis mit örtlichen Spannungen³⁾ nach DIN 743 $f_{W_0} = 0,40$ **TB 3-3** Plastische Formzahlen α_p für den statischen Festigkeitsnachweis

Querschnittsform	Rechteck	Kreis	Kreisring (dünnwandig)	Doppel-T oder Kasten
Biegung α_{bp}	1,5	1,70	1,27	$\alpha_{bp} = 1,5 \cdot \frac{1 - (b/B) \cdot (h/H)^2}{1 - (b/B) \cdot (h/H)^3}$ 1)
Torsion α_{tp}	—	1,33	1	—

1) b, B innere bzw. äußere Breite; h, H innere bzw. äußere Höhe**TB 3-4** Charakteristische Werte der 0,2%-Dehngrenze $R_{p,0,2}$ und der Zugfestigkeit R_m für tragende Bauteile aus Aluminium-Knetlegierungen im Aluminiumbau nach DIN EN 1999-1-1 (Auswahl)

Kurzname (Werkstoffnummer)	Produktform		Werkstoff- zustand ¹⁾	Dicke t (Durchmesser)	Dehngrenze $R_{p,0,2}$ min.	Zugfestigkeit R_m min.	Bruchdehnung ²⁾ %	Beständigkeitsklasse ³⁾
	Bleche, Bänder Platten	Profile, Röhrer stranggepresst						
AlMn1 (3103)	×		H14	≤ 25	120	140	2 ... 5	A
	×		H24	$\leq 12,5$	110	140	4 ... 8	
	×		H16	≤ 4	145	160	1 ... 2	
	×		H26	≤ 4	135	160	2 ... 3	
AlMg1 (B) (5005)	×		0, H111	≤ 50	35	100	15 ... 22	A
	×		H12	$\leq 12,5$	95	125	2 ... 7	
	×		H22, H32	$\leq 12,5$	80	125	4 ... 10	
	×		H14	$\leq 12,5$	120	145	2 ... 5	
	×		H24, H34	$\leq 12,5$	110	145	3 ... 8	
AlMg2,5 (5052)	×		H12	≤ 40	160	210	4 ... 9	A
	×		H22, H32	≤ 40	130	210	5 ... 12	
	×		H14	≤ 25	180	230	3 ... 4	
	×		H24, H34	≤ 25	150	230	4 ... 12	
AlMg4,5Mn0,7 (5083)	×		0, H111	≤ 50	125	275	11 ... 15	A
	×		0, H111	$50 < t < 80$	125	270	14	
	×		H12	≤ 40	250	305	3 ... 6	
	×		H22, H32	≤ 40	215	305	5 ... 9	
	×		H14	≤ 25	280	340	2 ... 3	
	×		H24, H34	≤ 25	250	340	4 ... 7	
	×	×	0, H111, F, H112	≤ 200	110	270	12	
		×	H12, H22, H32	≤ 10	200	280	6	
		×	H14, H24, H34	≤ 5	235	300	4	

TB 3-4 Fortsetzung

Kurzname (Werkstoffnummer)	Produktform			Werkstoff- zustand ¹⁾	Dicke t (Durchmesser)	Dehngrenze $R_{p0,2}$ min.	Zugfestigkeit R_m min.	Bruchdehnung ²⁾ A min.	Beständigkeitsklasse ³⁾
	Bleche, Bänder Platten	Profile, Rohre stranggepresst	Rohre kaltgezogen						
ENAW –					mm	N/mm ²	N/mm ²	%	
Al Mg3 (5754)	x			0, H111	≤ 100	80	190	12 ... 17	A
	x			H14	≤ 25	190	240	3 ... 5	
	x			H24, H34	≤ 25	160	240	6 ... 8	
		x		H112	≤ 25	80	180	14	
		x		H12, H22, H32	≤ 10	200	280	6	
		x		H14, H24, H34	≤ 5	235	300	4	
AlMgSi (6060)		x		T5	≤ 5	120	160	8	B
		x		T5	$5 \leq t \leq 25$	100	140	8	
		x		T6	≤ 15	140	170	8	
		x		T6	≤ 20	160	215	12	
AlMg1SiCu (6061)	x			T4, T451	$\leq 12,5$	110	205	12 ... 14	B
	x			T6, T651	$\leq 12,5$	240	290	6 ... 9	
	x			T651	$12,5 \leq t \leq 80$	240	290	6	
		x		T4	≤ 25	110	180	15	
		x		T4	≤ 20	110	205	16	
	x			T6	≤ 25	240	260	8	
		x		T6	≤ 20	240	290	10	
AlSi1MgMn (6082)	x			T4, T451	$\leq 12,5$	110	205	12 ... 14	B
	x			T61, T6151	$\leq 12,5$	205	280	10 ... 12	
	x			T6, T651	≤ 6	260	310	6 ... 10	
	x			T6, 651	$6 \leq t \leq 12,5$	255	300	9	
	x			T651	$12,5 \leq t \leq 100$	240	295	7	
	x			T4	≤ 25	110	205	14	
	x			T5	≤ 5	230	270	8	
	x			T6	≤ 20	250	295	8	
	x			T6	$20 \leq t \leq 150$	260	310	8	
	x			T6	≤ 5	255	310	8	
	x			T6	$5 \leq t \leq 20$	240	310	10	
AlZn4,5Mg1 (7020)	x			T6	$\leq 12,5$	280	350	7 ... 10	C
	x			T651	≤ 40	280	350	9	
	x			T6	≤ 15	290	350	10	
	x			T6	$15 \leq t \leq 40$	275	350	10	
	x	x		T6	≤ 20	280	350	10	

¹⁾ Zustandsbezeichnungen s. TB 1-3, Fußnote 4.²⁾ Für die mit der Dicke ansteigende Bruchdehnung ist die Schwankungsbreite über dem Dickenbereich angegeben.³⁾ Die Einstufung in Beständigkeitsklassen bedeutet:

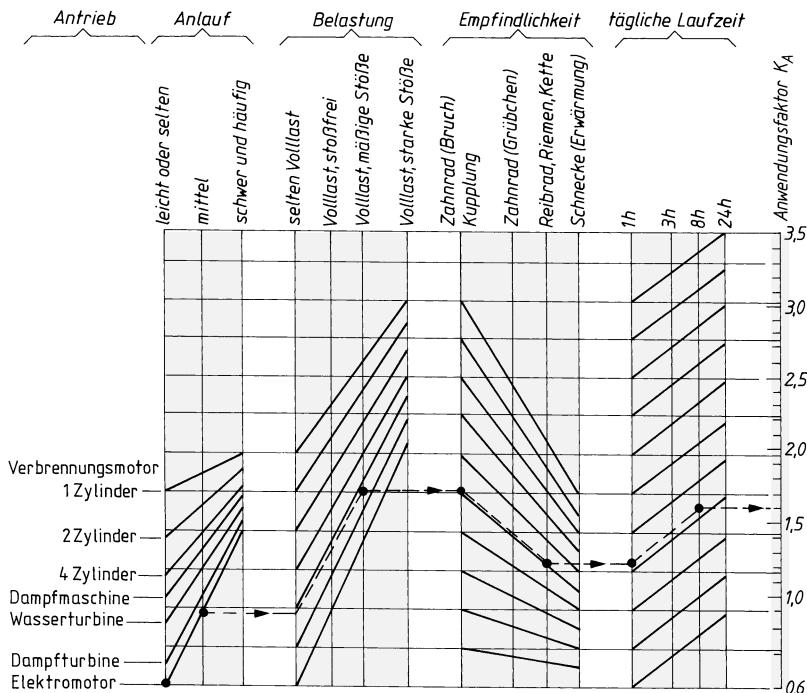
A: hervorragend, B: befriedigend bis gut, C: mäßig

Korrasion und Oberflächenschutz s. DIN EN 1999-1-1, Anhang C und D.

Arbeitsweise	Antriebsmaschine			
getriebene Maschine	gleichmäßig z. B. Elektromotor Dampfturbine, Gasturbine	leichte Stöße z. B. wie gleichmäßig, aber größere, häufig auftretende Anfahrmomente	mäßige Stöße z. B. Mehrzylinder- Verbrennungsmotor	starke Stöße z. B. Einzylinder- Verbrennungsmotor
gleichmäßig z. B. Stromerzeuger, Gurtförderer, Plattenbänder, Förderschnecken, leichte Aufzüge, Elektrozüge, Vorschubantriebe von Werkzeugmaschinen, Lüfter, Turbogebäle, Turboverdichter, Rührer und Mischer für Stoffe mit gleichmäßiger Dichte, Scheren, Pressen, Stanzen bei Auslegung nach maximalem Schnittmoment	1,0	1,1	1,25	1,5
mäßige Stöße z. B. ungleichmäßig beschichtete Gurtförderer, Hauptantrieb von Werkzeug- maschinen, schwere Aufzüge, Dreherweke von Kränen, Industrie- und Grubenlüfter, Kreiselpumpen, Rührer und Mischer für Stoffe mit unregelmäßiger Dichte, Kolbenpumpen mit mehreren Zylindern, Zuteilpumpen	1,25	1,35	1,5	1,75
mittlere Stöße z. B. Extruder für Gummi, Mischer mit unterbrochenem Betrieb (Gummi, Kunststoffe), Holzbearbeitung, Hubwerke, Einzylinder-Kolbenpumpen, Kugelmühlen	1,5	1,6	1,75	2,0 oder höher
starke Stöße z. B. Bagger, schwere Kugelmühlen, Gummikneter, Brecher (Stein, Erz), Hüttenmaschinen, Ziegeleipressen, Brikettpressen, Schälmaschinen, Rotary-Bohranlagen, Kaltbandwalzwerke	1,75	1,85	2,0	2,25 oder höher

¹⁾ Gültig für das Nennmoment der Arbeitsmaschine, ersetztweise für das Nennmoment der Antriebsmaschine, wenn es der Arbeitsmaschine entspricht. Die Werte gelten nur bei gleichmäßiger Leistungsbedarf. Bei hohen Anlaufmomenten, Aussetzbetrieb und bei extremen, wiederholten Stoßbelastungen sind Getriebe auf Sicherheit gegen statische Festigkeit und Zeitfestigkeit zu prüfen. Sind besondere Anwendungsfaktoren K_A aus Messungen bzw. Erfahrungen bekannt, so sind diese zu verwenden.

b) für Zahnrad-, Reibrad-, Riemen- und Kettengetriebe (nach Richter-Ohlendorf)



Ablesebeispiel: Antrieb durch Elektromotor; mittlere Anlaufverhältnisse; Volllast, mäßige Stöße; 8 h tägliche Laufzeit. Hierfür wird bei einem Kettengetriebe der Anwendungsfaktor $K_A = 1,6$.

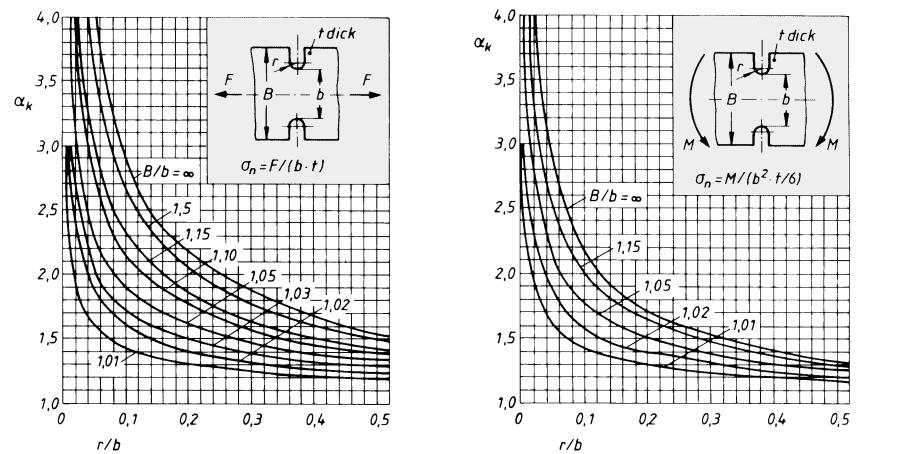
TB 3-5 Fortsetzung

c) für Schweiß-, Niet-, Stift- und Bolzenverbindungen

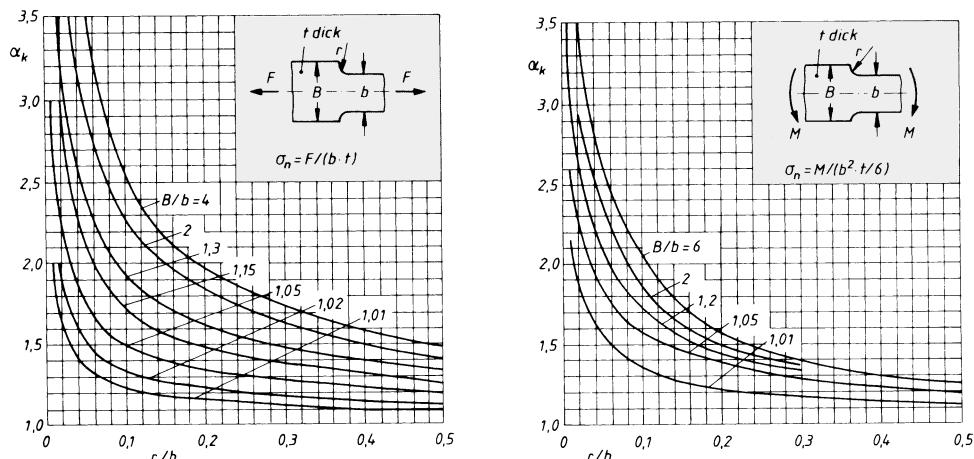
Betriebsart	Art der Maschinen bzw. der Bauteile (Beispiele)	Art der Stöße	Anwendungsfaktor K_A
gleichförmige umlaufende Bewegungen	elektrische Maschinen, Schleifmaschinen, Dampf- und Wasserturbinen, umlaufende Verdichter	leicht	1,0 … 1,1
gleichförmige hin- und hergehende Bewegungen	Dampfmaschinen, Verbrennungskraftmaschinen, Hobel- und Drehmaschinen, Kolbenverdichter	mittel	1,2 … 1,4
umlaufende bzw. hin- und hergehende stoßüberlagerte Bewegungen	Kunststoffpressen, Biege- und Richtmaschinen, Walzwerksgtriebe	mittlerstark	1,3 … 1,5
stoßhafte Bewegungen	Spindelpressen, hydraulische Schmiedepressen, Abkantpressen, Profilscheren, Sägegatter	stark	1,5 … 2,0
schlagartige Beanspruchung	Steinbrecher, Hämmer, Walzwerkskaltscheren, Walzenständer, Brecher	sehr stark	2,0 … 3,0

TB 3-6 Kerbformzahlen α_k

a) Flachstab mit symmetrischer Außenkerbe

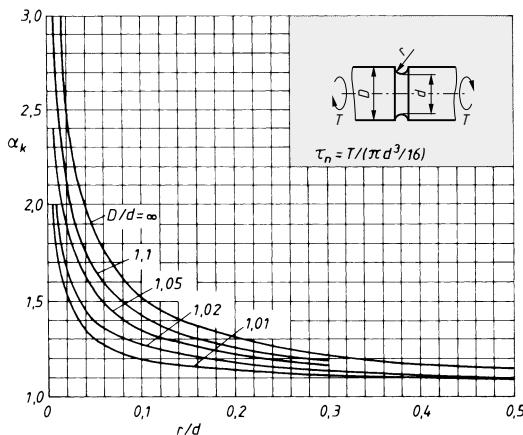
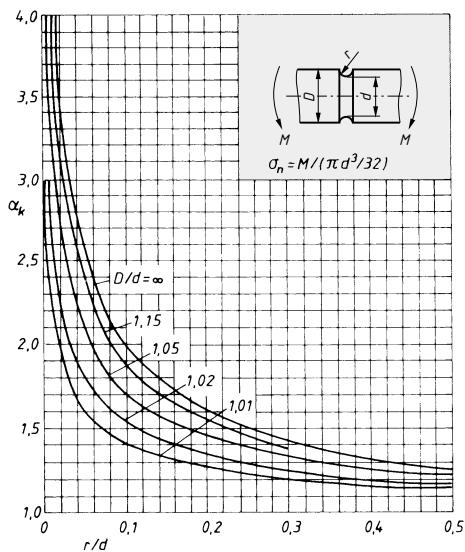
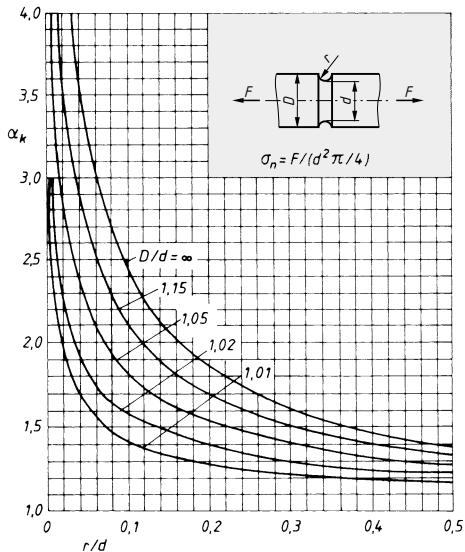


b) symmetrisch abgesetzter Flachstab

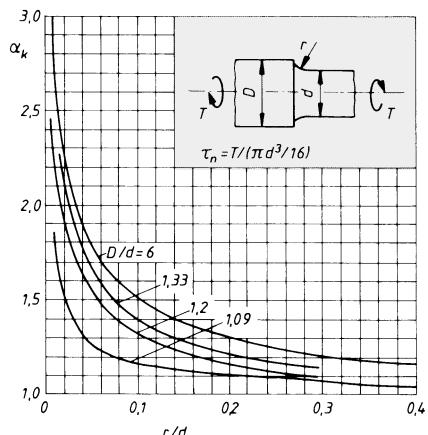
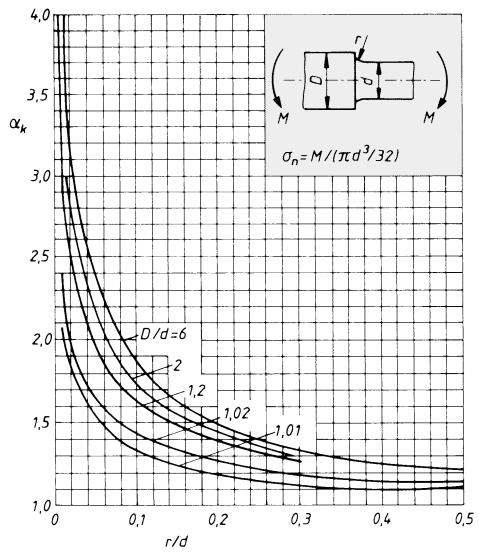
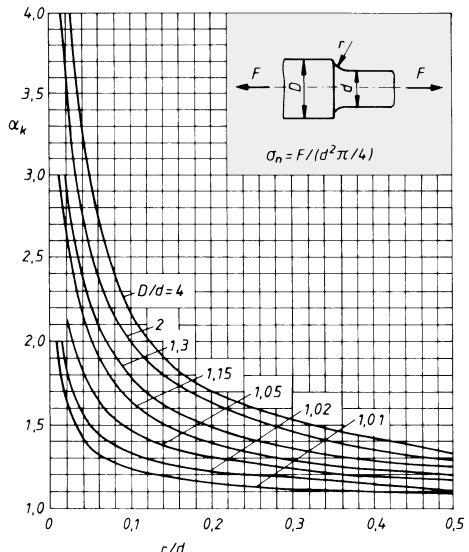


TB 3-6 Fortsetzung

c) Rundstab mit Ringnut

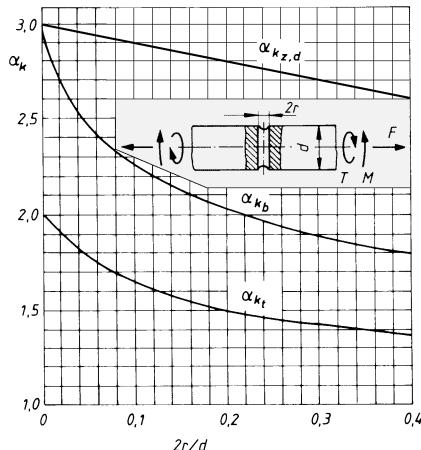


d) abgesetzter Rundstab



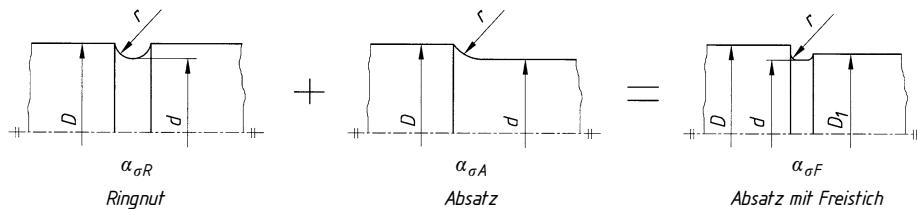
TB 3-6 Fortsetzung

e) Rundstab mit Querbohrung



Zug	$\sigma_n = F/(\pi d^2/4 - 2r \cdot d)$	$G' = 2,3/r$
Biegung	$\sigma_n = M/(\pi d^3/32 - 2r \cdot d^2/6)$	$G' = 2,3/r + 2/d$
Torsion	$\tau_n = T/(\pi d^3/16 - 2r \cdot d^2/6)$	$G' = 1,15/r + 2/d$

f) Absatz mit Freistich

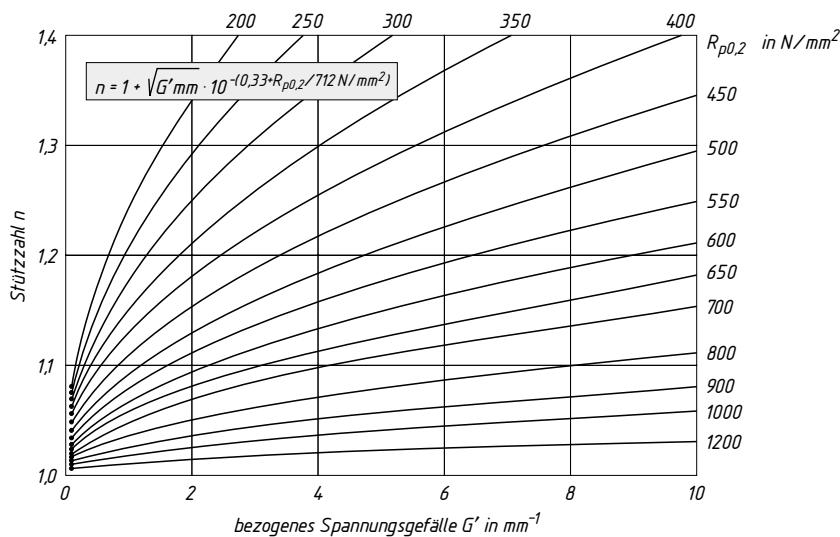


$$\alpha_{oF} = (\alpha_{oR} - \alpha_{oA}) \cdot \sqrt{\frac{D_1 - d}{D - d}} + \alpha_{oA}; \quad \alpha_{tF} = 1,04 \cdot \alpha_{tA}$$

Hinweis: Die Kerbwirkungszahl β_k ist mit G' für Absatz nach TB 3-7 zu ermitteln.

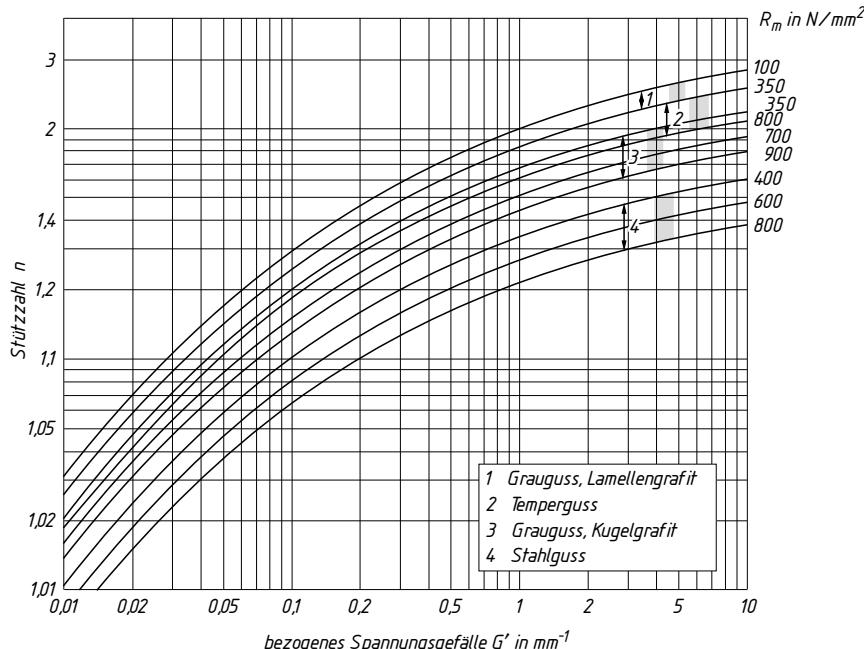
TB 3-7 Stützzahl

a) Stützzahl für Walzstähle (nach DIN 743)



TB 3-7 Fortsetzung

b) Stützzahl für Gusswerkstoffe (nach FKM)



Anmerkung: Bei Torsion ist R_m durch $f_{W\tau} \cdot R_m$ zu ersetzen ($f_{W\tau}$ aus TB 3-2)

c) bezogenes Spannungsgefälle G'

Form des Bauteils					
Zug/Druck Biegung	$G' = \frac{2,3}{r}(1 + \varphi)$	$G' = \frac{2}{r}(1 + \varphi)$	$G' = \frac{2,3}{r}(1 + \varphi)$	$G' = \frac{2}{r}(1 + \varphi)$	$G' = \frac{2}{d}$
Torsion	$G' = \frac{1,15}{r}$	$G' = \frac{1}{r}$	-	-	$G' = \frac{2}{d}$

Für $(D - d)/d \leq 0,5$ ist $\varphi = 1/(\sqrt{8(D - d)/r} + 2)$ bzw. für $(B - b)/b \leq 0,5$ ist $\varphi = 1/(\sqrt{8(B - b)/r} + 2)$; sonst ist $\varphi = 0$. Rundstäbe mit Längsbohrung können näherungsweise wie volle Rundstäbe berechnet werden.

TB 3-8 Kerbwirkungszahlen (Anhaltswerte)¹⁾

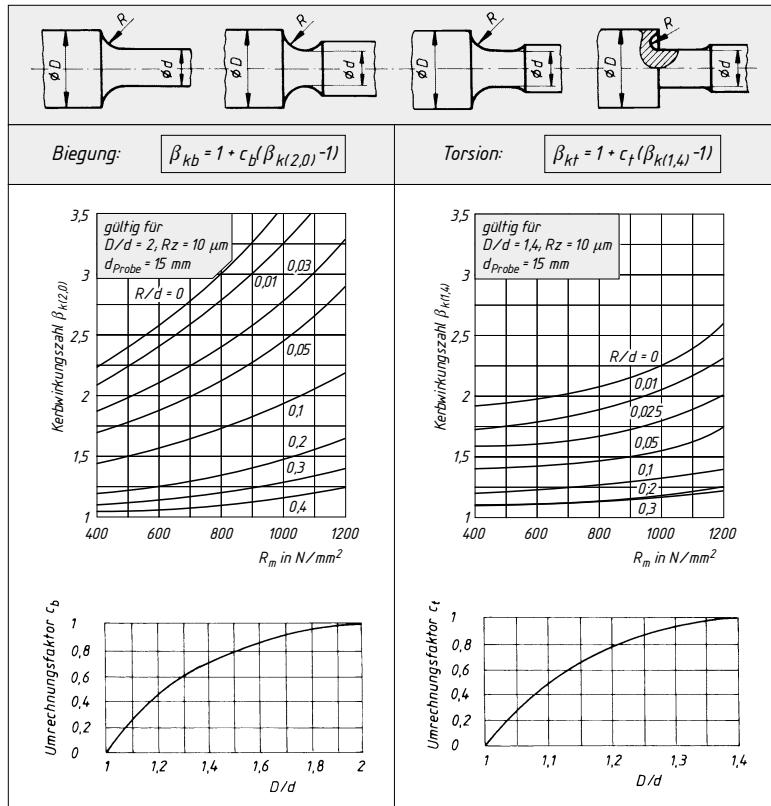
	Kerbform	R_m (N/mm ²)	β_{kb}	β_{kt}
1.	Hinterdrehung in Welle (Rundkerbe) ²⁾	300 – 800	1,2 – 2,0	1,1 – 2,0
2.	Eindrehung für Sicherungsring in Welle ²⁾	300 – 800	2,0 – 3,5	2,2 – 3,0
3.	Abgesetzte Welle (Lagerzapfen) ²⁾	300 – 1200	1,1 – 3,0	1,1 – 2,0
4.	Querbohrung (Rundstab, $2r/d \approx 0,15 \dots 0,25$) ²⁾	400 – 1200	1,7 – 2,0	1,7 – 2,0
5.	Passfedernut in Welle (Schaftfräser) ²⁾	400 – 1200	1,7 – 2,6	1,2 – 2,4
6.	Passfederl nut in Welle (Scheibenfräser) ²⁾	400 – 1200	1,5 – 1,8	1,2 – 2,4
7.	Keilwelle (parallele Flanken) ²⁾	400 – 1200	1,4 – 2,3	1,9 – 3,1
8.	Keilwelle (Evolventen-Flanken)	400 – 1200	1,3 – 2,0	1,7 – 2,6
9.	Kerbzahnwellen ²⁾	400 – 1200	1,6 – 2,6	1,9 – 3,1
10.	Pressverband ²⁾	400 – 1200	1,7 – 2,9	1,2 – 1,9
11.	Kegelspannringe	600	1,6	1,4

¹⁾ Werte auf kleinsten Durchmesser bezogen; größere Werte mit zunehmender Kerbschärfe und Zugfestigkeit.

²⁾ genauere Werte nach TB 3-9.

TB 3-9 Kerbwirkungszahlen für

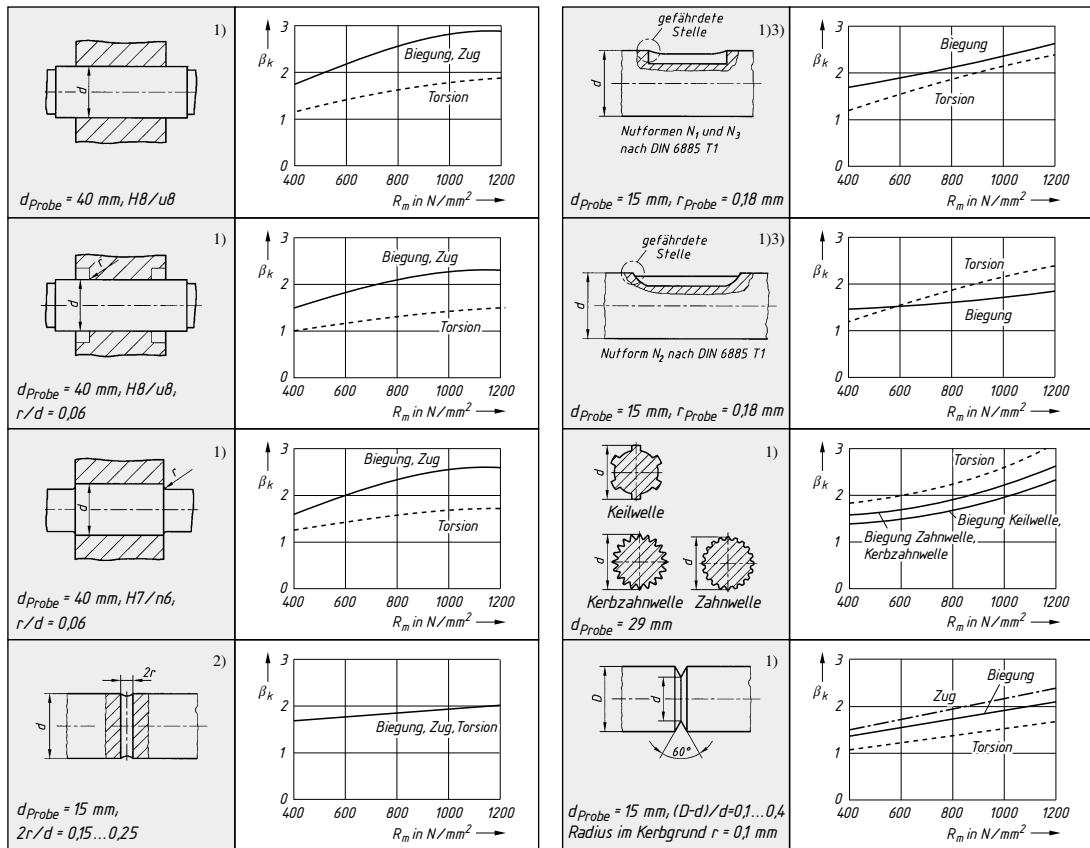
a) abgesetzte Rundstäbe



Biegung	$\sigma_n = M/(\pi d^3/32)$
Torsion	$\tau_n = T/(\pi d^3/16)$

TB 3-9 Fortsetzung

b) Welle-Nabe-Verbindungen und Spitzkerbe

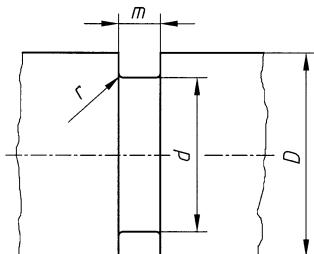


1)	Zug	$\sigma_n = F/(\pi d^2/4)$
	Biegung	$\sigma_n = M/(\pi d^3/32)$
	Torsion	$\tau_n = T/(\pi d^3/16)$

2)	Zug	$\sigma_n = F/(\pi d^2/4 - 2r \cdot d)$
	Biegung	$\sigma_n = M/(\pi d^3/32 - r \cdot d^2/3)$
	Torsion	$\tau_n = T/(\pi d^3/16 - r \cdot d^2/3)$

3) Bei zwei Passfedern ist der β_k -Wert mit 1,15 zu multiplizieren.

c) umlaufende Rechtecknut nach DIN 471 für Wellen



$$\text{Zug/Druck: } \beta_{k,zd} = 0,9 \cdot (1,27 + 1,17 \sqrt{(D-d)/(2 \cdot r_f)}) \leq 4$$

$$\text{Biegung: } \beta_{kb} = 0,9 \cdot (1,14 + 1,08 \sqrt{(D-d)/(2 \cdot r_f)}) \leq 4$$

$$\text{Torsion: } \beta_{kt} = 1,48 + 0,45 \sqrt{(D-d)/(2 \cdot r_f)} \leq 2,5$$

$$r_f = r + 2,9 \cdot q^* \text{ mit } q^* \approx 0,1 \text{ mm für Walzstahl, } R_m \leq 500 \text{ N/mm}^2$$

$$q^* \approx 0,05 \text{ mm für Walzstahl, } R_m > 500 \text{ N/mm}^2$$

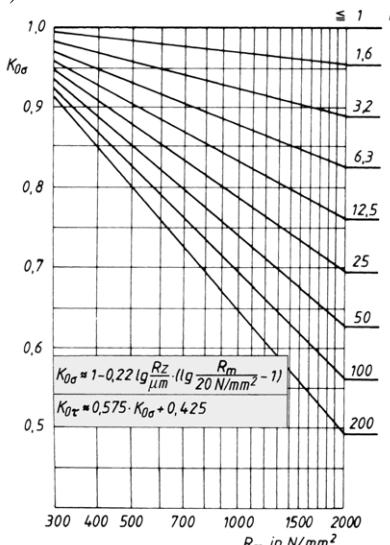
$$q^* \approx 0,4 \text{ mm für Stahlguss und Gusseisen mit Kugelgräfít}$$

r s. TB 9-7

Zug	$\sigma_n = F/(\pi d^2/4)$
	Biegung
	Torsion

TB 3-10 Einflussfaktor der Oberflächenrauheit K_0 ^{1),2)}

a) Walzstahl



b) Gusswerkstoffe

Stahlguss	$K_{0\sigma} = 1 - 0,20 \lg \frac{R_z}{\mu m} \left(\lg \frac{R_m}{20 N/mm^2} - 1 \right)$	$K_{0\tau} = 0,575 \cdot K_{0\sigma} + 0,425$
Grauguss, Kugelgrafit	$K_{0\sigma} = 1 - 0,16 \lg \frac{R_z}{\mu m} \left(\lg \frac{R_m}{20 N/mm^2} - 1 \right)$	$K_{0\tau} = 0,35 \cdot K_{0\sigma} + 0,65$
Temperguss	$K_{0\sigma} = 1 - 0,12 \lg \frac{R_z}{\mu m} \left(\lg \frac{R_m}{17,5 N/mm^2} - 1 \right)$	$K_{0\tau} = 0,25 \cdot K_{0\sigma} + 0,75$
Grauguss, Lamellen- grafit	$K_{0\sigma} = 1 - 0,06 \lg \frac{R_z}{\mu m} \left(\lg \frac{R_m}{5 N/mm^2} - 1 \right)$	$K_{0\tau} = 0,15 \cdot K_{0\sigma} + 0,85$

- 1) Rautiefe R_z entsprechend dem Herstellverfahren nach TB 2-12
Allgemein kann gesetzt werden:

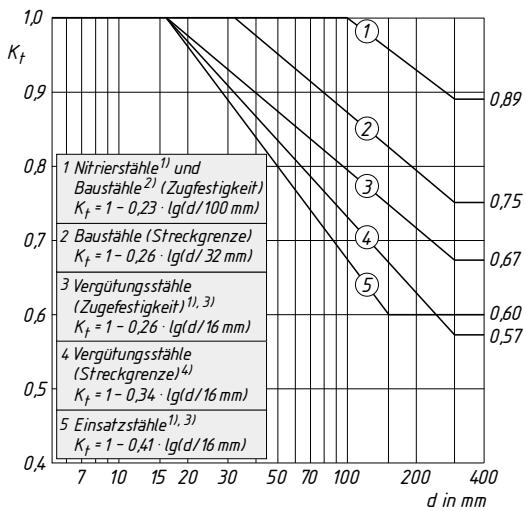
Guss-, Schmiede- und Walzhautoberflächen	$R_z \approx 200 \mu m$
schruppbearbeitete Oberflächen	$R_z = 40 \dots 200 \mu m$
schlichtbearbeitete Oberflächen	$R_z = 6,3 \dots 100 \mu m$
feinbearbeitete Oberflächen	$R_z = 1 \dots 12,5 \mu m$
feinstbearbeitete Oberflächen	$R_z = <1 \dots 1,6 \mu m$

- 2) Bestimmung von $K_{0\sigma}$ bei Verwendung experimentell ermittelter Kerbwirkungszahlen und bekannter Oberflächenrauheit:

$$K_{0\sigma} = \frac{K_{0\sigma} \text{ Bauteil}}{K_{0\sigma} \text{ Probe}}$$

TB 3-11 Faktoren K für den Größeneinfluss

a) Technologischer Größeneinflussfaktor K_t für Walzstahl



¹⁾ Bei Nitrier- und Einsatzstählen ist K_t für die Zugfestigkeit und Streckgrenze gleich.

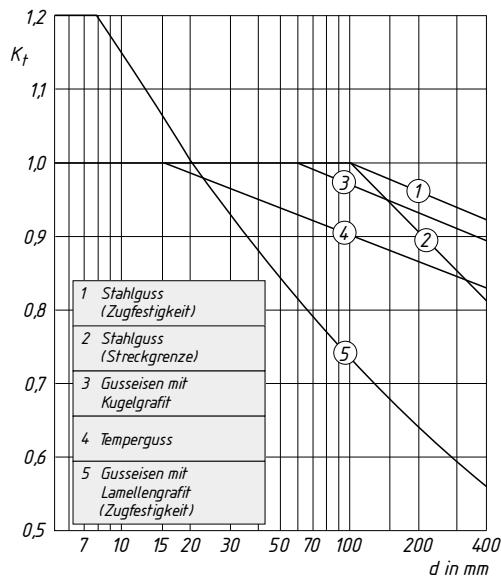
²⁾ ist auch für dynamische Festigkeitswerte zu verwenden.

³⁾ für Cr-Ni-Mo-Einsatzstähle gelten die Werte der Vergütungsstäbe nach Kurve 3 für die Zugfestigkeit und Streckgrenze.

⁴⁾ gilt auch für spezielle Baustähle im vergüteten Zustand.

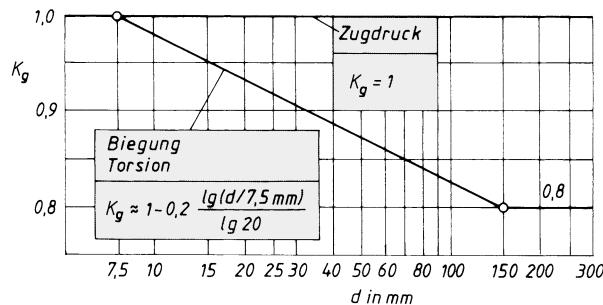
TB 3-11 Fortsetzung

b) Technologischer Größeneinflussfaktor K_t für Gusswerkstoffe

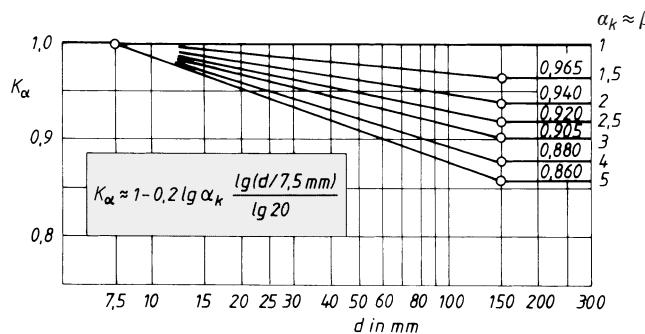


Bei Gusseisen mit Kugelgraphit und Temperguss ist K_t für Zugfestigkeit und Streckgrenze gleich

c) Geometrischer Größeneinflussfaktor K_g

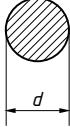
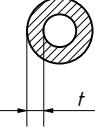
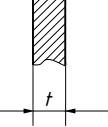
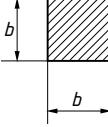
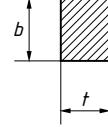


d) Formzahlabhängiger Größeneinflussfaktor K_α



TB 3-11 Fortsetzung

e) gleichwertiger Durchmesser für andere Bauteilquerschnitte

Form des Querschnitts					
$d = ^1)$	d	t	t	b	t
$d = ^2)$	d	$2t$	$2t$	b	$\frac{2b \cdot t}{b + t}$

1) Für unlegierte Baustähle, Feinkornstähle, normalgeglühte Vergütungsstäbe und Stahlguss.

2) Für vergüteten Vergütungsstahl, Einsatzstahl, Nitrierstahl, Vergütungsstahlguss, GJS, GJL, GJMB, GJMw, Schmiedestücke.

TB 3-12 Einflussfaktor der Oberflächenverfestigung K_V ; Richtwerte für Stahl

Verfahren	Probe		$K_V^{1)}$	Verfahren	Probe		$K_V^{1)}$
	Art	d in mm			Art	d in mm	
Chemisch-thermische Verfahren							
Nitrieren Nitrierhärtetiefe: 0,1 bis 0,4 mm	u	8 ... 25 25 ... 40	1,15 (1,25) 1,10 (1,15)	Festwalzen	u	7 ... 25 25 ... 40	1,2 (1,4) 1,1 (1,25)
	g	8 ... 25 25 ... 40	1,5 (2,5) 1,2 (2,0)		g	7 ... 25 25 ... 40	1,5 (2,2) 1,3 (1,8)
Einsatzhärten Einsatzhärtetiefe: 0,2 bis 0,8 mm	u	8 ... 25 25 ... 40	1,2 (2,1) 1,1 (1,5)	Kugelstrahlen	u	7 ... 25 25 ... 40	1,1 (1,3) 1,1 (1,2)
	g	8 ... 25 25 ... 40	1,5 (2,5) 1,2 (2,0)		g	7 ... 25 25 ... 40	1,4 (2,5) 1,1 (1,5)
Karbonierhärten Härtetiefe: 0,2 bis 0,4 mm	u	8 ... 25 25 ... 40	1,1 (1,9) 1 (1,4)	Thermische Verfahren			
	g	8 ... 25 25 ... 40	1,4 (2,25) 1,1 (1,8)	Induktivhärten Flammhärten Härtetiefe: 0,9 bis 1,5 mm Oberflächenhärte: 51 bis 64 HRC	u	7 ... 25 25 ... 40	1,2 (1,6) 1,1 (1,4)
Oberflächenhärte: mind. 670 HV10	u	>40	1,0		g	7 ... 25 25 ... 40	1,4 (2,0) 1,2 (1,8)
	g	>40	1,0	Alle Verfahren	g	40 ... 250 >250	1,1 1,0

1) Wert in () dient zur Orientierung und muss experimentell bestätigt werden.

Für ungekerbte Wellen ist bei Zug/Druck $K_V = 1$. Erfolgt die Berechnung über Stützzahlen, die für verfestigte Werkstoffe gelten oder mit experimentell bestimmten Kerbwirkungszahlen, gültig für den verfestigten Zustand, ist ebenfalls $K_V = 1$ zu setzen.

u ungekerbt g gekerbt

TB 3-13 Faktoren zur Berechnung der Mittelspannungsempfindlichkeit

Werkstoffgruppe	Walzstahl	GS	GJS	GJM	GJL
a_M mm ² /N	0,00035	0,00035	0,00035	0,00035	0
b_M	-0,1	0,05	0,08	0,13	0,5

TB 3-14 Sicherheiten, Mindestwerte

a) Allgemeine Sicherheiten

	Walz- und Schmiedestähle	duktile Eisengusswerkstoffe	
		nicht geprüft	zerstörungsfrei geprüft
S_F	1,5	2,1	1,9
S_B	2,0	2,8	2,5
S_D	1,5	2,1	1,9

b) Spezifizierte Sicherheiten

S_F (S_B)		Walz- und Schmiedestähle		duktile Eisengusswerkstoffe			
		Schadensfolgen		nicht geprüft Schadensfolgen		zerstörungsfrei geprüft Schadensfolgen	
		groß	gering	groß	gering	groß	gering
Wahrscheinlichkeit des Auftretens der größten Spannungen oder der ungünstigsten Spannungskombination	groß	1,5	1,3	2,1	1,8	1,9	1,65
		(2,0)	(1,75)	(2,8)	(2,45)	(2,5)	(2,2)
	gering	1,35	1,2	1,9	1,65	1,7	1,5
		(1,8)	(1,6)	(2,55)	(2,2)	(2,25)	(2,0)
S_D							
regelmäßige Inspektion	nein	1,5	1,3	2,1	1,8	1,9	1,65
	ja	1,35	1,2	1,9	1,7	1,7	1,5

c) Sicherheitsfaktor S_z (für den vereinfachten dynamischen Festigkeitsnachweis)

Bedingung	S_z
Biegung und Torsion rein wechselnd	1,0
Biegung wechselnd, Torsion statisch oder schwellend	1,2
nur Biegung schwellend bzw. nur Torsion schwellend	1,2
Torsionsmittelspannung größer Biegeausschlagsspannung	1,4
Biegung und Torsion mit hohen statischen Anteilen (Mittelspannungen)	1,4

Hinweis: Beim vereinfachten dynamischen Festigkeitsnachweis werden nur die Ausschlagsspannungen von Biegung und Torsion (nicht die Mittelspannungen) berücksichtigt, deshalb müssen höhere Sicherheiten als bei der genaueren Berechnung verwendet werden.

Der vereinfachte dynamische Festigkeitsnachweis sollte nur für Überschlagsrechnungen verwendet werden. Bei Berücksichtigung von S_z liegt dieser in der Regel auf der sicheren Seite.

4 Tribologie

TB 4-1 Reibungszahlen

- a) Haft- und Gleitreibungszahlen
Anhaltswerte für den Maschinenbau

Werkstoffpaarung	Haftreibungszahl $\mu_0^{1)}$		Gleitreibungszahl μ	
	trocken ²⁾	geschmiert	trocken ²⁾	geschmiert
Stahl auf Stahl	0,5 ... 0,8	0,10	0,4 ... 0,7	0,10
Kupfer auf Kupfer	—	—	0,6 ... 1,0	0,10
Stahl auf Gusseisen	0,2	0,10	0,20	0,05
Gusseisen auf Gusseisen	0,25	0,15	0,20	0,10
Gusseisen auf Cu-Legierung	0,25	0,15	0,20	0,10
Bremsbelag auf Stahl	—	—	0,5 ... 0,6	—
Stahl auf Eis	0,03	—	0,015	—
Stahl auf Holz	0,5 ... 0,6	0,10	0,2 ... 0,5	0,05
Holz auf Holz	0,4 ... 0,6	0,15 ... 0,20	0,2 ... 0,4	0,10
Leder auf Metall	0,60	0,20	0,2 ... 0,25	0,12
Gummi auf Metall	—	—	0,50	—
Kunststoff auf Metall	0,25 ... 0,4	—	0,1 ... 0,3	0,04 ... 0,1
Kunststoff auf Kunststoff	0,3 ... 0,4	—	0,2 ... 0,4	0,04 ... 0,1

1) Die Haftreibungszahl μ_0 einer Werkstoffpaarung ist meist geringfügig größer als die Gleitreibungszahl μ . Sie ist nur für den Grenzfall des Übergangs in die Bewegung definiert.

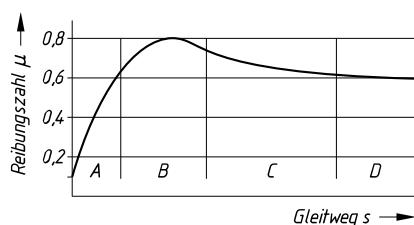
2) Bei technisch üblichen, geringen Verunreinigungen.

b) Gleitreibungszahlen μ bei Festkörperreibung (nach Versuchen)

Hinweis: Die Reibungszahl ist keine Werkstoffeigenschaft, sondern die Kenngröße eines tribologischen Systems. Entsprechend den Einflussgrößen Werkstoffart, Oberflächenbeschaffenheit, Temperatur, Gleitgeschwindigkeit und Flächenpressung kann sie in bestimmten Grenzen schwanken. Verlässliche Reibungszahlen müssen unter anwendungsnahen Bedingungen experimentell ermittelt werden.

Werkstoff	Gleitreibungszahl μ	
	Paarung mit gleichem Werkstoff	Paarung mit gehärtetem Stahl
Aluminium	1,3	0,5
Chrom	1,5	1,2
Nickel	0,7	0,5
Gusseisen	0,4	0,4
Stahl, gehärtet	0,6	0,6
Lagermetall (PbSb)	—	0,5
CuZn-Legierung	—	0,5
Al ₂ O ₃ -Keramik	0,4	0,7
Polyamid (Nylon)	1,2	0,4
Polyethylen PE-HD	0,4	0,1
Polytetrafluorethylen	0,12	0,05
Polystyrol und Polyvinylchlorid PVC-U	—	0,5
Polyoxymethylen	—	0,4

Hinweis: Reibungszahl einer Stahlgleitpaarung in Abhängigkeit vom Gleitweg bei Festkörperreibung



Phase	Reibungszahl
A	Anfangswert $\mu \approx 0,1$
B	Maximalwert $\mu \approx 0,8$
C	nimmt ab
D	konstanter Endwert $\mu \approx 0,6$

TB 4-2 Druckviskositätskoeffizient α für verschiedene Schmieröle

Öltyp	$\alpha_{25^\circ\text{C}} \cdot 10^8$ [m ² /N]	$\eta_{2000\text{ bar}}/\eta_0$ bei 25 °C	$\eta_{2000\text{ bar}}/\eta_0$ bei 80 °C
Paraffinbasierte Mineralöle	1,5–2,4	15–100	10–30
Naphthenbasierte Mineralöle	2,5–3,5	150–800	40–70
Polyolefine	1,3–2,0	10–50	8–20
Esteröle (Diester, verzweigt)	1,5–2,0	20–50	12–20
Polyätheröle (aliph.)	1,1–1,7	9–30	7–13
Siliconöle (aliph. Subst.)	1,2–1,4	9–16	7–9

4

TB 4-3 Eigenschaften der Schmieröle

Eigenschaft	Beschreibung
Alterungsbeständigkeit (Oxidationsbeständigkeit)	Beständigkeit gegen eine Veränderung der Schmieröleigenschaften unter Einwirkung von Luftsauerstoff, Wärme, Licht- und Strahlungsgenergie, Katalyse sowie von Nachfolgeprozessen wie Polymerisation, Kondensation, Oxidation (bestimmt die Lebensdauer des Öls)
Biologische Abbaubarkeit	Kennzeichnet, inwieweit eine bestimmte prozentuale Menge der Grundsubstanzen des Schmieröls unter definierten Bedingungen durch Mikroorganismen biologisch (leicht) abgebaut werden (z. B. gefordert bei Verlustschmierung). Die Abbauprodukte sind ökotoxikologisch unbedenklich
Brennpunkt	Temperatur, bei der das Öldampf-Luft-Gemisch nach der Zündung weiterbrennt (liegt ca. 30...40 C über dem Flammpunkt)
Dichtungsverträglichkeit (Elastomerverträglichkeit)	Kennzeichnet die Verträglichkeit des Öls bzw. bestimmter Additive mit Dichtungswerkstoffen (Kunststoffen)
Dispergiervermögen	Kennzeichnet, inwieweit die Bildung eines feinverteilten Öl-Wasser-Gemischs möglich ist
Demulgierbarkeit	Kennzeichnet, inwieweit das Abscheiden von Wasser aus dem Öl möglich ist
Emulgierfestigkeit	Widerstand eines Öls gegen Emulsionsbildung
Flammpunkt	Niedrigste Temperatur, bei der sich die Dämpfe des Öls (Luft-Dampf-Gemisch) bei offener Flamme entzünden.
Stockpunkt (Pourpoint) (Kälteverhalten)	Temperatur, bei der ein Öl so steif wird, dass es unter Einwirkung der Schwerkraft gerade noch fließt
Neutralisationsvermögen	Kennzeichnet, inwieweit die während des Betriebs entstehenden sauren oder alkalischen Bestandteile durch das Öl neutralisiert werden können
Schaumverhalten	Luft in Ölen führt zur Schaumbildung (Luftblasen, umhüllt mit dünnen Ölschichten). Dieser zerfällt, bevor er erneut in die Schmierstelle gelangt (ungefährlich) oder es bildet sich ein stabiler Oberflächensaum, der zu einer deutlichen Änderung der Schmierwirkung führen kann.
Scherstabilität	Kennzeichnet, inwieweit ein durch Scherung bedingter irreversibler Viskositätsabfall eintritt
Thermische Stabilität (Thermostabilität)	Widerstand des Öls gegen eine Änderung der chemischen Struktur bei hohen Temperaturen
Verdampfungsverhalten	Kennzeichnet den Umfang von entstehenden Ölverdampfungsverlusten bei hohen Temperaturen
Verkokungsneigung (Koksrückstand)	Kennzeichnet, in welchem Umfang sich bei hoher thermischer Belastung von Mineralölen Ölkohle bildet

TB 4-3 Fortsetzung

Eigenschaft	Beschreibung
Viskosität	Eigenschaft des fließfähigen Öls, unter Einwirkung einer Kraft (Spannung) zu fließen und reversibel verformt zu werden, s. auch Abschn. 24.4.1
Viskositäts-Temperatur-Verhalten (Viskositätsindex)	Kennzeichnet, in welchem Umfang sich eine Temperaturänderung auf die Änderung der Viskosität auswirkt, s. auch Abschnitt 24.4.1
Wärmeleitfähigkeit	Kenngröße zur Beschreibung des Wärmetransports im Öl
Wärmekapazität (spezifische)	Kenngröße zur Beschreibung der Wärmeaufnahmefähigkeit eines Öls

TB 4-4 Schmierstoffadditive, deren Verwendung und Wirkmechanismen

Additivtyp	Verwendung	Wirkungsweise
Emulgatoren	Stabilisierung von Öl-Wasser-Gemischen	Adsorption des Emulgators an der Grenzschicht Öl/Wasser, dadurch Feinverteilung (Dispergierung) beider Flüssigkeiten
Geruchsveränderer	Erzeugung eines kennzeichnenden, gewünschten Geruchs	Bildung stark riechender Verbindungen
Dispergent-Wirkstoffe	Verringerung oder Verhütung von Ablagerungen an Oberflächen bei hohen Betriebstemperaturen	Entstehung von öllöslichen oder im Öl suspendierten Produkten
Dispersant-Wirkstoffe	Verhinderung oder Verhütung von Schlammbildung bei niedrigen Temperaturen	Verunreinigungen werden mit öllöslichen Molekülen umhüllt, welche die Ablagerung des Schlammes verhindern
Farbstoffe	Erzeugung kräftiger Farben	Lösung im Öl unter Farbwirkung
Fressschutzwirkstoffe (Hochdruckzusätze, EP: Extreme Pressure)	Verhinderung von Mikroverschweißungen zwischen Metallocberflächen bei hohen Drücken und Temperaturen	Bildung einer wenig scherfesten Schicht durch chemische Reaktion mit der Metallocberfläche (ständiges Abscheren und Neubilden)
Haftverbesserer	Verbesserung des Haftvermögens des Schmierstoffs	Erhöhung der Viskosität an der Grenzfläche zum Werkstoff (Additiv ist zäh und klebrig)
Korrosionsinhibitoren (z. B. Rostschutzinhibitoren für Eisenwerkstoffe)	Verhinderung von Korrosion durch – für korrosive Medien undurchlässige – Deckschichten	Chemische Reaktion mit der Metallocberfläche oder Adsorption der Additive an der Metallocberfläche
Metalldaktivatoren	Verhinderung des katalytischen Einflusses auf Oxidation und Korrosion	Reaktion mit Metallionen unter Bildung adsorptiver Schutzschichten
Oxidationsinhibitoren	Minimierung von Verfärbung, Schlammbildung, Lack- und Harzbildung durch Oxidation	Unterbrechung der Oxidationskettenreaktion, Verhinderung katalytischer Reaktionen
Stockpunktterniedriger (Pourpointerniedriger)	Herabsetzung des Stockpunkts des Öls	Umhüllung der entstehenden Paraffinkristalle und Verhinderung des Wachstums

TB 4-4 Fortsetzung

Additivtyp	Verwendung	Wirkungsweise
Schauminhibitoren	Verhinderung der Bildung von stabilem Schaum	Zerstörung der Ölhäutchen, die die Luftblasen umgeben
Verschleißschutzadditiv (Anti-Wear)	Reduzierung des Verschleißes zwischen Metalloberflächen	Bildung von Oberflächenschichten durch Reaktion mit der Metalloberfläche, die plastisch deformiert werden und das Tragbild verbessern
Viskositätsindexverbesserer	Verringerung der Viskositätsänderung bei Veränderung der Temperatur	Polymermoleküle beeinflussen die Öl eigenschaften temperaturabhängig, sie sind stark verkneult (kaltes Öl) oder entkneult (warmes Öl)

	paraffinbasisch	naphthenbasisch
paraffinischer Anteil	>60 %	<60 %
Dichte	niedrig	mittel
Viskositäts-Temperatur-Verhalten	gut	mittel
Alterungsbeständigkeit	gut	schlechter
Flammpunkt	hoch	mittel
Elastomerträglichkeit	gut	gut
Verdampfungsneigung	gering	mittel
Kälteverhalten	schlecht	gut
Benetzungsfähigkeit	mittel	gut
Verkokungsneigung	mittel	gering
Oxidationsbeständigkeit	gut	gut
Thermostabilität	mittel	gut
Dispergiervermögen	mittel	gut
Demulgierbarkeit	mittel	gut
Aromatengehalt	niedrig	mittel

TB 4-5 Eigenschaften von Mineralölen in Abhängigkeit der Molekülstrukturanteile**TB 4-6** Eigenschaften und Anwendungen wichtiger synthetischer Schmieröle

Synthesebasisöl	Eigenschaften	Anwendungen	Kostenrelation zu Mineralöl
Polyalphaolefine (synthetische Kohlenwasserstoffe)	Sehr gute Oxidationsbeständigkeit, ausgezeichnetes Fließverhalten bei tiefen Temperaturen, gutes Viskositäts-Temperatur-Verhalten, geringe Verdampfungsverluste bei hohen Temperaturen, sehr gute Verträglichkeit mit Lack und Dichtungsmaterialien, mischbar mit Mineralölen und Estern, gute hydrolytische Beständigkeit, gutes Reibungsverhalten bei Mischreibung, gutes Korrosionsschutzverhalten, nicht toxisch, begrenzte biologische Abbaubarkeit, geringe thermische Beständigkeit.	Motorenöle, Kompressorenöle, Hydrauliköle, Getriebeöle, Schmierfette	3 ... 5
Polyalkylenglykole (Polyglykole)	Gutes Viskositäts-Temperatur-Verhalten, ausgezeichnete Verschleiß- und Fressschutz-eigenschaften, ausgezeichnetes Reibungsverhalten bei Werkstoffpaarung Stahl/Bronze, gutes Fließverhalten bei tiefen Temperaturen, nicht toxisch, schnell biologisch abbaubar, nicht mischbar mit Mineralölen, schlechte Additivlöslichkeit, begrenzte Verträglichkeit mit Dichtungswerkstoffen, geringe Oxidationsbeständigkeit	Schneckengetriebe, schwerentflammable Hydrauliköle, Kühlsmierstoffe	6 ... 10

TB 4-6 Fortsetzung

Synthesebasisöl	Eigenschaften	Anwendungen	Kostenrelation zu Mineralöl
Carbonsäureester	Gute Oxidationsbeständigkeit, ausgezeichnetes Fließverhalten bei tiefen Temperaturen, sehr gutes Viskositäts-Temperatur-Verhalten, sehr geringe Verdampfungsverluste bei hohen Temperaturen, mischbar mit Mineralölen, nicht toxisch, schnell biologisch abbaubar, geringe Verträglichkeit mit Lack und Dichtungsmaterialien, geringe hydrolytische Beständigkeit, mäßige Korrosionsschutz-eigenschaften, begrenzte Additivlöslichkeit	Flugturbinenöle, Kompressorenöle, Motorenölkomponente, Tief- und Hochtemperaturfette	4 . . . 10
Silikonöl	Ausgezeichnetes Viskositäts-Temperatur-Verhalten, sehr gute thermische und toxische Beständigkeit, ausgezeichnetes Fließverhalten bei tiefen Temperaturen, geringe Verdampfungsverluste, hohe chemische Beständigkeit, gute Verträglichkeit mit Lack und Dichtungswerkstoffen, gute elektrische Eigenschaften, sehr schlechte Schmierungseigenschaften im Mischreibungsgebiet, nicht mischbar mit Mineralölen, keine Additivlöslichkeit	Wärmeübertragungsöle, Hochtemperaturhydrauliköle, Sonder-schmierfette, Sonder-schmierstoffe für elektrische Kontakte	30 . . . 100
Phosphorsäureester	Schwer entflammbar, gute Oxidationsbeständigkeit, gutes Fließverhalten bei tiefen Temperaturen, ausgezeichnete Verschleiß- und Frostschutz-eigenschaften, hohe Strahlenbeständigkeit, nicht toxisch, schnell biologisch abbaubar, nicht mischbar mit Mineralölen, schlechtes Viskositäts-Temperatur-Verhalten, begrenzte Verträglichkeit mit Dichtungsmaterialien, mäßiges Korrosionsschutzverhalten	Schwer entflammable Hydrauliköle	4 . . . 8
Silikatester	Ausgezeichnetes Viskositäts-Temperatur-Verhalten, sehr gutes Fließverhalten bei tiefen Temperaturen, sehr gute Oxidationsbeständigkeit, gute thermische Beständigkeit, geringe hydrolytische Beständigkeit, nicht mischbar mit Mineralölen, begrenzte biologische Abbaubarkeit.	Hydrauliköle, Wärmeübertragungsöle	20 . . . 30

TB 4-7 Klassifikation für Kfz-Getriebeöle nach API (American Petroleum Institute)

Klassifikation	Betriebsbedingungen	Additive	Anwendungen
GL-1	leicht	keine	Getriebe mit geringen Belastungen und Umgangsgeschwindigkeiten; Kegelräder (spiral-verzahnt), Schneckengetriebe
GL-2	leicht – mittel	Verschleißschutz-Wirkstoffe (2,7 Gew.%)	etwas höhere Beanspruchungen als bei GL-1; Stirnradgetriebe, Schneckengetriebe
GL-3	mittel	leichte EP-Zusätze (4 Gew.%)	schwere Belastungs- und Geschwindigkeitsverhältnisse; Kegelräder (spiralverzahnt), Stirnradgetriebe

TB 4-7 Fortsetzung

Klassifikation	Betriebsbedingungen	Additive	Anwendungen
GL-4	mittel-schwer	normale EP-Zusätze (6,5 Gew. %)	hohe Geschwindigkeiten oder hohe Drehmomente; Hypoidgetriebe, Handschaltgetriebe
GL-5	schwer	wirksame EP-Zusätze (10 Gew. %)	hohe Geschwindigkeiten oder hohe Drehmomente bei zusätzlicher Stoßbelastung; Hypogetriebe mit großem Achsversatz, Handschaltgetriebe

TB 4-8 Eigenschaften der Schmierfette

a) mineralölbasische Schmierfette

Verdicker			Tropfpunkt °C	Einsatz-Temperaturbereich		Beständigkeit gegen Wasser	Korrosionsschutz	Natürliches EP-Verhalten	Geeignet für Wälzlager	Gleitlager	Kostenrelation
Seife	Normal	Kalzium Natrium Lithium Aluminium	80/100 150/200 180/200 100/120	-35 -30 -40 -30	+50 +120 +120/140 +80/100	+++ - + ++	++ ++ + +++	++ + + +	- ++ +++ +++	++ ++ ++ ++	0,8 0,9 1 2,5-3,0
	Komplex	Kalzium Natrium Lithium Aluminium	>260 >240 >250 >250	-30 -30 -30 -30	+140 +130 +150 +140	++ + ++ ++	++ + + +	++ + + +	++ ++ +++ +++	++ + ++ +	0,9-1,2 3,5 4-5 2,5-4,0
	Gemisch	Li/Ca	170/180	-30	120/130	++	+	+	+++	++	1,3
Nicht-Seife	An-organisch	Bentonit Aerosil (Gel)	ohne ohne	-25 -20	150/200 150/180	++ ++	- -	+	++ ++	++ +	6-10 5
	Organisch	Polyharnstoff	> 250	-25	150/200	++	+	+	++	+	6

b) syntheseölbasische Schmierfette

Verdicker			Grundöl	Tropfpunkt °C	Einsatz-Temperaturbereich		Beständigkeit gegen Wasser	Korrosionsschutz	Natürliches EP-Verhalten	Geeignet für Wälzlager	Gleitlager	Kostenrelation
Seife	Lithium	Ester Polyalphaolefin Silikonöl	>170 >190 >190	-60 -60 -40	+130 +140 +170	++ ++ +++	++ + -	++ + -	+++ +++ +++	++ + +	5-6 3-4 20	
	Lithium-komplex Barium-komplex Barium-komplex Natrium-komplex	Ester Polyalphaolefin Silikonöl	>260 >260 >260 >220	-40 -40 -60 -40	+160 +130 +150 +200	+++ ++ ++ +	++ +++ +++ +	++ +++ +++ -	++ ++ ++ ++	+	6-8 7 6 20-25	
	Bentonit Bentonit Aerosil (Gel)	Polyalphaolefin Ester Silikonöl	ohne ohne ohne	-50 -40 -40	+180 +180 +200	++ ++ ++	- + -	+	++ ++ ++	+	10-15 10-12 30-40	
Nicht-Seife	Polyharnstoff Polyharnstoff	Silikonöl Polyphenyläther	>250 >250	-40 >0	+200 +220	+++ +++	++ +	- +	++ ++	+	35-40 100	
	PTFE FEP	Alkoxyfluoröl Alkoxyfluoröl	ohne ohne	-40 -40	+250 +230	+++ +++	++ ++	+++ +++	+++ +++	++ ++	250 100	

(+++ sehr gut, ++ gut, + mäßig, - schlecht)

TB 4-9 Klassifikation für Schmierfette nach NLGI (National Lubricating Grease Institut)

NLGI-Klasse (DIN 51818)	Walkpanetration¹⁾ in 0,1 mm	Konsistenz	Anwendungen
000	445 ... 475	fließend	Getriebefette, Zentralschmieranlagen
00	400 ... 430	schwach fließend	Getriebefette, Zentralschmieranlagen
0	355 ... 385	halbflüssig	Getriebefette, Wälzlag erfette, Zentralschmieranlagen
1	310 ... 340	sehr weich	Wälzlag erfette
2	265 ... 295	weich	Wälzlag erfette, Gleitlag erfette
3	220 ... 250	mittelfest	Wälzlag erfette, Gleitlag erfette, Wasserpumpenfette
4	175 ... 205	fest	Wälzlag erfette, Wasserpumpenfette
5	130 ... 160	sehr fest	Wasserpumpenfette, Blockfette
6	85 ... 115	hart	Blockfette

¹⁾ Fett wird in einem genormten Fettkneter gewalkt, danach wird die Eindringtiefe eines standardisierten Konus in einer festgelegten Zeit gemessen

TB 4-10 Kriterien für die Auswahl von Zentralschmieranlagen

Schmiersystem	Schmierstoff	Anzahl der Schmierstellen (maximal)	Längste Schmierstoffleitung [m]	Dosierung je Schmierstelle
Einleitungssystem	Öl	500	50	0,1 ... 15 ml/Takt
Zweileitungssystem	Öl bzw. Fett	5000	200	0,02 ... 15 ml/Takt
Mehrleitungssystem	Öl bzw. Fett	30	50	0,18 ... 400 ml/h
Progressivsystem	Öl bzw. Fett	100	50	0,01 ... 500 ml/min
Ölenebelsystem	Öl	2500	200	0,2 ml/h
Öl-Luft-System	Öl	5000	200	>0,05 ml/h

TB 4-11 Elektrochemische Spannungsreihe (Elektrodenpotential in Volt von Metallen in wässriger Lösung gegen Wasserstoffelektrode)

Kalium	-2,92
Natrium	-2,71
Magnesium	-2,38
Aluminium	-1,66
Mangan	-1,05
Zink	-0,76
Eisen	-0,44
Kadmium	-0,40
Kobalt	-0,27
Nickel	-0,23
Zinn	-0,14
Blei	-0,12
Wasserstoff	+0
Kupfer	+0,35
Silber	+0,80
Quecksilber	+0,85
Platin	+1,20
Gold	+1,36

5 Kleb- und Lötverbindungen

TB 5-1 Oberflächenbehandlungsverfahren für Klebverbindungen

Werkstoff	Behandlungsfolge ¹⁾ für		
	niedrige ²⁾ Beanspruchung	mittlere ²⁾ Beanspruchung	hohe ²⁾ Beanspruchung
Stähle	a–b–f–g	a–h–b–f–g	a–i–b–f–g
Stähle, verzinkt	a–b–f–g	a–b–f–g	a–b–f–g
Stähle, brüniert	a–c–f–g	a–c–f–g	a–i–b–f–g
Titan	a–b–f–g	a–h–b–f–g	a–i–b–f–g
Gusseisen	k	h	i
Al-Legierungen	a–b–f–g	a–c–h–f–g	a–i–c–f–g
Magnesium	a–b–f–g	a–b–h–f–g	a–i–b–e–f–g
Kupfer, -Legierungen	a–b–f–g	a–h–b–f–g	a–i–b–f–g

¹⁾ **a** Reinigen von Schmutz, Farbresten, Zunder, Rost o.ä.; **b** Entfetten mit organischen Lösungsmitteln (gesetzliche Schutzvorschriften beachten!) oder mit wässrigen Reingungsmitteln; **c** Beiz-Entfetten; **d** Beizen in wässriger Lösung von 27,5 % konz. Schwefelsäure und 7,5 % Natriumdichromat (30 min bei 60 °C); **e** Beizen in einer Lösung von 20 % Salpetersäure und 15 % Kaliumdichromat in Wasser (1 min bei 20 °C); **f** Spülen mit vollentsalztem oder destilliertem Wasser; **g** Trocknen in Warmluft; **h** mechanisches Aufrauhen der Fügefächeln (Schleifen, Bürsten); **i** mechanisches Aufrauhen der Fügefächeln durch Strahlen; **k** Guss Haut entfernen.

²⁾ *niedrig*: Zugscherfestigkeit bis 5 N/mm²; Klima in geschlossenen Räumen; für Feinwerktechnik, Elektrotechnik, Modellbau, Schmuckindustrie, Möbelbau, einfache Reparaturen.

mittel: Zugscherfestigkeit bis 10 N/mm²; gemäßigtes Klima; Kontakt mit Ölen und Treibstoffen; für Maschinen- und Fahrzeugbau, Reparaturen.

hoch: Zugscherfestigkeit über 10 N/mm²; sämtliche Klima; direkte Berührung mit wässrigen Lösungen, Ölen, Treibstoffen; für Fahrzeug-, Flugzeug-, Schiff- und Behälterbau.

TB 5-2 Klebstoffe zum Verbinden von Metallen nach Richtlinie VDI 2229: 1979-06

	Handelsname	Hersteller ¹⁾	chemische Basis ²⁾	Abbinde-temperatur °C	Abbinde-druck (bar ³⁾)	Zugscherfestigkeit τ_{BS} (N/mm ²) bei °C			+105	+155	vorzugsweise zu verkleben ⁴⁾	
						-25	+20	+55				
überwiegend kalt abbindende Klebstoffe												
Agomet	P76 M	A AW2101/HW2951	A B	4 6 4,2 4,9	20...50 20 20	Kd Kd Kd >10	20 17 8 7	32,5 37,5 17 1	19 21 5 1	22,5 22,5 5 0,3	- - - -	
Araldit		Ay103/Hy991	C	1	20	Kd	13	17	14	3	-	
Pattex			D	3	23	Kd	8	7	3	0,3	-	
Stabili-Express			D	3	23	Kd	15,2	25,8	16	18	-	
Sicomet	85 50		D	3	23	Kd	15,8	25,2	14	13,8	15,2	
	8300		D	3	23	Kd	20,4	26	13,6	12	10,6	
Technicoll	8202 8258/59		E	3	20	Kd	12	19	6	6	0,9	
Loctite	638 648		E	4	20	Kd	28	33	30	8	-	
			F	5	20	Kd	-	12	11	9	3	
			F	5	20	Kd	-	20	20	20	2	
warmbindende Klebstoffe												
Araldit	AT1 AW142 E2701	B C C	B C 4	4	150...200 150...200 180	Kd Kd Kd	23 20 30	32 31 32	32 25 14	30 29 31	17 23 28	
Metallon	E2706	C	4	180		Kd	36	39	41	42	36	3
Technicoll	8280 8282	E E	4 4	150...200 120...150	Kd Kd	- -	40 40	39 39	27 23	11 14	15 5	
Loctite	307 317	F F	5 5	20...120 20...120	Kd Kd	- -	35 35	29 29	18 19	12 12	7 7	
Klebefilme (Klebefolien), bei erhöhten Temperaturen abbindend												
ME Metalle; PO Porzellan;	Redux	609	B	4	100...170	Kd	30	34	30	22	12	
RB Reibbeläge;	Technicoll	8401	E	8,11	120...200	5	-	32	16	12	-	
ST Stahl; TI Titan;	Tegofilm	EP375 M12B	G G	4 11	≥100 130...165	>1 4...15 1...5	21 31 40	23 33 48	17 24 50	9 10 48	ME, KE, BM AL, ST, CU, KU, HO AL, ST, RB AL, TI, ST	
TP Thermoplaste;	FM-73		H	7	120 175	1...3	-	28 25	-	-	-	
VB Verbundwerkstoffe;	FM-1000		H	10								
WK wärmefeste Kunststoffe:												
() bedingt zu verkleben.												

¹⁾ A Degussa GB Chemie,Postfach 602, Hanau; **B** CIBA-GEIGY GmbH, Postfach, Wehr/Baden;**C** HENKEL, KGaA, Postfach 1100,**D** Schell-Werke GmbH, Postfach 911380 Hannover; **E** Biersdorf AG, Unnastraße 48,Hamburg; **F** Loctite Deutschland GmbH, Postfach 810580 München; **G** Th. Goldschmidt AG, Postfach 17, Essen; **H** Cyanamid B.V., PO. Box 1523, NL, IBM Rotterdam.**I** Acrylhärz; **2** Amin; **3** Cyanacrylat; **4** Epoxidhärz;**5** Methacrylat; **6** Methylmethacrylat; **7** Nitripoxid;**8** Nitrilkautschuk; **9** Polyaminoimid;**10** Polyamidepoxid; **11** Phenolhärz.³⁾ **Kd** Aluminium; **BM** Buntmetalle; **CU** Kupfer;**EL** Elastomere; **GL** Glas;**HK** Hartkunststoff; **HO** Holz; **KE** Keramik;**KU** Kunststoff; **ME** Metalle; **PO** Porzellan;**RB** Reibbeläge; **ST** Stahl; **TI** Titan;**TP** Thermoplaste; **VB** Verbundwerkstoffe;**WK** wärmefeste Kunststoffe:

() bedingt zu verkleben.

TB 5-3 Festigkeitswerte für kaltaushärtende Zweikomponentenklebstoffe (nach Herstellerangaben)

Handelsname	Hersteller	Harzbasis	Zugscherfestigkeit τ_{KB} in N/mm ² bei Raumtemperatur		
			Al und Al-Legierung	Stahl, kalt gewalzt	
Penloc GTR	Panacol-Elosol	Acrylat	18	20	
Penloc GTI			22	27	
Araldit 2011	Vantico GmbH & Co. KG	Epoxid	27	26	
Collano A8 6400	Collano AG		12	–	
UHU endfest 300 plus	UHU GmbH & Co. KG		17	–	
Scotch Weld, DP 110	3 M		16	17	
Scotch Weld, DP 410			25	19	
Wevo, z. B. A10/B10	WEVO-Chemie GmbH		17	22	
Terokal 221	Henkel Teroson		20	–	
Teromix 6700	Polyurethan	13	–		

TB 5-4 Hartlote nach DIN EN ISO 17672 und ihre Anwendung (Auswahl)

Gruppe	Kurzzeichen	Legierungskennzeichen nach DIN EN ISO 3677 ¹⁾	vormals DIN 8513-1 bis DIN 8513-5	Arbeits-temperatur °C	geeignetes Flussmittel DIN EN 1045	Lötstelle Form ²⁾	Lötbarer Werkstoffe	Anwendungsbepiele
Aluminium-hartlote	A1l07	B-Ag92Si-575/615	L-AlSi7,5	610	FL10	S, F	a, e	Lötplatierte Bleche und Bänder, bei Gussstücken auch zum Fügenlernen und Auftragen; Wärmeaustauscher und Kühler mechanisiertes Löten wärmeempfindlicher Werkstücke
	A1l12	B-Ag88Si-575/585	L-AlSi12	590	FL20	S, F	a, e	
Silber-Hartlote	Ag212	B-Cu45ZnAg(Si)800/830	L-Ag12	830	FH21	S	a, e	Werkstücke mit erhöhten Betriebstemperaturen; Wärmeaustauscher, Bandsägen ausgezeichnete Löteigenschaften, Handlöten und automatisiertes Löten
Ag244	B-Ag44CuZn-675/735	L-Ag44	730	FH21	S	a, e	x	
Ag240	B-Ag40ZnCdCu-595/630	L-Ag40Cd	610	FH10	S	a, e	x	auch für schwer benetzbare Werkstoffe wie Mo und W, Auflösen von Hartmetall auf Stahlträger
Ag449	B-Ag49ZnCuMnNi-680/705	L-Ag49	690	FH21	S	a, e	x	
AG485	B-Ag85Mn-960/970	L-Ag85	960	FH21	S	a, e	x	Hochtemperatur-Hartlot, warmfeste Lötstellen bis 600 °C, ammoniak-beständig
Kupfer-Phosphor-Hartlote	CuP281	B-Cu89PAg-645/815	L-Ag5P	710	FH21, ohne	S, F	a, e	
	CP284	B-Cu80AgP-645/800	L-Ag15P	700	FH21, ohne	S, F	a, e	Kupferrohre für Wärme- und Kältetechnik für thermisch und mechanisch wechselbeanspruchte Lötstellen
Kupfer-Hartlote	Cu141	B-Cu100(P)-1085	L-SFCu	1100	FH21	S	e	Lötung mit hohen Anforderungen
Cu925	B-Cu88Sn(P)-825/990	L-Sn12	990	ohne	S	e	x	
Cu470	B-Cu60Zn(Sn)(Si)-875/895	L-CuZn40	900	FH20	S, F	a, e	x	Öfenlöten (Schutzgas, Vakuum) ohne hohe Festigkeitsansprüche, dickerwandige Werkstücke

TB 5-4 Fortsetzung

Gruppe	Kurzzeichen	Legierungs-kurzzeichen nach DIN EN ISO 3677 ¹⁾	vormalig DIN 8513-1 bis DIN 8513-5	Arbeits-temperatur °C	geeignetes Flusmitte DIN EN 1045	Lötstelle Form ²⁾	Lot-Zuführ ³⁾	Lötbare Werkstoffe	Anwendungsbeispiele
Nickelhartlote und Nickel-Kobalthartlote	Ni610	B-Ni74CrFeSiB-980/1070	L-Niia	1130	FH30 Vakuum Schutzgas	S	a, e	x x	Hochtemperaturlofe warmfest, für schwer benetzbare Werkstoffe (W, Mo), austenit von Hartmetall auf Stahlträger; Düsengehäuse, Turbinenschäfeln, Raketentechnik
Ni650	B-Ni71CrSi-1080/1135	L-Ni5	1150			S	a, e	x x	
Palladiumhaltige Hartlote	Pd287	B-Ag68CuPd-805/810	—	815	FH20	S	a, e	x x	Hochtemperaturlofe Pd verbessert das Benetzungsvormögen und das Ausbreitverhalten, warmfeste Lötsstellen bis 600 °C.
Pd587	B-Ag54PdCu-900/950	—	955	FH20	S	a, e	x x	x x	Gasturbinebau, Ventile, Düsengehäuse, Raketentechnik, Metalkeramik
Pd647	B-Pd60Ni-1235	—	1250	Schutzgas Vakuum	S	a, e	x x	x x	
Goldhaltige Hartlote	Au351	B-Cu62AuNi-975/1030	—	1030	Schutzgas (Helium) Vakuum	S	a, e	x x	Hochtemperaturlofe gute Löbarkeit auf St, Ni und Co, hohe Festigkeit, geringe Anfälligkeit gegen H ₂ -Verspröding
Au827	B-Au82Ni-950	—	950		S	a, e	x x	x x	hoher Widerstand gegen Oxidation und Korrosion, Löten von hitzebeständigen Stählen und Ni-Legierungen, Dauerbeanspruchungstemperatur bis 800 °C; Flugzeug-, und Raumfahrttechnik, Turbinenbau

¹⁾ Die Bezeichnung enthält im dritten Teil die Solidus-/Liquidus-Temperatur in °C.²⁾ S Spaltlöten F Fugenöten
³⁾ a Lot angesetzt e Lot eingelegt**Bezeichnung**

Das Lot muss mit der Benennung Lot, der Nummer der Norm ISO 17672 und einem Kurzzeichen bzw. nach DIN EN ISO 3677 bezeichnet werden. Beispiel: Für das Silberhartlot mit der Zusammensetzung 48% Cu, 12% Ag und 40% Zn können folgende Varianten angesetzt werden:

Lot ISO 17672-Ag212 oder
Lot ISO 1767-B-Cu48ZnAg(Si)-800/830

TB 5-5 Weichlote nach DIN EN ISO 9453 und ihre Anwendung (Auswahl)

Gruppe	Leg.-Nr.	Legierungs-kurzzeichen nach ISO 3677	bisheriges Kurzzeichen (DIN 1707)	Schmelztemperatur °C	geeignetes Flussmittel (DIN EN 29454-1) Beispiel	bevorzugtes Löterfahren ¹⁾	Anwendungsbeispiele
Zinn – Blei	101	S-Sn63Pb37	L-Sn63Pb	183	3.1.1.	LO	Elektroindustrie, gedruckte Schaltungen, Feinwerktechnik Verzinnung, nichtrostende Stähle, Elektroindustrie
	103	S-Sn60Pb40	L-Sn60Pb	183 ... 190	1.1.1.	FL, LO, KO	
Blei – Zinn	114	S-Pb60Sn40	L-PbSn40	183 ... 238	2.1.2.	FL, LO, KO	Metallwaren, Feinblechpackungen, Klempnerarbeiten, Zink, Zinklegierungen
	116	S-Pb70Sn30	–	183 ... 255	3.2.2.	FL, LO	
Zinn – Blei – Antimon	132	S-Sn60Pb40Sb	L-Sn60Pb(Sb)	183 ... 190	1.1.1.	FL, LO, KO	Feinwerktechnik, Elektroindustrie, nichtrostende Stähle Bleilötlösungen, Schmierlöte, Kühlerbau
	136	S-Pb74Sn25Sb1	L-PbSn25Sb	185 ... 263	3.1.1.	FL, LO	
Zinn – Blei – Bismut	141	S-Sn60Pb38Bi2	–	180 ... 185	3.1.1.	KO	hochlegierte Stähle, Feinlötlösungen
Zinn – Blei – Cadmium	151	S-Sn50Pb32Cd18	L-SnPbCd18	145	1.1.2.	FL, KO	Schmelzlot, Thermosicherungen, versilberte Keramik, Kabellötlösungen
Zinn – Blei – Kupfer	161	S-Sn60Pb39Cu1	L-Sn60PbCu2	183 ... 190	1.1.3.	KO	Elektrogerätebau, Elektronik
Zinn – Blei – Silber	171	S-Sn62Pb36Ag2	L-Sn60PbAg8	179	1.1.3.	LO, KO, IL	Elektrogerätebau, Elektronik, gedruckte Schaltungen
Blei – Silber	182	S-Pb95Ag5	L-PbAg5	304 ... 370	2.1.1.	FL, KO	für hohe Betriebstemperaturen; Luftfahrtindustrie Elektromotoren, Elektrotechnik, Luftfahrtindustrie
Blei – Zinn – Silber	191	S-Pb93Sn5Ag2	–	296 ... 301	2.1.1.	FL, KO	
Bismut – Zinn	301	S-Bi58Sn42	–	139	1.1.3.	KO, FL	Niedertemperaturlötlösungen, Temperatarauslöser
Zinn – Kupfer	402	S-Sn97Cu3	L-SnCu3	227 ... 310	3.1.1.	FL, LO, KO	Feinwerktechnik, Metallwaren, Kupferrohr-Installationen
Indium – Zinn	601	S-In52Sn48	L-SnIn50	118	1.1.1.	FL	Gas-Metall-Lösungen
Zinn – Silber	703	S-Sn96Ag4	L-SnAg5	221	2.1.2.	FL, LO, KO, IL	hervorragende Benetzungseigenschaften; Kältein industrie, hochlegierte Stähle, Kupferrohr-Installation (Wannwasser, Heizung)

1) FL Flammlöten KO Kolbenlöten LO Lotbadlöten IL Induktionslöten

Bezeichnung der Lote: Ein Zinn-Basis-Lot mit Massenanteil an Zinn von 40 %, Antimon von 0,2 % und einem Schmelzbereich S 183 °C bis L 190 °C wird bezeichnet nach DIN EN ISO 3677: **S-Sn60Pb40** oder nach DIN EN ISO 9453: **103** (Legierungsnummer).

TB 5-6 Flussmittel zum Hartlöten nach DIN EN 1045

Klasse	Typ	Wirktemperaturbereich °C	Zusammensetzung	Flussmittel-Rückstände	Verwendung
FH	FH10	550 ... 800	Borverbindungen Flouride	korrosiv , müssen durch Waschen oder Beizen entfernt werden	Vielzweck-Flussmittel für Löttemperaturen oberhalb 600 °C
	FH11	550 ... 800	Borverbindungen Flouride, Chloride		beworzt für Kupfer – Aluminium – Legierungen bei Löttemperaturen oberhalb 600 °C
	FH12	550 ... 850	Borverbindungen, Bor, Flouride		beworzt für rostfrei und hochlegierte Stähle, sowie Hartmetall bei Löttemperaturen oberhalb 600 °C
	FH20	700 ... 1000	Borverbindungen, Flouride		Vielzweck-Flussmittel für Löttemperaturen oberhalb von 750 °C
	FH21	750 ... 1100	Borverbindungen		Vielzweck-Flussmittel für Löttemperaturen oberhalb von 800 °C
	FH30	über 1000	Borverbindungen Phosphate, Silikate		bei Gebrauch von Kupfer- und Nickellooten
FL	FH40	600 ... 1000	borfrei Chloride, Fluoride	korrosiv , müssen durch Waschen oder Beizen entfernt werden	wenn die Anwesenheit von Bor nicht erlaubt ist
	FL10	über 550	hygroskopische Chloride und Flouride, Lithiumverbindungen		ermöglichen hochwertige Leichtmetall-Hartlotverbindungen; Flussmittelreste müssten aber rückstandsfrei entfernt werden
	FL20	über 550	nicht hygroskopische Fluoride	nicht korrosiv , können auf dem Werkstück verbleiben, das dann vor Feuchtigkeit zu schützen ist	keine so hochwertigen Verbindungen wie bei Verwendung von FL10

Bezeichnungsbeispiel für Flussmittel FH10 nach dieser Norm: Flussmittel EN 1045 – FH10

TB 5-7 Einteilung der Flussmittel zum Weichlöten nach DIN EN 29454-1

Flussmittel			
Typ	Basis	Aktivator	Art
1 Harz	1 Kolophonium (Harz)	1 ohne Aktivator	A flüssig
	2 ohne Kolophonium (Harz)		
2 organisch	1 wasserlöslich	2 mit Halogen aktiviert	B fest
	2 nicht wasserlöslich	3 ohne Halogene aktiviert	
3 anorganisch	1 Salze	1 mit Ammoniumchlorid	C Paste
		2 ohne Ammoniumchlorid	
	2 Säuren	1 Phosphorsäure	
		2 andere Säuren	
	3 alkalisch	1 Amine und/oder Ammoniak	

Bezeichnungsbeispiel eines Flussmittels von Typ anorganisch (3), auf der Basis von Salzen (1), mit Ammoniumchlorid aktiviert (1), geliefert in fester Form (B): Flussmittel ISO 9454 – 3.1.1. B

TB 5-8 Gegenüberstellung der Typ-Kurzzeichen von Flussmitteln zum Weichlöten (DIN EN 29454-1 zu DIN 8511-2)

	Kurzzeichen		Wirkung der Flussmittelrückstände	Hinweise zur Verwendung
	DIN EN 29454-1	DIN 8511-2		
Schwermetalle	3.2.2. 3.1.1.	F-SW11 F-SW21	korrosiv, müssen abgewaschen werden	stark oxidierte Oberflächen, Kühlerbau, Klempnerarbeiten, Wischverzinnen
	3.1.1. 3.1.2.	F-SW21 F-SW22	bedingt korrosiv	Kupfer; Klempnerarbeiten, Tauchlöten, Metallwaren, Armaturen
	2.1.3. 2.2.1 2.2.3.	F-SW23		Blei und Bleilegierungen; Metallwaren, Feinlötungen
	2.1.2. 2.2.2.	F-SW25		Elektrotechnik, Metallwaren, Kupferrohr-Installationen, Feinlötungen
	1.1.1. 1.1.3 1.2.3.	F-SW31 F-SW32 F-SW33	nicht korrosiv	Elektrotechnik, Elektronik, gedruckte Schaltungen, Lötbäder
	3.1.1. 2.1.3. 2.1.2.	F-LW1 F-LW2 F-LW3	müssen entfernt werden	Kühlerbau
Leichtmetalle				

TB 5-9 Richtwerte für Lötspaltbreiten

Art der Löstelle	günstiger Spaltbreitenbereich mm	Lötverfahren
Spaltlöten	0.01 ... 0.05 0.01 ... 0.1 0.05 ... 0.2 0.05 ... 0.5	Ofenlöten im Hochvakuum (ohne Flussmittel) Ofenlöten in Schutzgas oder im Vakuum (ohne Flussmittel) Löten mit Flussmittel, mechanisiert bzw. automatisiert Löten mit Flussmittel, manuell
Fugenlöten	> 0.5 (Fuge)	Löten mit Flussmittel, manuell

TB 5-10 Zug- und Scherfestigkeit von Hartlötvverbindungen (nach BrazeTec – Umicore, ehem. Degussa)

EN ISO 17672	Hartlote nach DIN EN ISO 17672, Bezeichnung nach ISO 3677	Arbeitstemperatur des Lotes °C	Zugfestigkeit σ_B in N/mm ² bei Grundwerkstoff			Scherfestigkeit $\tau_B^{(1)2)}$ in N/mm ² bei Grundwerkstoff
			E295	E335	X10CrNi18-8	
Ag340	B-Ag40ZnCdCu-595/630	61(0 ¹)	410 ³⁾	540	640	520
Ag330	B-Ag30CuCdZn-600/690	680	380 ³⁾	470	480	510
Ag244	B-Ag44CuZn-675/735	730	390 ³⁾	480	520	530
Ag212	B-Cu48ZnAg-800/830	830	370	460	440	210
						170
						200

¹⁾ Mittelwert bei Spaltbreite 0,1 mm.²⁾ Einstiektiefe 4 mm.³⁾ Bruch teilweise im Grundwerkstoff.

6 Schweißverbindungen

TB 6-1 Zeichnerische Darstellung von Schweißnähten nach DIN EN 22553

a) Grundsymbole für Nahtarten (Auszug)

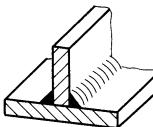
Nr.	Benennung	Darstellung	Symbol
1	Bördelnaht		
2	I-Naht		
3	V-Naht		
4	HV-Naht		
5	Y-Naht		
6	HY-Naht		
7	U-Naht		
8	HU-Naht (Jot-Naht)		
9	Gegennaht (Gegenlage)		
10	Kehlnaht		

11	Lochnaht		
12	Punktnaht		

b) Zusammengesetzte Symbole (Beispiele)

Nummern nach TB 6-1a	Benennung	Darstellung	Symbol
3-3	D(oppel)-V-Naht (X-Naht)		
4-4	D(oppel)-HV-Naht (K-Naht)		
5-5	D(oppel)-Y-Naht		
6-6	D(oppel)-HY-Naht (K-Stegnaht)		

TB 6-1 Fortsetzung

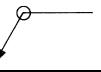
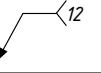
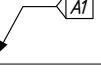
Nummern nach TB 6-1a	Benennung	Darstellung	Symbol
7-7	D(oppel)-U-Naht		
3-7	V-U-Naht		
3-9	V-Naht mit Gegennaht		
10-10	Doppel-Kehlnaht		

c) Zusatzsymbole

Nr.	Oberflächenform der Naht	Symbol
1	flach	—
2	gewölbt (konvex)	()
3	hohl (konkav)	()
Nahtausführung		
4	Wurzel ausgearbeitet und Gegennaht ausgeführt	 ¹⁾
5	Naht eingeebnet durch zusätzliche Bearbeitung	 ¹⁾
6	Nahtübergänge kerbfrei gegebenenfalls bearbeitet	
7	verbleibende Beilage benutzt	[M]
8	Unterlage benutzt	[MR]

1) Nicht mehr genormt.

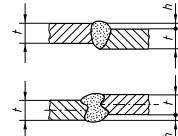
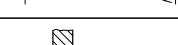
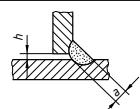
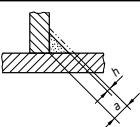
d) Ergänzungssymbole

Bedeutung	Symbol
ringsumverlaufende Naht	
Baustellennaht	
Schweißprozess (nach DIN EN ISO 4063)	
Bezugsangabe	

e) Anwendungsbeispiele für Zusatzsymbole

Benennung	Darstellung	Symbol
Flache V-Naht mit flacher Gegennaht		
Y-Naht mit ausgearbeiteter Wurzel und Gegennaht		
Kehlnaht mit hohler Oberfläche		
Kehlnaht mit kerbfreiem Nahtübergang (ggf. bearbeitet)		
Flache V-Naht von der oberen Werkstückfläche durch zusätzliche Bearbeitung eingeebnet		

TB 6-2 Bewertungsgruppen für Unregelmäßigkeiten für Schweißverbindungen aus Stahl nach DIN EN ISO 5817 (Auswahl)

Unregelmäßigkeit Benennung (Ordnungsnummer nach ISO 6520-1)	Bemerkungen	Grenzwerte für Unregelmäßigkeiten bei Bewertungsgruppen (für $t > 3 \text{ mm}$)		
		D	C	B
Riss (100)	–	Nicht zulässig	Nicht zulässig	Nicht zulässig
Oberflächenpore (2017)	Größtmass einer Einzelpore für – Stumpfnähte – Kehlnähte	$d \leq 0,3s$, aber max. 3 mm $d \leq 0,3a$, aber max. 3 mm	$d \leq 0,2s$, aber max. 2 mm $d \leq 0,2a$, aber max. 2 mm	Nicht zulässig
Offener Endkrater- lunker (2025)		$h \leq 0,2t$, aber max. 2 mm	$h \leq 0,1t$, aber max. 1 mm	Nicht zulässig
Ungentügender Wurzel- einbrand (4021)	Nicht für einseitig geschweißte Stumpfnähte	Kurze Unregelmäßigkeit: $h \leq 0,2t$, aber max. 2 mm	Nicht zulässig	Nicht zulässig
Einbrandkerbe – durchlaufend (5011) – nicht durchlaufend (5012)	Weicher Übergang wird verlangt.	$h \leq 0,2t$, aber max. 1 mm	$h \leq 0,1t$, aber max. 0,5 mm	$h \leq 0,05t$, aber max. 0,5 mm
Gaskanal (2015) Schlauchpore (2016)	– Stumpfnähte	$h \leq 0,4s$, aber max. 4 mm $l \leq s$, aber max. 75 mm	$h \leq 0,3s$, aber max. 3 mm $l \leq s$, aber max. 50 mm	$h \leq 0,2s$, aber max. 2 mm $l \leq s$, aber max. 25 mm
	– Kehlnähte	$h \leq 0,4a$, aber max. 4 mm $l \leq a$, aber max. 75 mm	$h \leq 0,3a$, aber max. 3 mm $l \leq a$, aber max. 50 mm	$h \leq 0,2a$, aber max. 2 mm $l \leq a$, aber max. 25 mm
Lunker (202)	–	Kurze Unregelmäßigkeit zulässig, aber nicht bis zur Oberfläche – Stumpfnähte: $h \leq 0,4s$, aber max. 4 mm – Kehlnähte: $h \leq 0,4a$, aber max. 4 mm	Nicht zulässig	Nicht zulässig
Einschlüsse – feste (300) – Schlacke (301) – Flussmittel (302) – Oxid (303)	– Stumpfnähte	$h \leq 0,4s$, aber max. 4 mm $l \leq s$, aber max. 75 mm	$h \leq 0,3s$, aber max. 3 mm $l \leq s$, aber max. 50 mm	$h \leq 0,2s$, aber max. 2 mm $l \leq s$, aber max. 25 mm
	– Kehlnähte	$h \leq 0,4a$, aber max. 4 mm $l \leq a$, aber max. 75 mm	$h \leq 0,3a$, aber max. 3 mm $l \leq a$, aber max. 50 mm	$h \leq 0,2a$, aber max. 2 mm $l \leq a$, aber max. 25 mm
Kantenversatz (507)	 	$h \leq 0,25t$, aber max. 5 mm	$h \leq 0,15t$, aber max. 4 mm	$h \leq 0,1t$, aber max. 3 mm
Schlechte Passung bei Kehlnähten (617)		$h \leq 1 \text{ mm} + 0,3a$, aber max. 4 mm	$h \leq 0,5 \text{ mm} + 0,2a$, aber max. 3 mm	$h \leq 0,5 \text{ mm} + 0,1a$, aber max. 2 mm
Zu kleine Kehlnahtdicke (5213)		Kurze Unregelmäßigkeit: $h \leq 0,3 \text{ mm} + 0,1a$, aber max. 2 mm	Kurze Unregelmäßigkeit: $h \leq 0,3 \text{ mm} + 0,1a$, aber max. 1 mm	Nicht zulässig
Zündstelle (601)	–	Zulässig, wenn die Eigen- schaften des Grundwerk- stoffes nicht beeinflusst werden.	Nicht zulässig	Nicht zulässig

Symbolen: (a) Nennmaß der Kehlnahtdicke, (d) Poredurchmesser, (h) Höhe oder Breite der Unregelmäßigkeit, (l) Länge der Unregelmäßigkeit, (s) Nennmaß der Stumpfnahtdicke, (t) Blechdicke

TB 6-3 Allgemeintoleranzen für Schweißkonstruktionen nach DIN EN ISO 13920

a) Grenzabmaße für Längen- und Winkelmaße

Toleranzklasse	Nennmaßbereich in mm										
	2 bis 30	über 30 bis 120	über 120 bis 400	über 400 bis 1000	über 1000 bis 2000	über 2000 bis 4000	über 4000 bis 8000	über 8000 bis 12000	bis 400 ²⁾	über 400 bis 1000 ²⁾	über 1000 ²⁾
	Grenzabmaße für <i>Längenmaße</i> ¹⁾ in mm								Grenzabmaße für <i>Winkelmaße</i> ³⁾ in Grad und Minuten		
A	± 1	± 1	± 2	± 3	± 4	± 5	± 6	$\pm 20'$	$\pm 15'$	$\pm 10'$	
B		± 2	± 2	± 3	± 4	± 6	± 8	± 10	$\pm 45'$	$\pm 30'$	$\pm 20'$
C		± 3	± 4	± 6	± 8	± 11	± 14	± 18	$\pm 1^\circ$	$\pm 45'$	$\pm 30'$
D		± 4	± 7	± 9	± 12	± 16	± 21	± 27	$\pm 1^\circ 30'$	$\pm 1^\circ 15'$	$\pm 1^\circ$

¹⁾ Nennmaßbereiche bis über 20000 mm s. Normblatt.²⁾ Länge des kürzeren Schenkels.³⁾ Gelten auch für nicht eingetragene Winkel von 90° oder Winkel regelmäßiger Vielecke.

b) Geradheits-, Ebenheits- und Parallelitätstoleranzen (Maße in mm)

Toleranzklasse	Nennmaßbereich (größere Seitenlänge der Fläche)									
	über 30 bis 120	über 120 bis 400	über 400 bis 1000	über 1000 bis 2000	über 2000 bis 4000	über 4000 bis 8000	über 8000 bis 12000	über 12000 bis 16000	über 16000 bis 20000	über 20000
E	0,5	1	1,5	2	3	4	5	6	7	8
F	1	1,5	3	4,5	6	8	10	12	14	16
G	1,5	3	5,5	9	11	16	20	22	25	25
H	2,5	5	9	14	18	26	32	36	40	40

TB 6-4 Zulässige Abstände von Schweißpunkten im Stahlbau (DIN EN 1993-1-3)

Richtung des Abstands		Bezeichnung (Bild 7-15)	Abstand
Schweißpunkte untereinander	in Kraftrichtung	e_1	$(2 \dots 6) d$
	quer zur Kraftrichtung	e_2	$\leq 4d$
Randabstand	in Kraftrichtung	p_1	$(3 \dots 8) d$
	quer zur Kraftrichtung	p_2	$(3 \dots 6) d$

d Schweißpunktdurchmesser

TB 6-5 Nennwerte der Streckgrenze R_e und der Zugfestigkeit R_m für warmgewalzten Baustahl nach DIN EN 1993-1-1

Werkstoffnorm und Stahlsorte		Erzeugnisdicke t			
		$t \leq 40 \text{ mm}$		$40 \text{ mm} < t \leq 80 \text{ mm}$	
		R_e N/mm^2	R_m N/mm^2	R_e N/mm^2	R_m N/mm^2
Baustahl DIN EN 10025-2	S235	235	360	215	360
	S275	275	430	255	410
	S355	355	510	335	470
	S450	440	550	410	550
Feinkornbaustahl DIN EN 10025-3	S275N/NL	275	390	255	370
	S355N/NL	355	490	335	470
	S420N/NL	420	520	390	520
	S460N/NL	460	540	430	540
Feinkornbaustahl DIN EN 10025-4	S275M/ML	275	370	255	360
	S355M/ML	355	470	335	450
	S420M/ML	420	520	390	500
	S460M/ML	460	540	430	530
Wetterfester Baustahl DIN EN 10025-5	S235W	235	360	215	340
	S355W	355	510	335	490
Baustahl vergütet DIN EN 10025-6	S460Q/QL/QL1	460	570	440	550
Warmgewalzte Hohlprofile DIN EN 10210-1	S235H	235	360	215	340
	S275H	275	430	255	410
	S355H	355	510	335	490
	S275NH/NLH	275	390	255	370
	S355NH/NLH	355	490	335	470
	S420NH/NLH	420	540	390	520
	S460NH/NLH	460	560	430	550

Hinweis: Für alle vorstehend genannten Baustähle sind in der Regel folgende Werte anzunehmen: Elastizitätsmodul $E = 210000 \text{ N/mm}^2$; Schubmodul $G = E/[2(1 + \nu)] \approx 81000 \text{ N/mm}^2$; Poissonsche Zahl $\nu = 0,3$; Wärmeausdehnungskoeffizient $\alpha = 12 \cdot 10^{-6}$ je K (für $\vartheta \leq 100^\circ \text{C}$).

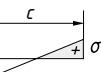
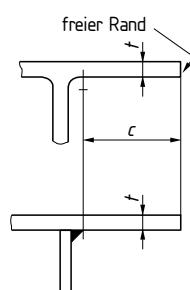
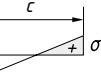
TB 6-6 Nennwerte der Streckgrenze R_e und der Zugfestigkeit R_m für Gusswerkstoffe nach DIN EN 1993-1-8/NA.B.3

Gusswerkstoffe	Erzeugnisdicke t mm	Streckgrenze R_e N/mm ²	Zugfestigkeit R_m N/mm ²	E-Modul E N/mm ²	Schubmodul G N/mm ²	Temperaturdehnzahl α K ⁻¹
GS200	$t \leq 100$	200	380	210000	81000	12×10^{-6}
GS240		240	450			
GE200	$t \leq 160$	200	380			
GE240		240	450			
G17Mn5 + QT	$t \leq 50$	240	450			
G20Mn5 + N	$t \leq 30$	300	480			
G20Mn5 + QT	$t \leq 100$	300	500			
EN-GJS-400-15	$t \leq 60$	250	390		46000	$12,5 \times 10^{-6}$
EN-GJS-400-18		250	390			
EN-GJS-400-18-LT		230	380			
EN-GJS-400-18-RT		250	390			

TB 6-7 Korrelationsbeiwert β_w für Kehlnähte nach DIN EN 1993-1-8

DIN EN 10025	Norm und Stahlsorte DIN EN 10210	DIN EN 10219	Korrelationsbeiwert β_w
S235 S235W	S235H	S235H	0,8
S275 S275N/NL S275M/ML	S275H S275NH/NLH	S275H S275NH/NLH S275MH/MLH	0,85
S355 S355N/NL S355M/ML S355W	S355H S355NH/NLH	S355H S355NH/NLH S355MH/MLH	0,9
S420N/NL S420M/ML		S420MH/MLH	1,0
S460N/NL S460M/ML S460Q/QL/QL1	S460NH/NLH	S460NH/NLH S460MH/MLH	1,0
Stahlgusssorten aus DIN EN 10340			
GS200, GS240, G17Mn5 + QT, G20Mn5 + N			1,0
G20Mn5 + QT			1,1

TB 6-8 Maximales c/t -Verhältnis¹⁾ von ein- und beidseitig gelagerten Plattenstreifen für volles Mitträgen unter Druckspannungen nach DIN EN 1993-1-1 (Auszug)

Lagerung	ψ	Spannungsverlauf ²⁾ + Druck – Zug	max. c/t -Verhältnis Formel	Beulwert k_σ	$(c/t)_{\max}$ Stahlsorte S235 ³⁾ für $\psi = 0, +1, -1$
beidseitig gelagerter Plattenstreifen	-1		für $\psi > -1$: $\frac{42 \cdot \varepsilon}{0,67 + 0,33 \cdot \psi}$	23,9	124
	0			7,81	62,7
	+1			4,0	42
einseitig gelagerter Plattenstreifen 	-1		$21 \cdot \varepsilon \cdot \sqrt{k_\sigma}$	23,8	102
	0			1,7	27,4
	+1			$\left(\frac{0,578}{\psi + 0,34} \right)$ 0,43	14
	0			0,57	15,8
	-1			$(0,57 - 0,21 \cdot \psi + 0,07 \cdot \psi^2)$ 0,85	19,3
$\varepsilon = \sqrt{\frac{235}{R_e}}$		R_e	235	275	255
		ε	1,00	0,92	0,81
				420	460
					0,71

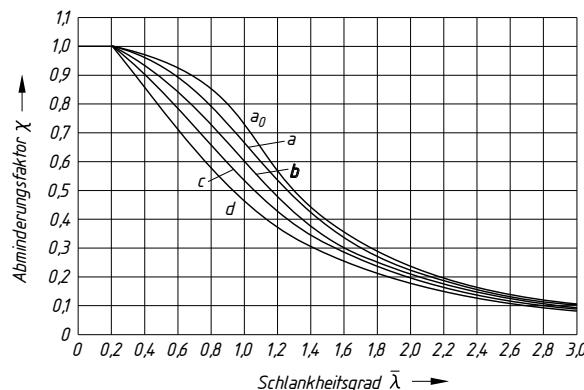
1) Für elastisches Nachweisverfahren (Querschnittsklasse 3).

2) Randspannungsverhältnis $\psi = \sigma_2/\sigma_1$; $\psi = +1$: reiner Druck; $\psi = -1$: reine Biegung, $\psi = 0$: Druckspannung an einem Rand Null.

3) Für andere Stahlsorten als S235 gelten die ε -fachen Grenzwerte, wobei $\varepsilon = \sqrt{235/R_e}$.

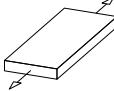
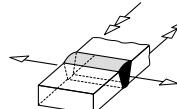
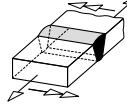
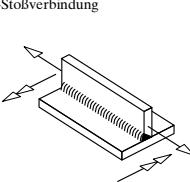
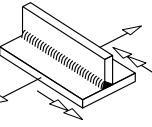
TB 6-9 Zuordnung der Druckstabquerschnitte zu den Knicklinien nach TB 6-10 (DIN EN 1993-1-1)

Querschnitt		Begrenzungen	Ausweichen rechtwinklig zur Achse	Knicklinie	
				S 235	S 460
gewalzte I-Querschnitte		$t_f \leq 40 \text{ mm}$, $h/b > 1,2$	$x-x$	a	a_0
			$y-y$	b	a_0
		$40 \text{ mm} < t_f \leq 100 \text{ mm}$	$x-x$	b	a
		$t_f \leq 100 \text{ mm}$	$y-y$	c	a
geschweißte I-Querschnitte		$t_f \leq 40 \text{ mm}$	$x-x$	b	b
		$t_f > 40 \text{ mm}$	$y-y$	d	c
Hohlquerschnitte		warmgefertigte	jede	a	a_0
		kaltgefertigte	jede	c	c
geschweißte Kastenquerschnitte		allgemein (außer den Fällen der nächsten Zeile)	jede	b	b
		dicke Schweißnähte: $a > 0,5 t_f$ $b/t_f < 30$ $h/t_w < 30$	jede	c	c
U-, T- und Vollquerschnitte			jede	c	c
L-Querschnitte			jede	b	b

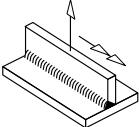
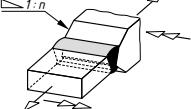
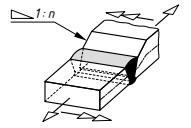
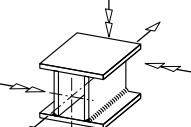
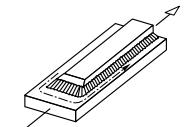
TB 6-10 KnicklinienBerechnung von χ s. Gl. (6.9)

TB 6-11 Bauformenkatalog für die Ausführung und Dauerfestigkeitsbewertung von Schweißverbindungen an Stählen im Maschinenbau nach DVS-Richtlinie 1612 (Auszug)

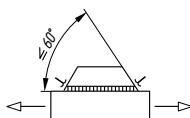
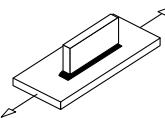
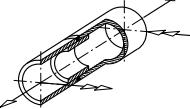
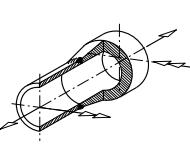
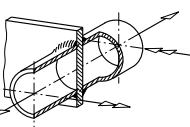
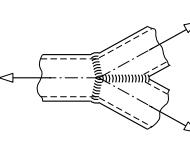
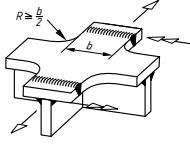
Zugehörige Kerbfalllinien s. TB 6-12.

Nr.:	Darstellung	Beschreibung	Nahtart	Nahtbearbeitung	Prüfart und -umfang ¹⁾	Bewertungsgruppe ²⁾	Kerbfalllinie
				100 % zFP	10 % zFP	Sichtprüfung	
Stumpf- und T-Stoßverbindungen, Normalbeanspruchung							
1		Grundwerkstoff (Vollstab) - mit Walzhaut, nicht reinigungsgestrahlt, unbeeinflußt - wärmebeeinflußt (thermisch getrennt)	ohne Naht				A
2							
3		Stumpfstoßverbindungen Beanspruchung längs zur Naht Stumpfnaht zwischen Teilen gleicher Dicke beidseitig durchgeschweißt und einseitig durchgeschweißt mit Gegenlage	V-Naht und HV-Naht mit Gegenlage DV-Naht DHV-Naht	ja	×		B+
4				nein		×	B
5				nein		×	C
6			I-Naht V-Naht HV-Naht	nein	×		D
7				nein		×	E1
8				nein		×	E1-
9		Stumpfstoßverbindung mit Beanspruchung quer zur Naht beidseitig durchgeschweißt und einseitig durchgeschweißt mit Gegenlage	V-Naht, HV-Naht, DV-Naht, DHV-Naht, Nahtwinkel > 30	ja	×		B+
10				nein	×		B
11				nein		×	D+
12				nein		×	D
13			I-Naht V-Naht HV-Naht	nein	×		E1+
14				nein		×	E1
15				nein		×	F2
16		Längsbeanspruchte T-Stoßverbindung beidseitig durchgeschweißt mit Gegenlage	DHV-Naht HV-Naht mit Kehlnaht als Gegenlage HV-Naht mit Gegenlage	ja	×		B+
17				ja		×	B
18				ja		×	B-
19				nein	×		C+
20				nein		×	C
21				nein		×	C-
22			DHY-Naht, HY-Naht mit Kehlnaht als Gegenlage, Doppelkehlnaht	ja		×	B
23				ja		×	B-
24				nein	×		C
25				nein		×	C-
26		Querbeanspruchte T-Stoßverbindung, durchlaufender Gurt beansprucht beidseitig durchgeschweißt mit Gegenlage	DHV-Naht, HV-Naht mit Kehlnaht als Gegenlage, HV-Naht mit Gegenlage	ja	×		C+
27				ja		×	C
28				ja		×	C-
29				nein	×		E4-
30				nein		×	E5+
31				nein		×	E5
32			DHY-Naht, HY-Naht mit Kehlnaht als Gegenlage, Doppelkehlnaht	ja		×	C
33				ja		×	C-
34				nein	×		E5+
35				nein		×	E5

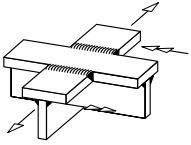
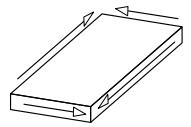
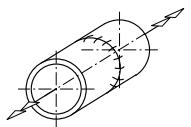
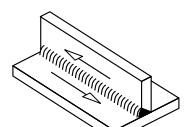
TB 6-11 Fortsetzung

Nr.:	Darstellung	Beschreibung	Nahtart	Naht-bearbeitung	Prüfart und -umfang ¹⁾	Bewer-tungs-gruppe ²⁾	Kerb-fall-linie	
				ja nein	100 % zFP 10 % zFP	Sicht-prüf		
36		beidseitig durchgeschweißt mit Gegenlage Anrißort: Nahtübergang einseitig durchgeschweißt Anrißort: Nahtübergang bzw. Nahtwurzel	DHV-Naht, HV-Naht mit Kehlnaht als Gegenlage, HV-Naht mit Gegenlage HV-Naht, HV-Naht mit aufgesetzter Kehlnaht, HV-Naht mit Badsicherung	ja	x		B+	D-
37				ja		x	B	E1+
38				ja		x	C	E1
39				nein	x		B+	E4-
40				nein		x	B	E5+
41				nein		x	C	E5
42				nein	x		B+	E6+
43				nein		x	B	E6
44				nein		x	C	E6-
45		beidseitig durchgeschweißt mit Gegenlage Neigung $\geq 1:4$	V-Naht mit Gegenlage, HV-Naht mit Gegenlage, DV-Naht, DHV-Naht, I-Naht	ja	x		B	B-
46				nein		x	B	C-
47				nein		x	B	E1-
48				nein		x	C	E4+
49		ohne Anschrägen des dickeren Bleches beidseitig nicht durchgeschweißt Anrißort: Nahtübergang oder Nahtwurzel	DHY-Naht	nein		x	C	F2
50		beidseitig durchgeschweißt mit Gegenlage Neigung $\geq 1:4$	I-Naht, V-Naht mit Gegenlage, HV-Naht mit Gegenlage, DV-Naht, DHV-Naht	ja	x		B+	B
51				nein		x	B	D
52				nein		x	C	D-
53				nein		x	C	E5-
54				nein		x	C	F1+
Bauteilähnliche Verbindungen								
55		geschweißte Kastenträger	HV-Naht mit aufgesetzter Kehlnaht	ja		x	B	B
56				nein		x	C	C-
57			HV-Naht mit aufgesetzter Kehlnaht oben und Doppelkehlnaht unten	ja		x	B	B
58				nein		x	C	C+
59			HY-Naht mit aufgesetzter Kehlnaht	ja		x	B	C+
60				nein		x	C	C-
61			einseitige Kehlnaht oben und unten	ja		x	B	E1+
62				nein		x	C	E4
63		aufgeschweißte Gurtplatte und Kehlnähte an den Stirnflächen bearbeitet	Kehlnaht bzw. Überlappnaht	ja		x	B	E1+
64				ja		x	C	E1
65				nein		x	B	F1+
66				nein		x	C	F1
		Anrißort: Nahtübergang						

TB 6-11 Fortsetzung

Nr.:	Darstellung	Beschreibung	Nahtart	Nahtbearbeitung	Prüfart und -umfang ¹⁾	Bewertungsgruppe ²⁾	Kerbfalllinie
				100 % zfP	10 % zfP	Sichtprüfung	
67	Längsbeanspruchte durchlaufende Bauteile mit aufgeschweißter Längssteife 	Längssteife durch Stumpfnahrt und bearbeitete Kehlnaht angeschlossen Anrißsort: Nahtübergang	DHV-Naht und Kehlnaht	ja	×		B E1
68				ja		×	B E4+
69				ja		×	C E4
70		mit unbearbeiteten Kehlnähten aufgeschweißte Längssteife Anrißort: Nahtwurzel	umlaufende Kehlnaht	nein		×	B F+
71				nein		×	C F1
72	Schweißverbindungen an Rohren und rohrförmigen Bauteilen 	Wurzel unterlegt, Rohre gleicher Wandstärke Anrißort: Nahtwurzel	V-Naht mit Badsicherung, Steilflankennaht mit Badsicherung, HV-Naht mit Badsicherung	nein		×	C E5
73		Rohre am Anschluss mit gleicher Wandstärke Anrißort: Nahtwurzel	V-Naht mit WIG-Wurzel Y-Naht, HY-Naht	nein		×	B E1+
74						×	C E1
75						×	C F2
76		mit Zwischenplatte verbundene Rohre $t \leq 8 \text{ m}$ Anrißort: Nahtwurzel	HY-Naht Kehlnaht	nein		×	C E5
77						×	C F2
78		Naht längs und quer zur Kraftrichtung. Rohre mit gleicher Wanddicke Anrißort: Nahtwurzel	HY-Naht, Kantenversatz, Wurzelrückfall, nicht durchgeschweißt	nein		×	C F2
79	geschweißte Rahmenecken 	quer zur Kraftrichtung eingeschweißtes Knotenblech, gleiche Blechdicken	V-Naht mit WIG, V-Naht mit Gegenlage, HV-Naht mit Gegenlage, DV-Naht, DHV-Naht	ja	×		B+ B
80				nein		×	B D
81						×	C D-
82				ja	×		B+ D
83				nein		×	B E1+
84						×	C E1
85				V-Naht (vermeiden)		×	C F2

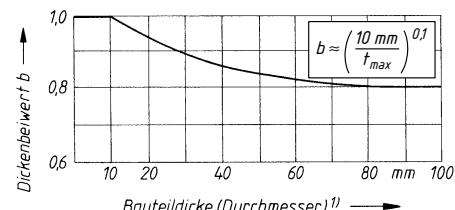
TB 6-11 Fortsetzung

Nr.:	Darstellung	Beschreibung	Nahtart	Nahtbearbeitung	Prüfart und -umfang ¹⁾			Bewertungsgruppe ²⁾	Kerbfalllinie
				nein	100 % zfP	10 % zfP	Sichtprüfung		
86	geschweißte Rahmenecken	Naht quer zur Krafrichtung, an Kreuzungsstellen von Gurtblechen ohne angeschweißte Blechecken; gleiche Blechdicken	V-Naht mit WIG, V-Naht mit Gegenlage, HV-Naht mit Gegenlage, DV-Naht, DHV-Naht				x	C	E5
87			V-Naht, Y-Naht				x	C	F2
Schubbeanspruchung ³⁾									
88		- reinigungsgestrahlt, ansonsten unbeeinflusst, - mit Walzhaut, nicht reinigungsgestrahlt - wärmebeeinflusst (thermisches Trennen)	ohne Naht						G+
89		durchgeschweißt	DV-Naht, I-Naht						G
90		nicht durchgeschweißt	DY-Naht, DHY-Naht						G-
91		durchgeschweißt	DHV-Naht, HV-Naht mit Gegenlage						H+
92		beidseitig nicht durchgeschweißt	DHY-Naht, Doppelkehlnaht						H
93		einseitig nicht durchgeschweißt	HY-Naht, HY-Naht mit aufgesetzter Kehlnaht						H-

1) zfP zerstörungsfreie Schweißnahtprüfung; zfP-V volumenbezogene Prüfung bei durchgeschweißten Verbindungen (z. B. RT, UT), zfP-O Oberflächenrissprüfung bei nicht durchgeschweißten Verbindungen (z.B. PT)

2) B+ zusätzliche Bewertungsgruppe, die ein höheres Qualitätsniveau gegenüber der Bewertungsgruppe DIN EN ISO 5817 erfordert (Anforderungen an die Unregelmäßigkeit der Nahtausbildung und 100 % zfP-V)

3) keine Angaben hinsichtlich Nahtbearbeitung und Prüfung. Bei mittleren Sicherheitsbedürfnis Bewertungsgruppe C.

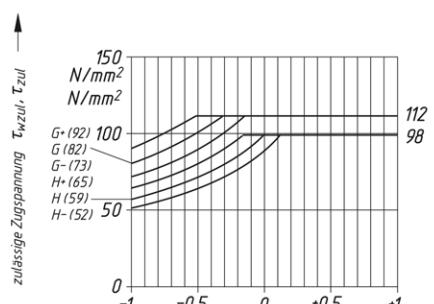
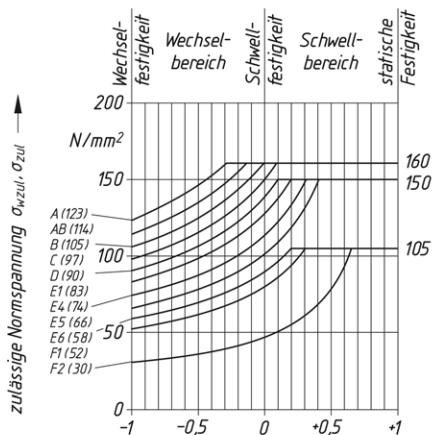
TB 6-13 Dickenbeiwert für geschweißte Bauteile im Maschinenbau nach DVS 1612

1) Maßgebend größte Dicke t_{\max} bzw. d_{\max} der zu verschweißenden Teile.

TB 6-12 Zulässige Dauerfestigkeitswerte (Oberspannungen) für Schweißverbindungen im Maschinenbau nach Richtlinie DVS 1612 (Gültig für Bauteildicke $2 \text{ mm} \leq t \leq 10 \text{ mm}$, $> 2 \cdot 10^6$ Lastwechsel, $S_D = 1,5$)

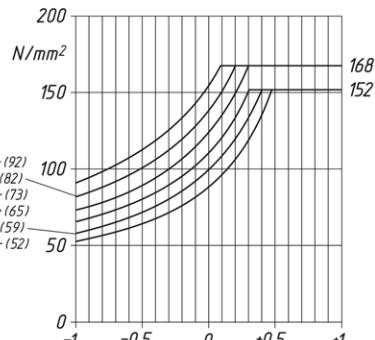
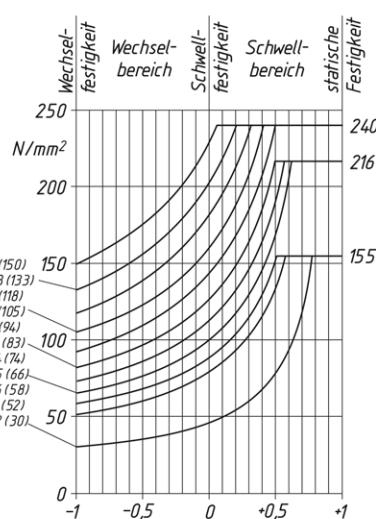
Erläuterung der Kerbfalllinien A bis H s. TB 6-11.

a) für Bauteile aus S235



$$\text{Spannungsverhältnis } \kappa = \frac{\sigma_{\min}}{\sigma_{\max}} \text{ bzw. } \frac{\tau_{\min}}{\tau_{\max}}$$

b) für Bauteile aus S355



$$\text{Spannungsverhältnis } \kappa = \frac{\sigma_{\min}}{\sigma_{\max}} \text{ bzw. } \frac{\tau_{\min}}{\tau_{\max}}$$

c) Rechnerische Bestimmung der zulässigen Dauerfestigkeitswerte

$$\text{Normalspannungen: } \sigma_{\text{zul}} = 150 \text{ N/mm}^2 \cdot 1,04^{-x} \cdot \frac{2 \cdot (1 - 0,3 \cdot \kappa)}{1,3 \cdot (1 - \kappa)}$$

$\kappa = \sigma_{\min}/\sigma_{\max} (1 > \kappa \geq -1)$; Exponent x , kerbfall- und teilweise werkstoffabhängig

Kerbfalllinie	A	AB	B	C	D	E1	E4	E5	E6	F1	F2
x	5	7	9	11	13	15	18	21	24	27	41
	S235	0	3	6	9						

$$\text{Schubspannungen: } \tau_{\text{zul}} = \frac{2 \cdot (1 - 0,17 \cdot \kappa)}{1,17 \cdot (1 - \kappa)} \cdot \tau_{\text{zul}, \kappa = -1}$$

$$\kappa = \tau_{\min}/\tau_{\max} (1 > \kappa \geq -1)$$

Kerbfalllinie	G+	G	G-	H+	H	H-
$\tau_{\text{zul}, \kappa = -1}$ in Nmm ⁻²	93	82	73	65	59	53

In den Diagrammen a und b sind die mit den Vorzeichen „+“ oder „-“ gekennzeichneten Kerbfalllinien für Normalspannungen nicht dargestellt. Sie liegen jeweils um den Faktor 1,04 höher bzw. niedriger.

TB 6-14 Festigkeitskennwerte K im Druckbehälterbau bei erhöhten Temperaturen

a) für Flacherzeugnisse aus Druckbehälterstählen (warmfeste Stähle) nach DIN EN 10028-2 (Auswahl)

1. 0,2%-Dehngrenze bei erhöhten Temperaturen (Mindestwerte)¹⁾

Stahlsorte Kurzname	Werkstoff- nummer	Erzeugnis- dicke ²⁾ mm		Zugfestig- keit N/mm ²	Streck- grenze R_{eH} N/mm ²	Festigkeitskennwert $K^{1)}$ in N/mm ² bei der Berechnungstemperatur in °C Mindest-0,2%-Dehngrenze $R_{p,0,2/0}$									
		über	bis			50	100	150	200	250	300	350	400	450	500
P235GH	1.0345	16	16	360 bis 480	235	227	214	198	182	167	153	142	133	—	—
			40		225	218	205	190	174	160	147	136	128	—	—
			60		215	208	196	181	167	153	140	130	122	—	—
P265GH	1.0425	16	16	410 bis 530	265	256	241	223	205	188	173	160	150	—	—
			40		255	247	232	215	197	181	166	154	145	—	—
			60		245	237	223	206	190	174	160	148	139	—	—
P295GH	1.0481	16	16	460 bis 580	295	285	268	249	228	209	192	178	167	—	—
			40		290	280	264	244	225	206	189	175	165	—	—
			60		285	276	259	240	221	202	186	172	162	—	—
16Mo3	1.5415	16	16	440 bis 590	275	273	264	250	233	213	194	175	159	147	141
			40		270	268	259	245	228	209	190	172	156	145	139
			60		260	258	250	236	220	202	183	165	150	139	134
13CrMo4-5	1.7335	16	16	450 bis 600	300	294	285	269	252	234	216	200	186	175	164
		60	290		285	275	260	243	226	209	194	180	169	159	
10CrMo9-10	1.7380	16	16	480 bis 630	310	288	266	254	248	243	236	225	212	197	185
		40	300		270	257	246	240	235	228	218	205	191	179	
		60	290		270	249	238	232	227	221	211	198	185	173	

2. Langzeitwarmfestigkeitswerte (Mittelwerte)³⁾

Berech- nungs- tempe- ratur °C	Festigkeitskennwerte K in N/mm ² für Stahlsorte					Zeitstandfestigkeit für 100000 h ⁵⁾ $R_{m/10^5}/\theta$				
	1 %-Zeitdehngrenze für 100000 h ⁴⁾ $R_{p,1.0/10^5}/\theta$									
	P235GH P265GH	P295GH P355GH	16Mo3	13CrMo4-5	10CrMo9-10	P235GH P265GH	P295GH P355GH	16Mo3	13CrMo4-5	10CrMo9-10
380	118	153				165	227			
390	106	137				148	203			
400	95	118				132	179			
410	84	105				118	157			
420	73	92				103	136			
430	65	80				91	117			
440	57	69				79	100			
450	49	59	167	191	166	69	85	239	285	221
460	42	51	146	172	155	59	73	208	251	205
470	35	44	126	152	145	50	63	178	220	188
480	30	38	107	133	130	42	55	148	190	170
490		33	89	116	116		47	123	163	152
500		29	73	98	103		41	101	137	135
510			59	83	90			81	116	118
520			46	70	78			66	94	103
530			36	57	68			53	78	90
540				46	58				61	78
550				36	49				49	68
560				30	41				40	58
570				24	35				33	51
580					30					44
590						26				38
600						22				34

1) Für Temperaturen zwischen 20 und 50 °C ist linear zwischen den für Raumtemperatur und 50 °C angegebenen Werten zu interpolieren; dabei ist von der Raumtemperatur auszugehen, und zwar von dem für die jeweilige Erzeugnisdicke angegebenen Streckgrenzenwert.

2) Festigkeitskennwerte für Erzeugnisdicken > 60 mm s. Normblatt.

3) Die Angaben von Festigkeitskennwerten bis zu den aufgeführten Temperaturen bedeuten nicht, dass die Stähle im Dauerbetrieb bis zu diesen Temperaturen eingesetzt werden können. Maßgebend dafür sind die Gesamtbeanspruchung im Betrieb, besonders die Verzundungsbedingungen.

4) Beanspruchung, bei welcher nach 100000 h eine bleibende Dehnung von 1% gemessen wird. Anhaltswerte für 10000 h s. Normblatt.

5) Beanspruchung, bei welcher ein Bruch nach 100000 h eintritt. Anhaltswerte für 10000 h und 200000 h s. Normblatt.

TB 6-14 Fortsetzung

b) für sonstige Stähle, Gusswerkstoffe und NE-Metalle (Auswahl nach AD 2000-Merkblätter Reihe W)

Art Verwendung	Werkstoff Kurzname	Kenn- wert	Anwen- dungs- grenzen ⁷⁾	Festigkeitskennwerte $K^6)$ in N/mm ² bei der Berechnungstemperatur in °C										
				20	100	150	200	250	300	350	400	450	500	550
Unlegierte Stähle und Feinkornbaustähle nach DIN EN 10025, DIN EN 10207 und DIN EN 10028-3 für Flacherzeugnisse	S235JR, S235J2	$R_{p0,2}$ $D_1 \cdot p \leq 20000$	235 275 355 235 265	235	187	—	161	143	122	—	—	—	—	—
	S275JR, S275J2			275	220	—	190	180	150	—	—	—	—	—
	S355J2, S355K2			355	254	—	226	206	186	—	—	—	—	—
	P235S			235	171	162	153	135	117	—	—	—	—	—
	P265S			265	194	185	176	158	140	—	—	—	—	—
	P275SL			275	221	203	176	159	132	—	—	—	—	—
Nahtlose und geschweißte Rohre aus unlegierten und legierten ferritischen Stählen nach DIN EN 10216 und DIN EN 10217	P195TR2	$R_{p0,2}$ 8)	195 235 265 235 265 280	195	145	137	125	108	94	—	—	—	—	—
	P235TR2			235	185	175	161	145	130	—	—	—	—	—
	P265TR2			265	208	197	180	162	148	—	—	—	—	—
	P235GH			235	212	198	185	165	140	120	112	108	—	—
	P265GH			265	238	221	205	185	160	141	134	128	—	—
	16Mo3			280	255	240	225	205	180	170	160	155	150	—
	13CrMo4-5			290	267	253	245	236	215	200	190	180	175	—
Nichtrostende (austenitische) Stähle nach DIN EN 10028-7 für Flacherzeugnisse in lösungsgeglühtem Zustand	X5CrNi18-10	$R_{p1,0}$	210 220 220 280	210	191	172	157	145	135	129	125	122	120	120
	X5CrNiMo17-12-2			220	211	191	177	167	156	150	144	141	139	137
	X6CrNiMoTi17-12-2			220	218	206	196	186	175	169	164	160	158	157
	X2CrNiMoN17-13-3			280	246	218	198	183	175	169	164	160	158	157
Stahlguss, ferritische und austenitische Sorten nach DIN 1681, DIN 17182 und DIN EN 10213-2, -4, für allgemeine Verwendungszwecke und für Verwendung bei erhöhten Temperaturen	GS-38	$R_{p0,2}$	200 230 300 360 240 245 440 540	200	181	167	157	137	118	—	—	—	—	
	GS-45			230	216	196	176	157	137	—	—	—	—	—
	GS-20Mn5N			300	216	205	197	193	186	178	—	—	—	—
	GS-20Mn5V			360	264	253	246	241	234	226	—	—	—	—
	GP240GH			240	210	—	175	—	145	135	130	125	—	—
	G20Mo5			245	—	190	—	165	155	150	145	135	—	—
	G17CrMoV5-10			440	—	385	—	365	350	335	320	300	260	—
	GX23CrMoV12-1			540	—	450	—	430	410	390	370	340	290	—
	GX5CrNi19-10 GX5CrNiMo19-11-2	$R_{p1,0}$	200 210	200	160	—	125	—	110	—	—	—	—	—
				210	170	—	135	—	115	—	105	—	—	—
Gusseisen mit Kugelgraphit nach DIN EN 1563	EN-GJS-700-2/2U	$R_{p0,2}$	$p \cdot V$ ≤ 65000 ≤ 65000 ≤ 80000 ≤ 100000 — —	420	400	390	370	350	320	280	—	—	—	
	EN-GJS-600-3/3U			370	350	340	320	300	270	220	—	—	—	—
	EN-GJS-500-7/7U			320	300	290	270	250	230	200	—	—	—	—
	EN-GJS-400-15/15U			250	240	230	210	200	180	160	—	—	—	—
	EN-GJS-400-18/18U-LT			240	230	220	200	190	170	150	—	—	—	—
	EN-GJS-350-22/22U-LT			220	210	200	180	170	150	140	—	—	—	—
Gusseisen mit Lamellengraphit nach DIN EN 1561	EN-GJL-150	R_m	$p \cdot V$ ≤ 65000 ≤ 65000 ≤ 65000 ≤ 65000 ≤ 65000	130	130	130	130	130	130	—	—	—	—	
	EN-GJL-200			180	180	180	180	180	180	—	—	—	—	—
	EN-GJL-250			225	225	225	225	225	225	—	—	—	—	—
	EN-GJL-300			270	270	270	270	270	270	270	270	—	—	—
	EN-GJL-350			315	315	315	315	315	315	315	315	—	—	—
	Aluminium und Aluminiumlegierungen (Knetwerkstoffe) ⁹⁾ nach DIN EN 573-3 für Bleche, Rohre, Profile nach DIN EN 485-2 und DIN EN 755-2	$R_{p1,0}$	$R_{p1,0}$ $R_{m/10^5}$ $R_{p,0,2}$ $R_{m/10^5}$ $R_{p,0,2}$ $R_{m/10^5}$ $R_{p,0,2}$	30	27	—	—	—	27	—	—	—	—	—
				—	27	18	11	—	8	(3)	—	—	—	—
				80	70	—	11	—	—	—	—	—	—	—
				—	(80)	45	—	—	—	—	—	—	—	—
				100	90	—	—	—	—	—	—	—	—	—
				—	(120)	60	25	20	—	—	—	—	—	—
Kupfer und Kupferknetlegierungen ¹⁰⁾ nach DIN 1787, DIN 17660 und DIN 17664 für Bleche und Bänder nach DIN 17670	ENAW-Al99,5 O/H111, H112 (ENAW-1050A)	$R_{p1,0}$	60 200 180 100 175 140	60	55	55	—	—	—	—	—	—	—	—
	ENAW-AlMg3 O/H111, H112 (ENAW-5754)			200	200	175	150	125	—	—	—	—	—	—
	ENAW-AlMg2Mn0,8 H112 (ENAW-5049)			180	170	160	150	—	—	—	—	—	—	—
	Cu-DHP, R200 (Cu-Ni30Mn1Fe, R370)			100	86	86	—	—	—	—	—	—	—	—
	Cu-DHP, R240 (Cu-Zn20Al2As, R300)			175	172	168	—	—	—	—	—	—	—	—
	Cu-Zn38Sn1As, R340 (CuNi30Mn1Fe, R370)			130	130	126	123	120	117	112	—	—	—	—

6) Die für 20 °C angegebenen Werte gelten bis 50 °C, die für 100 °C angegebenen Werte bis 120 °C (außer Al und Cu). In den übrigen Temperaturbereichen ist zwischen den angegebenen Werten linear zu interpolieren, wobei eine Aufrundung nicht zulässig ist. Die angegebenen Festigkeitswerte sind abhängig von der Erzeugnisdicke. Für Dicken bei St über 16 mm und bei GJS und GS über 60 mm, sowie max. Dicken s. AD 2000-Merkblätter. Die für GJL genannten Werte sind Erwartungswerte der Zugfestigkeit eines Gussstückes bei einer maßgebenden Wanddicke von 10 bis 20 mm und gelten bis 300 °C bzw. 350 °C. Andere Dickenbereiche s. DIN EN 1563.

7) $D_1 \cdot p$: Produkt aus dem größten Innendurchmesser D_1 in mm des Druckbehälters oder des Anbauteils und dem maximal zulässigen Druck p in bar.

$p \cdot V$: Produkt aus Behälterinhalt V in Litern und maximal zulässigem Druck p in bar.

Beschränkung des Druckinhaltprodukts $p \cdot V$ gilt für Druckbehälter aus den genannten Gusseisenwerkstoffen GJL und GJS bei einem Innendruck von mehr als 6 bar (10 bar bei EN-GJS-400-15/15U). Für Druckbehälter aus Gusseisen gelten für den maximal zulässigen Innenüberdruck 25 bar für GJL, GJS-700 und GJS-600, 64 bar für GJS 500 und 100 bar für GJS-400.

8) s. AD 2000-Merkblätter W4 und W12.

9) Die für 20 °C angegebenen Werte gelten im Temperaturbereich von –270 °C bis +20 °C. Zwischen den angegebenen Werten ist linear zu interpolieren, wobei diese nach unten auf die Einerstelle abzurunden sind.

10) Kennwerte K gelten für den Werkstoffzustand weich für geschweißte, hartgelötete oder wärmebehandelte Bauteile. Grenztemperaturen für ungeschweißte Bauteile meist –196 °C bis 250 °C. Die zulässigen Spannungen bei Raumtemperatur gelten bis 50 °C. Mechanische Eigenschaften für nahtlose Rohre, Platten und Stangen, sowie Zeitdehngrenzwerte enthält das AD 2000-Merkblatt W6/2.

TB 6-15 Berechnungstemperatur für Druckbehälter nach AD 2000-Merkblatt B0

Beheizung	Berechnungstemperatur ¹⁾
keine	höchste Betriebstemperatur
durch Gase, Dämpfe oder Flüssigkeiten	höchste Temperatur des Heizmittels
Feuer-, Abgas- oder elektrische Beheizung	bei abgedeckter Wand die höchste Betriebstemperatur zuzüglich 20 °C bei unmittelbar berührter Wand die höchste Betriebstemperatur zuzüglich 50 °C

Betriebstemperatur: Zulässige maximale Temperatur (TS) nach Druckgeräterichtlinie.

- 1) Höchste beim maximal zulässigen Druck zu erwartende Wandtemperatur zuzüglich einem Zuschlag für die Beheizungsart. Sie beträgt auch +20 °C, wenn die zu erwartende Wandtemperatur unter +20 °C liegt (bei unter -10 °C AD 2000-Merkblatt W10 beachten).

TB 6-16 Sicherheitsbeiwerte¹⁾ für Druckbehälter nach AD 2000-Merkblatt B0 (Auszug)

Sicherheit gegen	Werkstoff und Ausführung	Sicherheitsbeiwert S für den Werkstoff bei Berechnungstemperatur	Sicherheitsbeiwert S' beim Prüfdruck p' ⁴⁾
Streck-, Dehngrenze oder Zeitstandfestigkeit (R_e , $R_{p0,2/\theta}$ oder $R_{m/10^5/\theta}$)	Walz- und Schmiedestähle	1,5	1,05
	Stahlguss	2,0	1,4
	Gusseisen mit Kugelgraphit nach DIN EN 1563		
	EN-GJS-700-2/ZU	5,0	2,5
	EN-GJS-600-3/3U	5,0	2,5
	EN-GJS-500-7/7U	4,0	2,0
	EN-GJS-400-15/15U	3,5	1,7
	EN-GJS-400-18/18U-LT	2,4	1,2
	EN-GJS-350-22/22U-LT	2,4	1,2
	Aluminium und Aluminium-legierungen (Knetwerkstoffe)	1,5	1,05
Zugfestigkeit (R_m)	Gusseisen (Grauguss) nach DIN EN 1561		
	– ungeglüht	9,0 ²⁾	3,5
	– gegläut oder emailliert	7,0 ³⁾	3,5
	Kupfer und Kupferlegierungen einschließlich Walz- und Gussbronze		
	– bei nahtlosen und geschweißten Behältern	3,5	2,5
	– bei gelöteten Behältern	4,0	2,5

- 1) Bei allen Nachweisen für äußeren Überdruck gelten um 20% höhere Werte (ausgenommen Grauguss und Gussbronze).

- 2) Für gewölbte Böden 7,0. ³⁾ Für gewölbte Böden 6,0.

- 4) Hydrostatischer Prüfdruck (PT): $p' = \max. \left[1,43p_e; 1,25p_e \frac{K_{20}}{K_\theta} \right]$ (nach HP 30 bzw. Druckgeräte RL, mit K bei 20 °C bzw. Berechnungstemp. θ)

TB 6-17 Berechnungsbeiwerte C für ebene Platten und Böden nach AD 2000-Merkblatt B5 (Auszug)

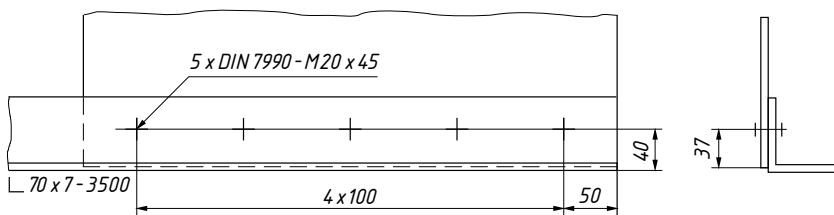
Ausführungsform	Bild	Voraussetzungen	C
Gekrempter ebener Boden	6-50a	Krempenhalbmesser $r \geq 1,3t$ bzw. bei D_a mm bis > 500 > 1400 > 1600 über 500 ≤ 1400 ≤ 1600 ≤ 1900 1900	0,30
		r mind. mm 30 35 40 45 50 Bordhöhe: $h \geq 3,5t$	
	6-50b	Plattenwanddicke: $t \leq 3t_1$ $t > 3t_1$	0,35 0,40
Ebene Platte mit Entlastungsnut	6-50c	$t_R \geq p_e (0,5 D - r) \frac{1,3 \cdot S}{K}$, mindestens 5 mm; wenn $D_a > 1,2D$: $t_R \leq 0,77 t_1$ $r \geq 0,2t$, mindestens 5 mm	0,40
Platte an einer Flanschverbindung mit durchgehender Dichtung	6-50d	$D \geq D_i$	0,35

7 Nietverbindungen

TB 7-1 Vereinfachte Darstellung von Verbindungselementen für den Zusammenbau nach DIN ISO 5845-1

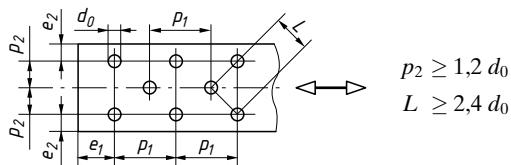
Darstellung in der Zeichenebene parallel zur Achse der Verbindungselemente				
Loch	ohne Senkung	Loch Senkung auf einer Seite	Senkung auf beiden Seiten	Schraube mit Lageangabe der Mutter
in der Werkstatt gebohrt				—
auf der Baustelle gebohrt				—
Schraube oder Niet				
in der Werkstatt eingebaut				
auf der Baustelle eingebaut				
Loch auf der Baustelle gebohrt und Schraube oder Niet auf der Baustelle eingebaut				
Darstellung in der Zeichenebene senkrecht zur Achse der Verbindungselemente				
Loch und Schraube oder Niet	ohne Senkung	Senkung auf der Vorderseite	Senkung auf der Rückseite	Senkung auf beiden Seiten
in der Werkstatt gebohrt und eingebaut	+	*	*	*
in der Werkstatt gebohrt und auf der Baustelle eingebaut	+	*	*	*
auf der Baustelle gebohrt und eingebaut	+	*	*	*

Anwendungsbeispiel:



TB 7-2 Grenzwerte für Rand- und Lochabstände für Schrauben und Nieten an Stahl- und Aluminiumbauern nach EC 3 und EC 9 (Bezeichnungen nach Bild 7-15)

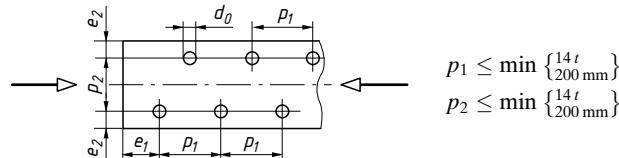
Versetzte Lochanordnung



$$p_2 \geq 1,2 \cdot d_0$$

$$L \geq 2,4 \cdot d_0$$

Versetzte Lochanordnung bei druckbeanspruchten Bauteilen



$$p_1 \leq \min \left\{ \frac{14t}{200 \text{ mm}} \right\}$$

$$p_2 \leq \min \left\{ \frac{14t}{200 \text{ mm}} \right\}$$

Rand- und Lochabstände	Minimum ¹⁾	Maximum ²⁾	Volle Grenzlochleibungskraft
Randabstand e_1	$1,2 \cdot d_0$	$4 \cdot t + 40 \text{ mm}$	$\geq 3,0 \cdot d_0$
Randabstand e_2	$1,2 \cdot d_0$	$4 \cdot t + 40 \text{ mm}$ bei Beulgefahr $9 \cdot t \cdot \varepsilon$	$\geq 1,5 \cdot d_0$
Lochabstand p_1	$2,2 \cdot d_0$	$\min (14 \cdot t; 200 \text{ mm})$ bei Beulgefahr $9 \cdot t \cdot \varepsilon$	$\geq 3,75 \cdot d_0$
Lochabstand p_2	$2,4 \cdot d_0$	$\min (14 \cdot t; 200 \text{ mm})$	$\geq 3,0 \cdot d_0$

¹⁾ Regelabstand im Aluminiumbau: $e_1 = 2,0 \cdot d_0$, $e_2 = 1,5 \cdot d_0$, $p_1 = 2,5 \cdot d_0$ und $p_2 = 3,0 \cdot d_0$; d_0 Lochdurchmesser.

²⁾ t ist die Dicke des dünnsten außenliegenden Bleches; $\varepsilon = \sqrt{235/R_c}$.

Die maximale Begrenzung der Abstände gilt nur bei Bauteilen, die dem Wetter oder anderen korrosiven Einflüssen ausgesetzt sind. Die Minimalwerte verhindern das Ausreißen zwischen den Löchern und am Rande des Bauteiles.

TB 7-3 Genormte Blindniete mit Sollbruchdorn (Übersicht)

DIN EN ISO	Form des Setzkopfes	Werkstoffe ¹⁾		Art des Niet-schaftes	Niethülse	
		Niethülse	Nietdorn		Nenndurchmesser mm	Schaftlänge mm
15975	Flachkopf	Al	AlA	geschlossen	3,2 ... 4,8	8 ... 18
15976	Flachkopf	St	St	geschlossen	3,2 ... 6,4	6 ... 21
15977	Flachkopf	AlA	St	offen	2,4 ... 6,4	4 ... 30
15978	Senkkopf	AlA	St	offen	2,4 ... 4,8	4 ... 30
15979	Flachkopf	St	St	offen	2,4 ... 6,4	6 ... 30
15980	Senkkopf	St	St	offen	2,4 ... 6,4	6 ... 25
15981	Flachkopf	AlA	AlA	offen	2,4 ... 6,4	5 ... 30
15982	Senkkopf	AlA	AlA	offen	2,4 ... 6,4	6 ... 20
15983	Flachkopf	A2	A2	offen	3,0 ... 5,0	6 ... 25
15984	Senkkopf	A2	A2	offen	3,0 ... 5,0	6 ... 18
16582	Flachkopf	Cu	St, Br, SSt	offen	3,0 ... 4,8	5 ... 20
16583	Senkkopf	Cu	St, Br, SSt	offen	3,0 ... 4,8	5 ... 20
16584	Flachkopf	NiCu	St, SSt	offen	3,2 ... 6,4	5 ... 20
16585	Flachkopf	A2	SSt	geschlossen	3,2 ... 6,4	6 ... 20

¹⁾ Al Reinaluminium, AlA Aluminiumlegierung, A2 nichtrostender austenitischer Stahl, Br Bronze, Cu Kupfer, NiCu Nickel-Kupfer-Legierung, SSt nicht rostender Stahl, St Stahl.

TB 7-4 Nietverbindungen im Stahlbau mit Halbrundnieten nach DIN 124, s. Maßbild 7-11 Lehrbuch (Auszug)

Maße in mm

Nenndurchmesser	d_1	10	12	16	20	24	30	36					
Nietlochdurchmesser	d_0	10,5	13	17	21	25	31	37					
Halbrundkopf (Form A)	d_8	16	19	25	32	40	48	58					
	k_1	6,5	7,5	10	13	16	19	23					
	r_1	8,0	9,5	13	16,5	20,5	24,5	30					
Senkkopf (Form B)	d_8	16	19	26	31	37	44	52					
	w		1			2							
	t_1	4,2	5,1	7,0	10,0	11,7	17,5	20,0					
	α		75°		60°		45°						
Querschnittsfläche des Nietloches	$A_0 \text{ mm}^2$	87	133	227	346	491	755	1075					
Grenzabscherkraft ¹⁾ je Niet und Scherfuge, Stahlsorte S235	$F_{v,Rd} \text{ kN}$	16,7	25,5	43,6	66,4	94,3	145,0	206,4					
max. Grenzlochleibungskraft ²⁾ bezogen auf Blechdicke $t = 10 \text{ mm}$, Stahlsorte S235	$F'_{b,Rd} \text{ kN}$	75,6	93,6	122,4	151,2	180,0	223,2	266,4					
Schaflänge $\ell^{(3)}$		Klemmlänge Σt_{\max}											
		A	B	A	B	A	B	A	B	A	B	A	B
20		8	13	7	12								
22		10	14	8	13								
24		12	16	10	15	6	14						
26		13	17	11	16	7	15						
28		15	19	13	18	9	17						
30		17	21	15	20	11	19	6	18				
32		18	23	16	21	13	20	8	20				
34		20	25	18	23	15	22	10	22				
36		21	26	19	24	16	23	11	23				
38		23	28	21	26	17	25	13	25	7	23		
40		25	29	22	27	19	27	15	27	9	25		
42		27	31	24	29	21	29	16	28	12	27		
45		29	34	26	31	23	31	19	30	14	29		
48		32	36	29	34	26	34	21	33	17	32		
50		33	38	30	36	27	35	22	35	18	34	15	32
52				32	37	29	37	25	37	20	35	17	34
55				34	38	31	39	27	39	23	38	20	37
58				37	40	34	42	30	41	25	40	22	39
60				38	42	36	43	32	43	27	42	24	41
62					37	45	33	45	29	43	26	43	19
65					40	48	36	48	31	47	28	45	21
68					42	50	38	50	34	48	31	48	24
70					44	52	40	52	35	51	33	50	25
72					45	53	42	53	38	52	34	51	27
75					48	56	44	56	40	55	37	54	30
78					50	59	47	59	43	57	40	56	32
80					52	60	48	60	44	59	41	58	34

Nicht aufgeführt sind die zu vermeidenden Nenndurchmesser 14 18 22 27 33 mm.

¹⁾ $F_{v,Rd} = 0,6 \cdot R_m \cdot A_0 / \gamma_{M2}$, mit $R_m = 400 \text{ N/mm}^2$ (Nietwerkstoff nach dem Schlagen), Nietlochquerschnitt A_0 und Teilsicherheitsbeiwert $\gamma_{M2} = 1,25$

²⁾ $F'_{b,Rd} = k_1 \cdot a_b \cdot R_m \cdot d \cdot t / \gamma_{M2}$, mit $k_1 = 2,5$, $a_b = 1,0$, $R_m = 360 \text{ N/mm}^2$ (S235), $t = 10 \text{ mm}$ und $\gamma_{M2} = 1,25$.

³⁾ Stufung der Nietlänge ℓ (DIN 124): 16 18 20 usw. bis 40, dann 42 45 48 50 usw. bis 80, dann 85 90 95 usw. bis 160 mm

TB 7-5 Mindestwerte der 0,2%-Dehngrenze $R_{p0,2}$ und der Zugfestigkeit R_m für Aluminium-Vollniete nach DIN EN 1999-1-1

Kurzname (Werkstoffnummer) EN AW-)	Werkstoffzustand ¹⁾	Durchmesser mm	0,2%-Dehngrenze $R_{p0,2}$ N/mm ²	Zugfestigkeit R_m N/mm ²
AlMg5 (5019)	H111	≤ 20	110	250
	H14, H34	≤ 18	210	300
AlMg3 (5754)	H111	≤ 20	80	180
	H14, H34	≤ 18	180	240
AlSi1MgMn (6082)	T4	≤ 20	110	205
	T6	≤ 20	240	300

¹⁾ Zustandsbezeichnung nach DIN EN 515: H111 = geringfügig kalt verfestigt; H14 = kalt verfestigt, 1/2 hart; H34 = kalt verfestigt und stabilisiert, 1/2 hart; T4 = lösungsgeglüht, abgeschreckt und kalt ausgelagert; T6 = lösungsgeglüht, abgeschreckt und warm ausgelagert.

TB 7-6 Zulässige Wechselspannungen σ_w zul in N/mm² für gelochte Bauteile aus S235 (S355) nach DIN 15018-1

Häufigkeit der Höchstlast	Gesamte Anzahl der vorgesehenen Spannungsspiele			
	über $2 \cdot 10^4$ bis $2 \cdot 10^5$	über $2 \cdot 10^5$ bis $6 \cdot 10^5$	über $6 \cdot 10^5$ bis $2 \cdot 10^6$	über $2 \cdot 10^6$
	Gelegentliche nicht regelmäßige Benutzung mit langen Ruhezeiten	Regelmäßige Benutzung bei unterbrochenem Betrieb	Regelmäßige Benutzung im Dauerbetrieb	Regelmäßige Benutzung im angestrengten Dauerbetrieb
selten	168 (199)	141 (161)	118 (129)	100 (104)
mittel	141 (160)	119 (129)	100 (104)	84 (84)
ständig	119 (129)	100 (104)	84 (84)	84 (84)

Für schwelende Beanspruchung auf Zug gelten die 1,6-fachen Werte.

Die zulässigen Spannungen entsprechen bei einer Sicherheit $S_D = 4/3$ den ertragbaren Spannungen bei 90 % Überlebenswahrscheinlichkeit.

TB 7-7 Zulässige Spannungen in N/mm² für Nietverbindungen aus thermoplastischen Kunststoffen (nach Erhard/Strickle)

Spannungsart	Bauteile und Niete aus			
	Polyoxymethylen Polyamid POM, PA66	Polyamid mit Glasfaserzusatz GF-PA	Polycarbonat PC	Acrylnitril- Butadien-Styrol ABS
Abscheren τ_{azul}	8	12	7	3
Lochleibungs- druck σ_l zul	20	30	17	8

Werte gelten für spitzgegossene Niete. Beim Warmstauchen gelten die 0,8-fachen und beim Ultraschall-Nieten die 0,9-fachen Werte.

TB 7-8 Statische Scherbruch- und Zugbruchkräfte von genormten Blindnieten in N je Nietquerschnitt

Werkstoff der Niethülse	DIN EN ISO	Mindestscherkräfte (einschnittig) darunter Mindestzugkräfte für Schaftdurchmesser d in mm							
		2,4	3	3,2	4	4,8	5	6	6,4
Reinaluminium (Al)	15975			460 540	720 760	1000 1400			
Aluminiumlegierung (AlA)	L ¹⁾ 15977 15978	250 350	400 550	500 700	850 1200	1200 1700	1400 2000	2100 3000	2200 3150
		350 550	550 850	750 1100	1250 1800	1800 2600	2150 3100	3200 4600	3400 4850
Aluminiumlegierung (AlA)	15981 } 15982 }	250 350		500 670	850 1020	1160 1420			2050 2490

TB 7-8 Fortsetzung

Werkstoff der Niethülse	DIN EN ISO	Mindestscherkräfte (einschnittig) darunter Mindestzugkräfte für Schaftdurchmesser d in mm							
		2,4	3	3,2	4	4,8	5	6	6,4
Stahl	15976			1150 1300	1700 1550	2400 2800			3600 4000
	15979 } 15980 }	650 700	950 1100	1100 1200	1700 2200	2900 3100	3100 4000	4300 4800	4900 5700
Kupfer (Cu)	16582 } 16583 }			760 950	800 1000	1500 1800	2000 2500		
nichtrostender austenitischer Stahl (A2)	15983 } 15984 }			1800 2200	1900 2500	2700 3500	4000 5000	4700 5800	
	16585				2000 2200	3000 3500	4000 4400		6000 8000
Nickel-Kupfer-Legierung (NiCu)	16584			1400 1900	2200 3000	3300 3700			5500 6800

¹⁾ Es sind zwei Festigkeitsklassen festgelegt: L (niedrig), H (hoch).

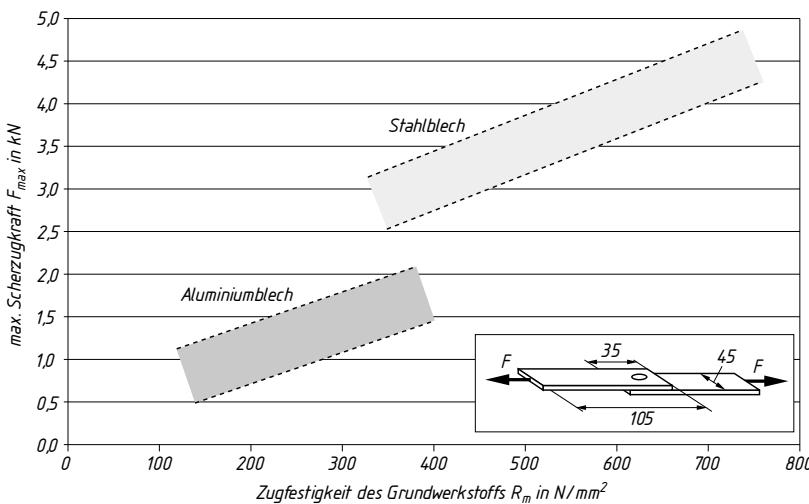
Die ermittelten Kennwerte dienen als Richtwerte und nicht als Auslegekriterium für Verbindungen am Bauteil.

TB 7-9 Anhaltswerte für die Gestaltung geclinchter Verbindungen aus Stahlblech. Bezeichnungen s. Bild 7-22.

Maße in mm

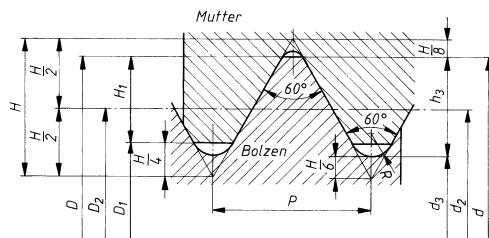
Verbindungsart	Runde Clinchverbindung Außenennendurchmesser d_0					Balkenförmige Clinchverbindung Innenbreite w_i		
	3	4	6	8	10	2	3	4
Einzelblechdicke, stempel- bzw. matrizenseitig t_1, t_2	0,2–1,6	0,4–2,5	0,4–2,5	0,4–3	1,35–3	0,5–1,25	0,5–1,5	0,5–2,5
Gesamtleichdicke	0,4–3,2	0,8–5	0,8–5	0,8–6	2,7–6	1–2,5	1–3	1–5
kleinster Randabstand in Kraftrichtung a	4	5	6	6,5	8	4,5	5	5,5
kleinster Punktabstand e	12	12	12	14	16	7	10	12
kleinster Randabstand senkrecht zur Kraftrichtung (Vormaß) v	4	5	6	6,5	8	7	7	7

TB 7-10 Von runden Clinchverbindungen max. übertragbare Scherzugkräfte je Punkt (Anhaltswerte nach Merkblatt DVS/EFB 3420) Scherzugprobe: St- und Al-Bleche 1 mm dick, Punktdurchmesser 8 mm



8 Schraubenverbindungen

TB 8-1 Metrisches ISO-Gewinde (Regelgewinde) nach DIN 13 T1 (Auszug)



$$H = 0,86603P$$

$$h_3 = 0,61343P$$

$$H_1 = 0,54127P$$

$$R = \frac{H}{6} = 0,14434P$$

Maße in mm

Gewinde-Nenn-durchmesser $d = D$	Steigung P	Flanken-durch-messer $d_2 = D_2$	Kern-durchmesser d_3	Kern-durchmesser D_1	Gewindetiefe h_3	Gewindetiefe H_1	Spannungs-querschnitt ¹⁾ A_s mm ²	Kern-querschnitt ¹⁾ A_3 mm ²	Steigungs-winkel ¹⁾ φ
Reihe 1	Reihe 2								
1		0,25	0,838	0,693	0,729	0,153	0,135	0,460	0,377
1,2		0,25	1,038	0,893	0,929	0,153	0,135	0,732	0,626
1,6		0,35	1,373	1,170	1,221	0,215	0,189	1,27	1,075
2		0,4	1,740	1,509	1,567	0,245	0,217	2,07	1,788
2,5		0,45	2,208	1,948	2,013	0,276	0,244	3,39	2,980
3		0,5	2,675	2,387	2,459	0,307	0,271	5,03	4,475
	3,5	0,6	3,110	2,765	2,850	0,368	0,325	6,78	6,000
4		0,7	3,545	3,141	3,242	0,429	0,379	8,78	7,749
	4,5	0,75	4,013	3,580	3,688	0,460	0,406	11,3	10,07
5		0,8	4,480	4,019	4,134	0,491	0,433	14,2	12,69
6		1	5,350	4,773	4,917	0,613	0,541	20,1	17,89
8		1,25	7,188	6,466	6,647	0,767	0,677	36,6	32,84
	(9)	1,25	8,188	7,466	7,647	0,767	0,677	48,1	43,78
10		1,5	9,026	8,160	8,376	0,920	0,812	58,0	52,30
	(11)	1,5	10,026	9,160	9,376	0,920	0,812	72,3	65,90
12		1,75	10,863	9,853	10,106	1,074	0,947	84,3	76,25
	14	2	12,701	11,546	11,835	1,227	1,083	115	104,7
16		2	14,701	13,546	13,835	1,227	1,083	157	144,1
	18	2,5	16,376	14,933	15,294	1,534	1,353	193	175,1
20		2,5	18,376	16,933	17,294	1,534	1,353	245	225,2
	22	2,5	20,376	18,933	19,294	1,534	1,353	303	281,5
24		3	22,051	20,319	20,752	1,840	1,624	353	324,3
	27	3	25,051	23,319	23,752	1,840	1,624	459	427,1
30		3,5	27,727	25,706	26,211	2,147	1,894	561	519,0
	33	3,5	30,727	28,706	29,211	2,147	1,894	694	647,2
36		4	33,402	31,093	31,670	2,454	2,165	817	759,3
	39	4	36,402	34,093	34,670	2,454	2,165	976	913,0
42		4,5	39,077	36,477	37,129	2,760	2,436	1121	1045
	45	4,5	42,077	39,479	40,129	2,760	2,436	1306	1224
48		5	44,752	41,866	42,587	3,067	2,706	1473	1377
	52	5	48,752	45,866	46,587	3,067	2,706	1758	1652
56		5,5	52,428	49,252	50,046	3,374	2,977	2030	1905
	60	5,5	56,428	53,252	54,046	3,374	2,977	2362	2227
64		6	60,103	56,639	57,505	3,681	3,248	2676	2520
	68	6	64,103	60,639	61,505	3,681	3,248	3055	2888
									1,71

Die Gewindedurchmesser der Reihe 1 sind zu bevorzugen. Die Gewinde in () gehören zu der hier nicht aufgeführten Reihe 3 und sind möglichst zu vermeiden.

¹⁾ Nach DIN 13 T28.

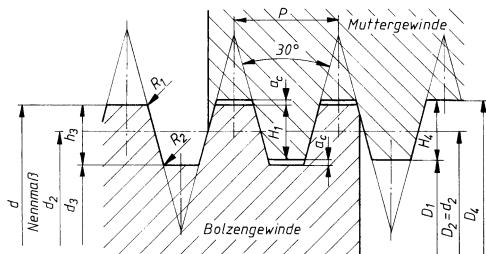
TB 8-2 Metrisches ISO-Feingewinde; Auswahl nach DIN 13 T12

Maße in mm (s. Bild zu TB 8-1)

Bezeichnung (Nenndurch- messer d \times Steigung P)	Flanken- durchmesser d_2	Kern- durchmesser d_3	Gewinde- Tiefe h_3	Spannungs- querschnitt ¹⁾ A_s mm^2	Kern- querschnitt ¹⁾ A_3 mm^2	Steigungs- winkel ¹⁾ φ Grad
M 8 × 1	7,35	6,773	0,613	39,2	36,0	2,48
M 12 × 1	11,35	10,773	0,613	96,1	91,1	1,61
M 16 × 1	15,35	14,773	0,613	178	171,4	1,19
M 20 × 1	19,35	18,773	0,613	285	276,8	0,942
M 10 × 1,25	9,188	8,466	0,767	61,2	56,3	2,48
M 12 × 1,25	11,188	10,466	0,767	92,1	86,0	2,04
M 16 × 1,5	15,026	14,16	0,92	167	157,5	1,82
M 20 × 1,5	19,026	18,16	0,92	272	259,0	1,44
M 24 × 1,5	23,026	22,16	0,92	401	385,7	1,19
M 30 × 1,5	29,026	28,16	0,92	642	622,8	0,942
M 36 × 1,5	35,026	34,16	0,92	940	916,5	0,781
M 42 × 1,5	41,026	40,16	0,92	1294	1267	0,667
M 48 × 1,5	47,026	46,16	0,92	1705	1674	0,582
M 24 × 2	22,701	21,546	1,227	384	364,6	1,61
M 30 × 2	28,701	27,546	1,227	621	596,0	1,27
M 56 × 2	54,701	53,546	1,227	2301	2252	0,667
M 64 × 2	62,701	61,546	1,227	3031	2975	0,582
M 72 × 2	70,701	69,546	1,227	3862	3799	0,516
M 80 × 2	78,701	77,546	1,227	4794	4723	0,463
M 90 × 2	88,701	87,546	1,227	6100	6020	0,411
M100 × 2	98,701	97,546	1,227	7560	7473	0,370
M110 × 2	108,701	107,546	1,227	9180	9084	0,336
M125 × 2	123,701	122,546	1,227	11900	11795	0,295
M 36 × 3	34,051	32,319	1,840	865	820,4	1,61
M 42 × 3	40,051	38,319	1,840	1206	1153	1,37
M 48 × 3	46,051	44,319	1,840	1604	1543	1,19
M160 × 3	158,051	156,319	1,840	19400	19192	0,346
M 56 × 4	53,402	51,093	2,454	2144	2050	1,37
M 64 × 4	61,402	59,093	2,454	2851	2743	1,19
M 72 × 4	69,402	67,093	2,454	3658	3536	1,05
M 80 × 4	77,402	75,093	2,454	4566	4429	0,942
M 90 × 4	87,402	85,093	2,454	5840	5687	0,835
M100 × 4	97,402	95,093	2,454	7280	7102	0,749
M125 × 4	122,402	120,093	2,454	11500	11327	0,596
M140 × 4	137,402	135,093	2,454	14600	14334	0,531
M 80 × 6	76,103	72,639	3,681	4344	4144	1,44
M 90 × 6	86,103	82,639	3,681	5590	5364	1,271
M100 × 6	96,103	92,639	3,681	7000	6740	1,139
M125 × 6	121,103	117,639	3,681	11200	10869	0,904

¹⁾ Nach DIN 13 T28.

TB 8-3 Metrisches ISO-Trapezgewinde nach DIN 103 (Auszug)



$$D_1 = d - 2H_1 = d - P$$

$$D_4 = d + 2a_c$$

$$d_2 = D_2 = d - 0,5P$$

$$R_1 = \max 0,5 \cdot a_c$$

$$R_2 = \max a_c$$

Maße in mm

Steigung P	1,5	2	3	4	5	6	7	8	9	10	12	14	16	18	20
Gewindetiefe $H_4 = h_3$	0,9	1,25	1,75	2,25	2,75	3,5	4	4,5	5	5,5	6,5	8	9	10	11
Spiel a_c	0,15	0,25	0,25	0,25	0,25	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	1	1	1	1

Hauptabmessungen in mm

Gewinde-Nenndurchmesser d	Steigung ²⁾ P	Flanken-durchmesser ³⁾ $d_2 = D_2$	Kern-durchmesser ³⁾ d_3	Flanken-Überdeckung ³⁾ $H_1 = 0,5 \cdot P$	Kern-querschnitt ³⁾ A_3 in mm^2
8	1,5	7,25	6,2	0,75	30,2
10	(1,5) 2	9	7,5	1	44,2
12	(2) 3	10,5	8,5	1,5	56,7
16	(2) 4	14	11,5	2	104
20	(2) 4	18	15,5	2	189
24	(3) 5 (8)	21,5	18,5	2,5	269
28	(3) 5 (8)	25,5	22,5	2,5	398
32	(3) 6 (10)	29	25	3	491
36	(3) 6 (10)	33	29	3	661
40	(3) 7 (10)	36,5	32	3,5	804
44	(3) 7 (12)	40,5	36	3,5	1018
48	(3) 8 (12)	44	39	4	1195
52	(3) 8 (12)	48	43	4	1452
60	(3) 9 (14)	55,5	50	4,5	1963
65 ¹⁾	(4) 10 (16)	60	54	5	2290
70	(4) 10 (16)	65	59	5	2734
75 ¹⁾	(4) 10 (16)	70	64	5	3217
80	(4) 10 (16)	75	69	5	3739
85 ¹⁾	(4) 12 (18)	79	72	6	4071
90	(4) 12 (18)	84	77	6	4656
95 ¹⁾	(4) 12 (18)	89	82	6	5281
100	(4) 12 (20)	94	87	6	5945
110 ¹⁾	(4) 12 (20)	104	97	6	7390
120	(6) 14 (22)	113	104	7	8495

¹⁾ Diese Nenndurchmesser (Reihe 2, DIN 103) nur wählen, wenn unbedingt notwendig.

²⁾ Die nicht in () stehenden Steigungen bevorzugen. Bei mehgängigem Gewinde ist P die Teilung.

³⁾ Die angegebenen Werte gelten für die Gewinde mit den zu bevorzugenden Steigungen P .

Bezeichnungsbeispiel: Trapezgewinde Tr36 × 12P6 bedeutet Teilung $P = 6 \text{ mm}$, Gangzahl $n = P_h/P = 2$, Steigung $P_h = n \cdot P = 12 \text{ mm}$.

TB 8-4 Festigkeitsklassen, Werkstoffe und mechanische Eigenschaften von Schrauben nach DIN EN ISO 898-1 (Auszug)

Festigkeitsklasse (Kennzeichen)	Werkstoff und Wärmebehandlung	Zugfestigkeit ¹⁾ R_m N/mm ²	Streckgrenze ¹⁾ bzw. 0,2%-Dehngrenze R_{eL} bzw. $R_{p0,2}$ N/mm ²	Bruchdehnung A_5 % min
4.6 ²⁾	Stahl mit mittlerem C-Gehalt oder Stahl mit mittlerem C-Gehalt und Zusätzen	400	240	22
4.8 ²⁾		400 (420)	320 (340)	0,24 ⁵⁾
5.6		500	300	20
5.8 ²⁾		500 (520)	400 (420)	0,22 ⁵⁾
6.8 ²⁾		600	480	0,20 ⁵⁾
8.8	Stahl mit niedrigem C-Gehalt und Zusätzen (z. B. Bor, Mn, Cr) oder mit mittlerem C-Gehalt, oder legierter Stahl, jeweils gehärtet und angelassen	800	640	12
		800 (830)	640 (660)	
9.8 ³⁾		900	720	10
10.9	Stahl mit mittlerem C-Gehalt und Zusätzen (z. B. Bor, Mn, Cr) oder mit mittlerem C-Gehalt, oder legierter Stahl, jeweils gehärtet und angelassen	1000 (1040)	900 (940)	9
12.9 ⁴⁾	legierter Stahl, gehärtet und angelassen	1200 (1220)	1080 (1100)	8
12.9 ⁴⁾	Stahl mit mittlerem C-Gehalt und Zusätzen (z. B. Bor, Mn, Cr, Molybdän), gehärtet und angelassen			

1) In () Mindestwerte der Norm, wenn vom berechneten Nennwert abweichend.

2) Automatenstahl zulässig mit S ≤ 0,34%, P ≤ 0,11%, Pb ≤ 0,35%.

3) Nur für Schrauben bis M16. In Deutschland kaum verwendet.

4) Bei einem Einsatz ist Vorsicht geboten. Durch spezielle Umgebungsbedingungen kann es zu Spannungsrisskorrosion kommen.

5) Bruchverlängerung einer ganzen Schraube.

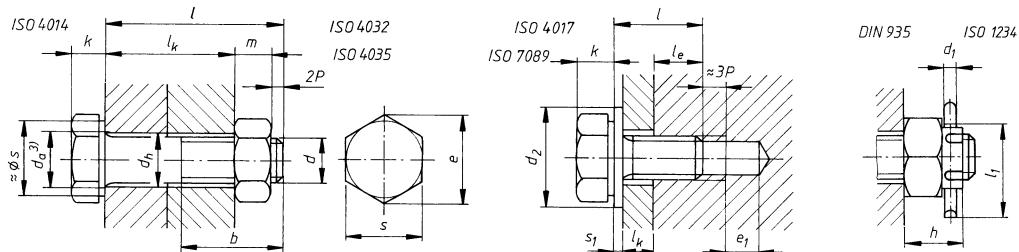
TB 8-5 Genormte Schrauben (Auswahl). Einteilung nach DIN ISO 1891 (zu den Bildern sind die Nummern der betreffenden DIN-Normen gesetzt)

Sechskantschrauben mit Schaft	ISO4014 ISO4016 ISO8765	ISO4017 ISO4018 ISO8676	609	561
Schrauben mit Innensechskant bzw. Innensechrund bzw. Innenvielzahn mit Zylinderkopf	ISO4762 ISO14579 34821	6912 7984 ISO14580	ISO14583	ISO10642 ISO14584
Sechskantschrauben Sechsrundschrauben mit Flansch mit Sechskantkopf	EN 1662 EN 1665	34800 34801		
Schlitzschrauben mit Zylinderkopf	ISO1207	ISO1580	ISO2009	ISO2010
Kreuzschlitz- schrauben mit Zylinderkopf	ISO7048	ISO7045	ISO7046	ISO7047
Vierkantschrauben Dreikantschrauben mit Bund	478	479	480	22424
Rundkopfschrauben Senkkopfschrauben mit Vierkantansatz	603	607	605 608	604 11014
Hammerschrauben mit Vierkant	186	188	261	7992
Schrauben mit unver- lierbaren Unterleg- teilen (Kombi-Schr.)	ISO10644	6900	6900	
Schrauben ver- schiedener Formen Flügelschrauben	316	444	580	529
Verschlusschrauben (Stopfen)	906	908	909	910
Stiftschrauben (Schraubenbolzen)	835 938 939 940	2509	2510	976
Gewindestifte mit Schlitz, Innensechs- kant bzw. Innensechrund mit Schaft	ISO 2342	EN 27435 34827	EN 27434 34827	ISO4026 34827
Blechschauben (Schraubenende mit Spitze oder Zapfen)	ISO1479 ISO7053	ISO1481 ISO14585	ISO148 ISO7050 ISO14586	ISO1483 ISO7051 ISO14587
Gewinde- Schneidschrauben Form A	7513	7513	7513	7516
gewindefurchende Schrauben mit Kreuz- schlitz, Innensechs- kant, Innensechrund Form DE	7500	7500	7500	7500
gewindefurchende Schrauben (Bohrschauben) mit Bund	ISO 15480	ISO 15481	ISO 15482	ISO 15483
Holzschauben mit Schlitz bzw. Kreuzschlitz mit Sechskantkopf	571	96 7996	97 7997	95 7995

TB 8-6 Genormte Muttern (Auswahl). Einteilung nach DIN ISO 1891 (zu den Bildern sind die Nummern der betreffenden DIN-Normen gesetzt)

<i>Sechskant-muttern</i>	ISO 4032 30386 ISO 4033 ISO 4034 ISO 8673	ISO 4035 ISO 4036 ISO 8675 <i>niedrige Form</i>	mit Bund 6331 74361	mit Flansch EN 1661
	2510 30387 <i>mit Ansatz</i>	929 <i>Schweißmutter</i>	431 80705 <i>niedrige Form</i>	6330 <i>1,5d hoch</i>
<i>Vierkantmuttern</i>	557	562 <i>niedrige Form</i>	928 <i>Schweißmutter</i>	
<i>Sicherungs-muttern</i>	ISO 7042 ISO 7719 ISO 10513 <i>Klemmteil aus Metall bzw. Polyamid</i>	986 <i>mit Polyamidring</i>	Klemmteil ISO 7040 ISO 10511 ISO 10512 <i>Klemmteil aus Metall bzw. Polyamid</i>	Klemmteil EN 1663 EN 1664 EN 1666 EN 1667 <i>Klemmteil aus Metall bzw. Polyamid</i>
<i>Kronen-muttern</i>	935	935	979 <i>niedrige Form</i>	979 70618 <i>niedrige Form</i>
<i>Hutmuttern</i>	1587 <i>hohe Form</i>	917 <i>niedrige Form</i>		
<i>Rundmuttern</i>	466 6303 <i>hohe Rändelmuttern</i>	467 <i>flache Rändelmuttern</i>	546 <i>Schlitzmuttern</i>	981 1804 70852 <i>Nutmuttern</i>
	1816 548 <i>Kreuzlochmuttern</i>	547 <i>Zweilochmuttern</i>		
<i>Muttern ver-schiedener Formen</i>	315 <i>Flügelmuttern</i>	582 <i>Ringmuttern</i>	1480 <i>Spannschlösser</i>	28129 <i>Bügelmutter</i>

TB 8-8 Konstruktionsmaße für Verbindungen mit Sechskantschrauben
(Auswahl aus DIN-Normen) Gewindemaße s. TB 8-1



Maße in mm

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
DIN EN ISO DIN EN DIN	4014, 4032 u.a. 475, ISO 272	4014	4014	4017	4014	4014	4032	4035		935	1234	7089, 7090	
Gewinde	Schlüsselweite SW	Eckenmaß	Kopfhöhe	Nennlängenbereich	Nennlängenbereich	Gewindelänge für $l \leq 125$ mm	Gewindelänge für $l > 125$ bis 200 mm	Mutterhöhe niedrige Form	Kronenmutter	Splint	Scheiben		
d	s	e	k	$l^{(1)}$	$l^{(1)}$	b	b	$m^{(2)}$	m	h	$d_1 \times l_1$	d_2	s_1
M 3	5,5	6,01	2	20 ... 30	6 ... 30	12	18	2,4	1,8	—	—	7	0,5
M 4	7	7,66	2,8	25 ... 40	8 ... 40	14	20	3,2	2,2	5	1 × 10	9	0,8
M 5	8	8,79	3,5	25 ... 50	10 ... 50	16	22	4,7	2,7	6	1,2 × 12	10	1
M 6	10	11,05	4	30 ... 60	12 ... 60	18	24	5,2	3,2	7,5	1,6 × 14	12	1,6
M 8	13	14,38	5,3	40 ... 80	16 ... 80	22	28	6,8	4	9,5	2 × 16	16	1,6
M10	16	17,77	6,4	45 ... 100	20 ... 100	26	32	8,4	5	12	2,5 × 20	20	2
M12	18	20,03	7,5	50 ... 120	25 ... 120	30	36	10,8	6	15	3,2 × 22	24	2,5
M14	21	23,38	8,8	60 ... 140	30 ... 140	34	40	12,8	7	16	3,2 × 25	28	2,5
M16	24	26,75	10	65 ... 160	30 ... 200	38	44	14,8	8	19	4 × 28	30	3
M20	30	33,53	12,5	80 ... 200	40 ... 200	46	52	18	10	22	4 × 36	37	3
M24	36	39,98	15	90 ... 240	50 ... 200	54	60	21,5	12	27	5 × 40	44	4
M30	46	51,28	18,7	110 ... 300	60 ... 200	66	72	25,6	15	33	6,3 × 50	56	4
M36	55	61,31	22,5	140 ... 360	70 ... 200	—	84	31	18	38	6,3 × 63	66	5

¹⁾ Stufung der Längen l : ... 6 8 10 12 16 20 25 30 35 40 45 50 55 60 65 70 80 90 100 110 120 130 140 150 160 180 200 220 240 260 280 300 320 340 ... 500.

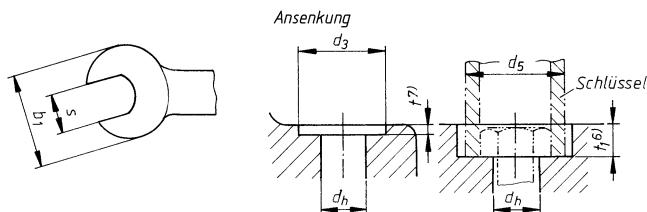
²⁾ Höhere Abstreiffestigkeit durch größere Mutterhöhen nach DIN EN ISO 4033 mit $m/d \approx 1$.

³⁾ Übergangsdurchmesser d_a begrenzt den max. Übergang des Radius in die ebene Kopfaulage. Nach DIN 267 T2 gilt allgemein für die Produktklassen A(m) und B(mg) bis M18: $d_a = \text{Durchgangsloch } \text{„mittel“} + 0,2 \text{ mm}$ und für M20 bis M39: $d_a = \text{Durchgangsloch } \text{„mittel“} + 0,4 \text{ mm}$. Für die Produktklasse C(g) gelten die gleichen Formeln mit Durchgangsloch „grob“.

⁴⁾ Für Schrauben der hauptsächlich verwendeten Produktklasse A(m) Reihe „mittel“ ausführen, damit $d_h \approx d_a$.

TB 8-8 Fortsetzung

DIN 3110

Senkungen für normale Sechskantschrauben und -muttern nach DIN 974 T2


15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25	26	
20273				76	3129	3110	974T2					DIN EN ISO DIN EN DIN
Durchgangsloch ⁴⁾ Reihe			Kopf- bzw. Mutterauflagefläche in mm ²	Grundlochüberhang (Regel)	Steckschlüsselleinsatz Außendurchmesser	Maulschlüsselbreite	für Steckschlüssel, Steckschlüsselleinsätze nach DIN 3124	für gekröpfte Ringschlüssel, Steckschlüsselleinsätze nach DIN 3129	für Ansenkungen bei begrenzten Raumverhältnissen	für Schrauben ISO 4014 und ISO 4017 ohne Unterlegteile	für Muttern ISO 4032 und ISO 4035 ohne Unterlegteile und Gewindestüberstand	Gewinde
fein	mittel	grob										
d_h	d_h	d_h	A_p ⁵⁾	e_1	d_5	b_1	d_3	d_3	d_3	t_1	t_1	d
3,2	3,4	3,6	7,5	2,8	9,7	19	11	11	9	2,6	2,8	M 3
4,3	4,5	4,8	11,4	3,8	12,8	20	13	15	10	3,4	3,6	M 4
5,3	5,5	5,8	13,6	4,2	15,3	22	15	18	11	4,1	5,1	M 5
6,4	6,6	7	28	5,1	17,8	27	18	20	13	4,6	5,6	M 6
8,4	9	10	42	6,2	21,5	34	24	26	18	6,1	7,4	M 8
10,5	11	12	72,3	7,3	27,5	38	28	33	22	7,3	9	M10
13	13,5	14,5	73,2	8,3	32,4	44	33	36	26	8,4	11,4	M12
15	15,5	16,5	113	9,3	36,1	49	36	43	30	9,7	13,4	M14
17	17,5	18,5	157	9,3	42,9	56	40	46	33	10,9	15,4	M16
21	22	24	244	11,2	50,4	66	46	54	40	13,4	18,4	M20
25	26	28	356	13,1	64,2	80	58	73	48	16,1	22,3	M24
31	33	35	576	15,2	76,7	96	73	82	61	20,1	26,6	M30
37	39	42	856	16,8	87,9	—	82	93	73	23,9	32	M36

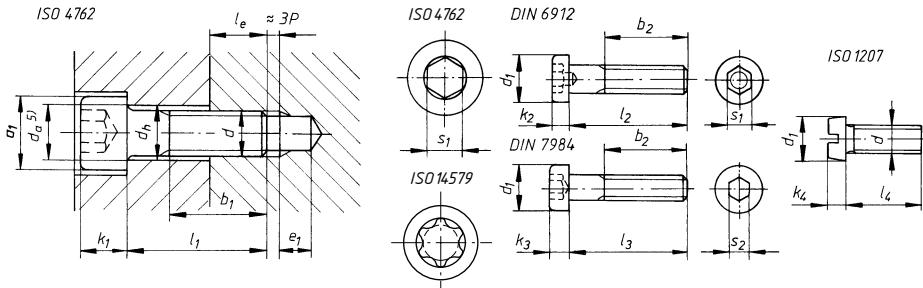
⁵⁾ Ringförmige Auflagefläche ermittelt mit dem Mindestdurchmesser d_w der Auflagefläche und dem Durchgangsloch Reihe „mittel“. Evtl. Anfasung des Durchgangsloches abziehen!

⁶⁾ Die Senktiefe für bündigen Abschluss ergibt sich aus der Summe der Maximalwerte von Kopfhöhe der Schraube und Höhe der Unterlegeteile sowie einer Zugabe von: 0,4 mm für M3 bis M6; 0,6 mm für M8 bis M20; 0,8 mm für M24 bis M27 und 1,0 mm ab M30.

Die Senktiefe auf der Mutternseite ist unter Einbeziehung des Überstandes des Schraubenendes in geeigneter Weise festzulegen.

⁷⁾ t braucht nicht größer zu sein, als zur Herstellung einer spanend erzeugten und rechtwinklig zur Achse des Durchgangsloches stehenden Kreisfläche notwendig ist.

TB 8-9 Konstruktionsmaße für Verbindungen mit Zylinder- und Senkschrauben (Auswahl aus DIN-Normen)
Gewindemaße s. TB 8-1. Maße für Sechskantmuttern, Scheiben und Durchganglöcher s. TB 8-8



Maße in mm

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16
DIN EN ISO		4762			1207	4762		11)	4762			1207	4762		4762
DIN															
Gewinde		Kopfhöhe				Schlüsselweite		Nennlängenbereich ¹⁾							
		Kopfdurchmesser						Innensechsrund						Gewindelänge	Gewindelänge für $l \leq 125$
d	d_1	k_1	k_2	k_3	k_4	s_1	s_2	Nr.	l_1	l_2	l_3	l_4	b_1	b_2 ²⁾	A_p ³⁾
M 3	5,5	3	2,8	2	2	2,5	2	10	5 ... 30		5 ... 20	4 ... 30	18	12	11,1
M 4	7	4	2,8	2,8	2,6	3	2,5	20	6 ... 40	10 ... 50	6 ... 25	5 ... 40	20	14	17,6
M 5	8,5	5	3,5	3,5	3,3	4	3	25	8 ... 50	10 ... 60	8 ... 30	6 ... 50	22	16	26,9
M 6	10	6	4	4	3,9	5	4	30	10 ... 60	10 ... 70	10 ... 40	8 ... 60	24	18	34,9
M 8	13	8	5	5	5	6	5	45	12 ... 80	12 ... 80	12 ... 80	10 ... 80	28	22	55,8
M10	16	10	6,5	6	6	8	7	50	16 ... 100	16 ... 90	16 ... 100	12 ... 80	32	26	89,5
M12	18	12	7,5	7	—	10	8	55	20 ... 120	16 ... 100	20 ... 80	—	36	30	90
M14	21	14	8,5	8	—	12	10	60	25 ... 140	20 ... 120	30 ... 80	—	40	34	131
M16	24	16	10	9	—	14	12	70	25 ... 160	20 ... 140	30 ... 80	—	44	38	181
M20	30	20	12	11	—	17	14	90	30 ... 200	30 ... 180	30 ... 100	—	52	46	274
M24	36	24	14	13	—	19	17	—	35 ... 200	60 ... 200	40 ... 100	—	60	54	421
M30	45	30	17,5	—	—	22	—	—	40 ... 200	70 ... 200	—	—	72	66	638

1) Stufung der zu bevorzugenden Längen, in () nur für DIN EN ISO 4762, DIN 7984, DIN EN ISO 1207 und DIN EN ISO 2009: 3 4 5 6 8 10 12 16 20 25 30 35 40 (45) 50 (55) 60 (65) nur DIN EN ISO 4762) 70 80 90 100 110 120 130 140 150 160 180 200, über $l = 200$ mm dann weiter von 20 zu 20.

2) Für $l > 125$ bis 200: $b_2 = 2d + 12$, für $l > 200$: $b_2 = 2d + 25$.

3) Ringförmige Auflagefläche ermittelt mit dem Mindestauflagedurchmesser des Kopfes und Durchgangsloch Reihe „mittel“. Lochanfasung ggf. abziehen!

4) Bis zu den Längen in () werden die Senkschrauben mit Gewinde bis Kopf gefertigt.

5) s. TB 8-8 unter ³⁾.

6) Ausführung „mittel“ (m) für Durchgangslöcher Reihe „mittel“, für $s \leq t_1$ ist das Anschlussteil ggf. nachzusenken.

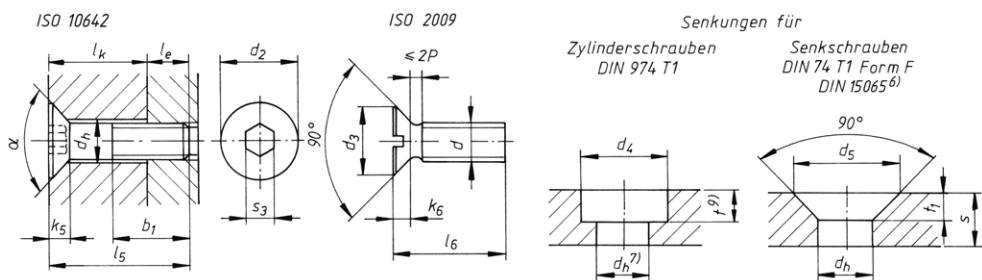
7) s. TB 8-8 unter ⁴⁾.

8) Reihe 1: Schrauben nach DIN EN ISO 1207, DIN EN ISO 4762, DIN 6912, DIN 7984, DIN EN ISO 14579 und DIN EN ISO 14580 ohne Unterlegeteile;

Reihe 4: Schrauben mit Zylinderkopf und Scheiben DIN EN ISO 7092 und DIN EN ISO 10673 Form S;

Reihe 5: Schrauben mit Zylinderkopf und Scheiben DIN EN ISO 7089, DIN EN ISO 7090 und DIN EN ISO 10673 Form S;

Reihe 6: Schrauben mit Zylinderkopf und Spannscheiben DIN 6796 und DIN 6908.

TB 8-9 Fortsetzung


17	18	19	20	21	22	23	24	25	26	27	28	29	30	31		
10642	2009	10642	2009	10642	10642	2009									DIN EN ISO	
							974T1	974T1	974T1	974T1	15065	74T1	15065	74T1	DIN	
Kopf-durch-messer	Kopf-höhe	Schlüsselweite		Nennlängenbereich ^{1) 4)}		Senkdurchmesser ⁸⁾		Reihe 1		Reihe 4		Reihe 5		Reihe 6		Gewinde
d_2	d_3	k_5	k_6	s_3	l_5	l_6	d_4	d_4	d_4	d_4	d_5	d_5	$\approx t_1$	$\approx t_1$	d	
6,72	5,5	1,86	1,65	2	8 ... 30 (25)	5 ... 30 (30)	6,5	7	9	8	6,3	7,5	1,6	1,8	M3	
8,96	8,4	2,48	2,7	2,5	8 ... 40 (25)	6 ... 40 (40)	8	9	10	10	9,4	10	2,6	2,4	M4	
11,2	9,3	3,1	2,7	3	8 ... 50 (30)	8 ... 50 (45)	10	11	13	13	10,4	12,5	2,6	3,1	M5	
13,44	11,3	3,72	3,3	4	8 ... 60 (35)	8 ... 60 (45)	11	13	15	15	12,6	14,5	3,1	3,6	M6	
17,92	15,8	4,96	4,65	5	10 ... 80 (45)	10 ... 80 (45)	15	16	18	20	17,3	19	4,3	4,6	M8	
22,4	18,3	6,2	5	6	12 ... 100 (50)	12 ... 80 (45)	18	20	24	24	20	23,5	4,7	6	M10	
26,88	—	7,44	—	8	20 ... 100 (60)	—	20	24	26	33	—	28	—	7	M12	
—	—	8,4	—	—	25 ... 100 (65)	—	24	26	30	40	—	32	—	8	M14	
33,6	—	8,8	—	10	30 ... 100 (70)	—	26	30	33	43	—	35	—	8,5	M16	
40,32	—	10,16	—	12	35 ... 100 (90)	—	33	36	40	48	—	41,5	—	9,5	M20	
—	—	—	—	—	—	—	40	43	48	58	—	—	—	—	M24	
—	—	—	—	—	—	—	50	54	61	73	—	—	—	—	M30	

⁹⁾ s. TB 8-8 unter ⁶⁾.

¹⁰⁾ auch für DIN EN ISO 2010, 1482, 1483, 7046, 7047, 7050, 7051, 14584, 14586, 14587, 15482, 15483

¹¹⁾ DIN EN ISO 14579: Die Abmessungen der Innensechsrundschrauben (Torx-Schrauben) sind identisch mit DIN EN ISO 4762, bis auf die Abmessungen des Innensechsrund, s. DIN EN ISO 10664.

TB 8-7 Mitverspannte Zubehörteile für Schraubenverbindungen nach DIN (Auswahl). Einteilung nach DIN ISO 1891 (zu den Bildern sind die Nummern der betreffenden DIN-Normen gesetzt)

<i>Scheiben</i>		433 1441 6902 ISO 887 ISO 7089 ISO 7091-7094		ISO 7090 6916	436		440 <i>Rundloch (Form R) Vierkantloch (Form V)</i> <i>für Holzkonstruktionen</i>
		434 6918 <i>U-Scheibe ($\Delta 8\%$)</i>		435 6917 <i>I-Scheibe ($\Delta 14\%$)</i>		<i>U-Stahl</i> <i>Anwendungsbispiel</i>	
<i>Federringe¹⁾</i>		<i>gewölbt (Form B)</i>		<i>gewölbt (Form A)</i>			
<i>Federscheiben¹⁾</i>		<i>gewölbt (Form A)</i>		<i>gewölbt (Form B)</i>		<i>Spannscheibe</i>	
		<i>Zahnscheibe (Form J)</i>		<i>Zahnscheibe (Form V)</i>		<i>Fächerscheibe (Form A)</i>	
<i>Scheiben mit Lappen oder Nasen¹⁾</i>		<i>mit Lappen</i>		<i>Anwendungsbeispiel</i>		<i>mit Außennase</i>	
		<i>Sicherungsblech für Nutmuttern</i>		<i>mit 2 Lappen</i>			

¹⁾ Die Normen für Federringe, Federscheiben (außer Spannscheiben) und Sicherungsbleche wurden wegen ihrer Unwirksamkeit als Losdreh- und Setszsicherung bei Schrauben ab Festigkeitsklasse 8.8 zurückgezogen.

TB 8-10 Richtwerte für Setzbetrag und Grenzflächenpressung (nach VDI 2230)

a) Richtwerte für Setzbeträge bei massiven Schraubenverbindungen

	Längskraft			Querkraft		
	<10	10 ... <40	40 ... <160	<10	10 ... <40	40 ... <160
im Gewinde	3	3	3	3	3	3
f_z je Kopf- oder Mutterauflage	2,5	3	4	3	4,5	6,5
in μm je innere Trennfuge	1,5	2	3	2	2,5	3,5
Summe ¹⁾	9,5	11	14	11	14,5	19,5

¹⁾ Setzbetrag für Durchsteckschraube mit einer inneren Trennfuge.

TB 8-10 Fortsetzungb) Richtwerte für die Grenzflächenpressung p_G an den Auflageflächen verschraubter Teile (nach VDI 2230)

Werkstoffgruppe	Werkstoff der gedrückten Teile	Zugfestigkeit R_m N/mm ²	Grenzflächenpressung ¹⁾ p_G N/mm ²
Unlegierte Baustähle	S235 E295 S355	340 470 490	490 710 760
Feinkorn-Baustähle	S315MC S420MC	390 480	540 670
Niedriglegierte Vergütungsstähle	C45E 34CrNiMo6 37Cr4 16MnCr5 42CrMo4 34CrMo4	700 1100 850 1000 1000 900	770 1430 1105 1300 300 1170
Sintermetalle	SINT-D30	510	450
Nichtrostende Stähle	X4CrNi18-12 X5CrNiMo17-12-2 X6NiCrTiMoVB25-15-2	500 530 960	630 630 1200
Nickel-Basis-Legierungen	NiCr20TiAl MP35N	1000 1580	1000 1500
Gusseisen	GJL-250 GJS-400 GJS-500 GJS-600 GJV-300	250 400 500 600 300	850 600 750 900 480
Aluminium-Knetlegierungen	AlMgSi1F31 AlMgSi1F28 AlMg4,5MnF27 AlZnMgCu1,5	290 260 260 540	360 325 325 540
Aluminium-Gusslegierungen	GK-AISi9Cu3 GD-AISi9Cu3 GK-AISi7Mg wa	180 240 250	225 300 310
Magnesiumlegierungen	GK-AZ91-T4 GD-AZ91 (MgAl9Zn1) GD-AS41 (MgAl4Si)	240 200 190	290 280 230
Titanlegierung	TiAl6V4	890	1340

¹⁾ Beim motorischen Anziehen können die Werte der Grenzflächenpressung bis zu 25 % kleiner sein.**TB 8-11** Richtwerte für den Anziehfaktor k_A (nach VDI 2230)

Anziehverfahren	Streuung der Vorspannkräfte	Bemerkungen	Anziehfaktor k_A
Längungsgesteuertes Anziehen mit Ultraschall	±5 % bis ±9 %	kleinerer Wert bei direkter mechanischer größerer bei indirekter Ankopplung	1,1 bis 1,2
Streckgrenzgesteuertes oder drehwinkelgesteuertes Anziehen von Hand oder motorisch	±9 % bis ±17 %	Schrauben werden mit $F_{V\min}$ berechnet, d. h. $F_{V\min} = F_{VM}$	1,2 bis 1,4
Hydraulisches Anziehen (reibung- und torsionsfrei)	±5 % bis ±17 %	kleinerer Wert für Schrauben $k_A/d \geq 5$ bei Normschrauben und -muttern $k_A \geq 1,2$	1,1 bis 1,4
Drehmomentgesteuertes Anziehen mit Drehmomentschlüssel, signalgebendem Schlüssel oder Drehschrauber mit dynamischer Drehmomentmessung und versuchsmäßiger Bestimmung der Anziehdrehmomente am Originalverschraubungsteil	±17 % bis ±23 %	kleinerer Wert für große Anzahl von Einstell- und Kontrollversuchen (z. B. 20) und geringe Streuung des abgegebenen Momentes	1,4 bis 1,6
Drehmomentgesteuertes Anziehen mit Drehmomentschlüssel, signalgebendem Schlüssel oder Drehschrauber mit dynamischer Drehmomentmessung und Bestimmung der Anziehdrehmomente durch Schätzen der Reibungszahl (Oberflächen- und Schmierverhältnisse von großem Einfluss)	für $\mu_G = \mu_K = 0,04 - 0,10$ ±23 % bis ±33 % für $\mu_G = \mu_K = 0,08 - 0,16$ ±26 % bis ±43 %	kleinerer Wert für messende Drehmomentschlüssel bei gleichmäßigem Anziehen und für Präzisionsdrehschrauber größerer Wert für Signal gebende oder ausknickende Drehmomentschlüssel	1,6 bis 2,0 1,7 bis 2,5
Anziehen mit Schlagschrauber oder Impulsschrauber Anziehen von Hand ohne Messung des Anzieldrehmomentes	±43 % bis ±60 %	kleinerer Wert für große Anzahl von Einstellversuchen (Nachziehmoment), spielfreie Impulsübertragung	2,5 bis 4,0

TB 8-12 Reibungszahlen für Schraubenverbindungen bei verschiedenen Oberflächen- und Schmierzuständen

- a) Gesamtreibungszahl $\mu_{\text{ges}} = \mu_G = \mu_K$ bei Normalausführung
(nach Bauer & Schaurte Kärcher)

schwarz oder phosphatiert		galvanisch verzinkt 6 ... 12 μm	galvanisch vercadmet 6 ... 10 μm	mikroverkapselter Klebstoff (VERBUS-PLUS) ¹⁾
leicht geölt	MoS ₂ geschmiert			
0,12 ... 0,18	0,08 ... 0,12	0,12 ... 0,18	0,08 ... 0,12	0,14 ... 0,20

¹⁾ Für andere Klebstoffe $\mu_{\text{ges}} = 0,2 \dots 0,3$.

Die Berechnung erfolgt mit der niedrigsten Reibungszahl. Die Streuung der Reibungszahlen wird durch den Anziehfaktor berücksichtigt.

- b) Haftriebungszahlen in der Trennfuge (nach VDI-Richtlinie 2230)

Stoffpaarung	Stahl-Stahl/GS	Stahl-Stahl ¹⁾	Stahl-Stahl ²⁾	Stahl-GJL	Stahl-GJL ¹⁾	Stahl-GJS
Haftriebungs-zahl μ_T	trocken	0,1 ... 0,3	0,15 ... 0,40	0,04 ... 0,15	0,11 ... 0,24	0,26 ... 0,31
	geschmiert	0,07 ... 0,12			0,06 ... 0,1	
Haftriebungs-zahl μ_T	trocken	0,2 ... 0,26	0,15 ... 0,3	0,09 ... 0,36	0,25 ... 0,52	0,08 ... 0,25
	geschmiert		0,06 ... 0,2		0,08 ... 0,12	
Stoffpaarung	Stahl-GJS ¹⁾	GJL-GJL	GJL-GJL ³⁾	GJS-GJS	GJS-GJS ³⁾	GJL-GJS
Haftriebungs-zahl μ_T	trocken	0,12 ... 0,28	0,28	0,07 ... 0,25	0,07 ... 0,28	0,19 ... 0,41
	geschmiert	0,18	0,15 ... 0,2		0,05 ... 0,18	0,07 ... 0,12
Stoffpaarung	Stahl-Bronze	GJL-Bronze	Stahl-Cu-Leg.	Stahl-Al-Leg.	Alu-Alu	Alu-Alu ³⁾
Haftriebungs-zahl μ_T	trocken	0,12 ... 0,28	0,28	0,07 ... 0,25	0,07 ... 0,28	0,19 ... 0,41
	geschmiert	0,18	0,15 ... 0,2		0,05 ... 0,18	0,07 ... 0,12

¹⁾ gereinigt ²⁾ einsatzgehärtet ³⁾ gereinigt/entfettet

- c) Reibungszahl μ_G im Gewinde (nach Strelow)

Gewinde		Außengewinde (Schraube)											
		Werkstoff		Stahl									
Innengewinde (Mutter)	Werkstoff	Oberfläche		schwarzvergütet oder phosphatiert				galvanisch verzinkt (Zn6)		galvanisch cadmiert (Cd6)			
		Gewinde-fertigung	Gewinde-fertigung	gewalzt		geschnitten oder gewalzt		geschnitten oder gewalzt					
				trocken	trocken			0,10 bis 0,18	0,10 bis 0,18	0,12 bis 0,16	0,08 bis 0,14		
								0,10 bis 0,16	0,10 bis 0,18	0,12 bis 0,20	0,08 bis 0,14		
								0,08 bis 0,14	0,12 bis 0,16	0,12 bis 0,14	0,14 bis 0,25		
								0,10 bis 0,18	0,10 bis 0,18	0,10 bis 0,18	0,08 bis 0,16		
								0,08 bis 0,20	0,08 bis 0,16	0,08 bis 0,14	0,14 bis 0,25		

TB 8-12 Fortsetzungd) Reibungszahl μ_K in der Kopf- bzw. Mutterauflage (nach Strelow)

		Auflagefläche			Schraubenkopf									
		Werkstoff			Stahl									
Gegenlage	AlMg	Oberfläche			schwarz oder phosphatiert					galvanisch verzinkt (Zn6)		galvanisch cadmiert (Cd6)		
		Fertigung		Werkstoff	gepresst		gedreht		geschliffen	gepresst				
					trocken	geölt	MoS ₂	geölt	MoS ₂	geölt	trocken	geölt	trocken	geölt
		trocken	blank	blank	–	0,16 bis 0,22	–	0,10 bis 0,18	–	0,16 bis 0,22	0,10 bis 0,18	–	0,08 bis 0,16	–
					0,12 bis 0,18	0,10 bis 0,18	0,08 bis 0,12	0,10 bis 0,18	0,08 bis 0,12	–	0,10 bis 0,18		0,08 bis 0,16	0,08 bis 0,14
					0,10 bis 0,16		–	0,10 bis 0,16	–	0,10 bis 0,18	0,16 bis 0,20	0,10 bis 0,18	–	–
					0,08 bis 0,16					–	–	0,12 bis 0,20	0,12 bis 0,14	
					–	0,10 bis 0,18	–	–	–	0,10 bis 0,18			0,08 bis 0,18	–
					–	0,14 bis 0,20	–	0,10 bis 0,18	–	0,14 bis 0,22	0,10 bis 0,18	0,10 bis 0,16	0,08 bis 0,16	–
					–	0,08 bis 0,20			–	–	–	–	–	–

TB 8-13 Richtwerte zur Vorwahl der Schrauben

Festigkeitsklasse	Nenndurchmesser in mm für Schaftschrauben bei Kraft je Schraube ¹⁾ F_B bzw. F_Q in kN bis												
	stat. axial	dyn. axial	1,6 1 0,32	2,5 1,6 0,5	4 2,5 0,8	6,3 4,0 1,25	10 6,3 2	16 10 3,15	25 16 5	40 25 8	63 40 12,5	100 63 20	160 100 31,5
4,6	6	8	10	12	16	20	24	27	33	—	—	—	—
4,8, 5,6	5	6	8	10	12	16	20	24	30	—	—	—	—
5,8, 6,8	4	5	6	8	10	12	14	18	22	27	—	—	—
8,8	4	5	6	8	8	10	14	16	20	24	30	—	—
10,9	—	4	5	6	8	10	12	14	16	20	27	30	—
12,9	—	4	5	5	8	10	12	16	20	24	30	—	—

¹⁾ Für Dehnschrauben, bei exzentrisch angreifender Betriebskraft F_B oder bei sehr großen Anziehfaktoren sind die Durchmesser der nächsthöheren Laststufe zu wählen, bei sehr kleinen Anziehfaktoren die der nächstkleineren.

TB 8-14 Spannkräfte F_{sp} und Spannmomente M_{sp} für Schaft- und Dehnschrauben bei verschiedenen Gesamtreibungszahlen $\mu_{ges}^{1)}$

Regel- bzw. Feingewinde	$\mu_{ges} = \mu_G = \mu_K$	Schaftschrauben						Dehnschrauben ($d_T \approx 0,9 d_3$)					
		Spannkraft F_{sp} in kN			Spannmoment M_{sp} in Nm			Spannkraft F_{sp} in kN			Spannmoment M_{sp} in Nm		
		8,8	10,9	12,9	8,8	10,9	12,9	8,8	10,9	12,9	8,8	10,9	12,9
M5	0,08	7,6	11,1	13,0	4,4	6,5	7,6	5,3	7,8	9,1	3,1	4,5	5,3
	0,10	7,4	10,8	12,7	5,2	7,6	8,9	5,1	7,6	8,9	3,6	5,3	6,2
	0,12	7,2	10,6	12,4	5,9	8,6	10,0	5,0	7,3	8,6	4,1	6,0	7,0
	0,14	7,0	10,3	12,0	6,5	9,5	11,2	4,8	7,1	8,3	4,5	6,6	7,7
M6	0,08	10,7	15,7	18,4	7,7	11,3	13,2	7,5	11,0	12,9	5,4	7,9	9,2
	0,10	10,4	15,3	17,9	9,0	13,2	15,4	7,3	10,7	12,5	6,2	9,1	10,7
	0,12	10,2	14,9	17,5	10,1	14,9	17,4	7,0	10,3	12,1	7,0	10,3	12,0
	0,14	9,9	14,5	17,0	11,3	16,5	19,3	6,8	9,9	11,6	7,7	11,3	13,2
M8	0,08	19,5	28,7	33,6	18,5	27,2	31,8	13,8	20,3	23,8	13,1	19,2	22,5
	0,10	19,1	28,0	32,8	21,3	31,8	37,2	13,4	19,7	23,1	15,2	22,3	26,1
	0,12	18,6	27,3	32,0	24,6	36,1	42,2	13,0	19,1	22,3	17,1	25,2	29,5
	0,14	18,1	26,6	31,1	27,3	40,1	46,9	12,5	18,4	21,5	18,9	27,8	32,5
M8 × 1	0,08	21,2	31,1	36,4	19,3	28,4	33,2	15,5	22,7	26,6	14,1	20,7	24,3
	0,10	20,7	30,4	35,6	22,8	33,5	39,2	15,0	22,1	25,8	16,6	24,3	28,5
	0,12	20,2	29,7	34,7	26,1	38,3	44,9	14,6	21,4	25,1	18,8	27,7	32,4
	0,14	19,7	28,9	33,9	29,2	42,8	50,1	14,1	20,7	24,3	20,9	30,7	35,9
M10	0,08	31,0	45,6	53,3	35,9	52,7	61,7	22,1	32,5	38,0	25,6	37,6	44,0
	0,10	30,3	44,5	52,1	42,1	61,8	72,3	21,5	31,5	36,9	29,8	43,7	51,2
	0,12	29,6	43,4	50,8	47,8	70,2	82,2	20,8	30,5	35,7	33,6	49,4	57,8
	0,14	28,8	42,3	49,5	53,2	78,1	91,3	20,1	29,5	34,6	37,1	54,5	63,8
M10 × 1,25	0,08	33,1	48,6	56,8	37,2	54,6	63,9	24,2	35,5	41,5	27,2	39,9	46,7
	0,10	32,4	47,5	55,6	43,9	64,5	75,4	23,5	34,5	40,4	31,9	46,8	54,8
	0,12	31,6	46,4	54,3	50,2	73,7	86,2	22,8	33,5	39,2	36,2	53,2	62,2
	0,14	30,8	45,2	53,0	56,0	82,3	96,3	22,1	32,4	37,9	40,2	59,0	69,0
M12	0,08	45,2	66,3	77,6	62,7	92,0	108	32,3	47,5	55,6	44,9	65,9	77,1
	0,10	44,1	64,9	75,9	73,5	108	126	31,4	46,1	54,0	52,3	76,8	89,8
	0,12	43,1	63,3	74,1	83,6	123	144	30,4	44,7	52,3	59,1	86,8	102
	0,14	41,9	61,6	72,1	93,1	137	160	29,4	43,1	50,6	65,3	95,9	112
M12 × 1,25	0,08	50,1	73,6	86,2	66,3	97,4	114	37,3	54,8	64,1	49,4	72,5	84,8
	0,10	49,1	72,1	84,4	78,8	116	135	36,4	53,4	62,5	52,3	85,6	100
	0,12	48,0	70,5	82,5	90,5	133	155	35,3	51,9	60,7	66,6	97,8	114
	0,14	46,8	68,8	80,5	101	149	174	34,2	50,3	58,9	74,2	109	127
M14	0,08	62,0	91,0	106	99,6	146	171	44,5	65,3	76,4	71,5	105	123
	0,10	60,6	88,9	104	117	172	201	43,2	63,4	74,2	83,4	122	143
	0,12	59,1	86,7	101	133	195	229	41,8	61,4	71,9	94,3	138	162
	0,14	57,5	84,4	98,8	148	218	255	40,4	59,4	69,5	104	153	179
M16	0,08	84,7	124	145	153	224	262	61,8	90,8	106	111	164	191
	0,10	82,9	122	142	180	264	309	60,1	88,3	103	131	192	225
	0,12	80,9	119	139	206	302	354	58,3	85,7	100	148	218	255
	0,14	78,8	116	135	230	338	395	56,5	82,9	97,0	165	242	283
M16 × 1,5	0,08	91,4	134	157	159	233	273	68,6	101	118	119	175	205
	0,10	89,6	132	154	189	278	325	66,9	98,3	115	141	207	243
	0,12	87,6	129	151	218	320	374	65,1	95,6	112	162	238	278
	0,14	85,5	125	147	244	359	420	63,1	92,7	108	181	265	310
M20	0,08	136	194	227	308	438	513	100	142	166	225	320	375
	0,10	134	190	223	363	517	605	97	138	162	264	376	440
	0,12	130	186	217	415	592	692	94	134	157	300	427	499
	0,14	127	181	212	464	661	773	91	130	152	332	473	554
M20 × 1,5	0,08	154	219	257	327	466	545	117	167	196	249	355	416
	0,10	151	215	252	392	558	653	115	163	191	298	424	496
	0,12	148	211	246	454	646	756	112	159	186	342	488	571
	0,14	144	206	241	511	728	852	108	154	181	384	547	640
M24	0,08	196	280	327	529	754	882	143	204	239	387	551	644
	0,10	192	274	320	625	890	1041	140	199	233	454	646	756
	0,12	188	267	313	714	1017	1190	135	193	226	515	734	859
	0,14	183	260	305	798	1136	1329	131	187	218	572	814	953
M24 × 2	0,08	217	310	362	557	793	928	165	235	274	422	601	703
	0,10	213	304	355	666	949	1110	161	229	268	502	715	837
	0,12	209	297	348	769	1095	1282	156	223	261	576	821	961
	0,14	204	290	339	865	1232	1442	152	216	253	645	919	1075

1) Die Tabellenwerte gelten für eine 90%ige Ausnutzung der Mindestdehngrenze. Für andere Ausnutzungsgrade ν sind die Werte mit $\nu/0,9$ zu multiplizieren.

2) Für Schrauben anderer Festigkeitsklassen sind die Tabellenwerte im Verhältnis der Streck- bzw. 0,2 %-Dehngrenzen proportional umzurechnen.

Die Homepage zum Buch finden Sie unter:

<http://roloff-matek.de>

Dort finden Sie:

- Interaktive EXCEL-Arbeitsblätter**
- Kontroll- und Wiederholungsfragen**

Nord-Lock

Schraubensicherung ohne Kompromisse

Die Nord-Lock Keilsicherungstechnologie ist seit Jahrzehnten das bewährte Prinzip zur Sicherung von Schraubenverbindungen. Die original **Nord-Lock Keilsicherungsscheiben** sind nach DIN 25 201 ein rein mechanisches Befestigungselement, das Schraubenverbindungen durch Klemmkraft anstatt durch Reibung sichert. Die **Nord-Lock Keilsicherungsfederscheibe®** kombiniert erstmalig das Keilsicherungsprinzip mit einer Federwirkung.

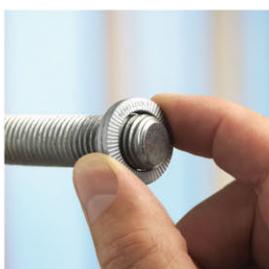
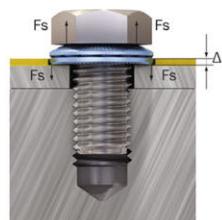
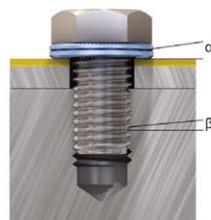


Das Funktionsprinzip

Die Keilsicherungsscheiben haben auf der Innenseite Keilflächen und auf der Außenseite Radialrippen. Der Winkel „ α “ der Keilflächen ist größer als die Gewindesteigung „ β “. Wenn die Schraube/Mutter angezogen wird, prägen sich die Radialrippen formschlüssig in die Gegenauflage ein. Das Scheibenpaar sitzt fest an seinem Platz und Bewegungen sind nur noch zwischen den aufeinanderliegenden Keilflächen möglich. Schon bei geringster Drehung in Löserichtung erfolgt aufgrund der Keilwirkung eine Erhöhung der Klemmkraft – die Schraube sichert sich somit selbst.

Direkt nach dem Anziehen setzt sich die Schraubenverbindung. Diese Setzerscheinungen werden durch die Federwirkung der **Nord-Lock Keilsicherungsfederscheiben®** ausgeglichen.

Der Federeffekt (F_s) wirkt den Setzerscheinungen (L) der Schraubenverbindung entgegen und dadurch wird ein Verlust der Klemmkraft in der Schraubenverbindung verhindert. Die Nord-Lock Keilsicherungsfederscheiben bieten somit eine effektive Sicherung gegen Lösen bei Vibrationen und dynamischen Belastungen und gegen Lockern aufgrund von Setzerscheinungen und Relaxation.



Die Vorteile

- Maximale Sicherheit für Schraubenverbindungen
- Sicherung durch Klemmkraft anstatt durch Reibung
- Erhalt der Klemmkraft bei Vibrationen, dynamischen Belastungen, Setzerscheinungen und Relaxation
- Sicherungsfunktion auch bei Schmierung
- Schnelle und einfache Montage/Demontage
- Sicherungsfunktion bei hohen und niedrigen Vorspannkräften gewährleistet
- Gleicher Temperatureinsatz wie Schraube/Mutter

Nord-Lock GmbH

Tel +49 7363 9660 0

info@nord-lock.de

www.nord-lock.de

NORD-LOCK®
Bolt securing systems

TB 8-15 Einschraublängen l_e für Grundlochgewinde – Anhaltswerte nach Schrauben-vademecum

Werkstoff der Bauteile	R_m in N/mm ²	Mindest-Einschraublänge l_e ohne Ansenkungen bei Festigkeitsklasse der Schraube				
		8.8 $d/P < 9$	8.8 $d/P \geq 10$	10.9 $d/P < 9$	10.9 $d/P \geq 10$	12.9 $d/P < 9$
Stahl	> 360 > 500 > 800	1,0d 0,9d 0,8d	1,25d 1,0d 0,8d	1,25d 1,0d 0,9d	1,4d 1,2d 0,9d	1,4d 1,2d 1,0d
GJL 250	> 220	1,0d	1,25d	1,25d	1,4d	1,4d
AlMg-Leg.	> 180 > 330	2–2,5d 2,0d	1,4d 1,4d	1,4d 1,4d	1,6d 1,6d	– –
AlCuMg-Leg.	> 550	1,1d	1,4d	1,4d	1,6d	–
AlZnMgCu-Leg.	> 550	1,0d	1,4d	1,4d	1,6d	–
GMgAl9Zn1	> 230	1,5–2d	1,4d	1,4d	1,6d	–

Normalgewinde: Gewindefeinheit $d/P < 9$; Feingewinde: Gewindefeinheit $d/P \geq 10$

TB 8-16 Funktion/Wirksamkeit von Schraubensicherungen (nach VDI 2230)

Ursache des Lösens	Elemente/ Wirkprinzip	Funktion	Beispiele (TB 8-5 bis TB 8-8) Wirksamkeit
Lockern durch Setzen und/oder Relaxion	mitverspannte federnde Elemente	teilweise Kompensation von Setz- und Relaxionsverlusten	Tellerfedern Spannscheiben DIN 6796 und DIN 6908 Kombischrauben DIN 6900 Kombimuttern Federringe, Federscheiben, Zahnscheiben, Fächerscheiben – Normen zurückgezogen wegen Unwirksamkeit
Losdrehen durch Aufhebung der Selbsthemmung	formschlüssige Elemente	Verliersicherung	Kronenmuttern DIN 935 und DIN 979 (Schrauben nach dem Verspannen bohren und mit Splint sichern) – bei schwingender Querbelastung unwirksam Drahtsicherung (Mutter mit Schraube nach dem Verspannen durchbohren und mit Draht sichern) – unwirksam bei hochfesten Schrauben Sicherungsbleche – unwirksam bei hochfesten Schrauben
	klemmende Elemente		Ganzmetallmuttern mit Klemmteil DIN EN ISO 7042, 7719, 10513, DIN EN 1664 und 1667 Muttern mit Kunststoffeinsatz ¹⁾ DIN EN ISO 7040, 10511, 10512, DIN EN 1663 und 1666 Schrauben mit klemmender Beschichtung nach DIN 267-28 gewindefurchende Schrauben DIN 7500
	sperrende Elemente	Losdrehsicherung	Keilsicherungsscheiben, SC-Keilsicherungsscheiben ²⁾ Flanschschrauben und -muttern mit Verzahnung/ Verrippung ²⁾ Sperrkantscheiben ²⁾
	stoffschlüssige Elemente		mikroverkapselte Schrauben nach DIN 267-27 ¹⁾ Flüssig-Klebstoff ¹⁾
Lockern und Losdrehen	sperrende und federnde Elemente	Losdrehsicherung mit Setzkompensation	Keilsicherungsfederscheiben ²⁾

¹⁾ Temperaturabhängigkeit beachten.

²⁾ Wirksamkeit nur bis zu bestimmten Oberflächenhärten, siehe Herstellerangaben.

TB 8-17 Beiwerte α_b und k_1 zur Ermittlung der Lochleibungstragfähigkeit im Stahl- und Aluminiumumbau (EC3 und EC9)

Beiwert	Innere Schrauben (Niet)	Randschrauben (-niet)	jedoch
in Krafrichtung	$\alpha_b = \frac{p_1}{3 \cdot d_0} - \frac{1}{4}$ für $p_1 \geq 2,2 d_0$	$\alpha_b = \frac{e_1}{3 \cdot d_0}$ für $e_1 \geq 1,2 d_0$	$\alpha_b \leq R_{mS}/R_m$ und $\alpha_b \leq 1$
senkrecht zur Krafrichtung	$k_1 = 1,4 \cdot \frac{p_2}{d_0} - 1,7$ empfohlen: $p_2 \geq 3,0 d_0$ interpolieren wenn: $2,4 d_0 \leq p_2 < 3,0 d_0$	$k_1 = \min \begin{cases} 2,8 \cdot \frac{e_2}{d_0} - 1,7 \\ 1,4 \cdot \frac{p_2}{d_0} - 1,7 \end{cases}$ empfohlen: $e_2 \geq 1,5 d_0$ interpolieren wenn: $1,2 d_0 \leq e_2 < 1,5 d_0$	$k_1 \leq 2,5$

Rand- und Lochabstände e_1, e_2, p_1 und p_2 siehe TB 7-2
 d_0 Lochdurchmesser

8

TB 8-18 Richtwerte für die zulässige Flächenpressung p_{zul} bei Bewegungsschrauben

Gleitpartner (Werkstoff)		p_{zul} in N/mm ²
Schraube (Spindel)	Mutter	
Stahl (z. B. C15, 35S20, E295)	Gusseisen GS, GJMW CuSn- und CuAl-Leg. Stahl (z. B. C35) Kunststoff „Turcite-A“ ¹⁾ Kunststoff „Nylatron“ ²⁾	3 ... 7 5 ... 10 10 ... 20 10 ... 15 5 ... 15 ... 55
CuSn- und CuAl-Legierung	Stahl (z. B. C35)	10 ... 20

¹⁾ Hersteller: Busak + Luyken, Stuttgart-Vaihingen.

²⁾ Gusspolyamid mit MoS₂. Hersteller: Neff Gewindespindeln GmbH, Waldenbuch.

1) 2) wartungs- und geräuscharm, kein Spindelverschleiß, stick-slip-frei.

Hohe Werte bei aussetzendem Betrieb, hoher Festigkeit der Gleitpartner und niedriger Gleitgeschwindigkeit. Bei seltener Betätigung (z. B. Schieber) bis doppelte Werte.

9 Bolzen-, Stiftverbindungen und Sicherungselemente

TB 9-1 Richtwerte für die zulässige mittlere Flächenpressung (Lagerdruck) p_{zul} bei niedrigen Gleitgeschwindigkeiten (z. B. Gelenke, Drehpunkte)

p_{zul} wird durch die Verschleißrate des Lagerwerkstoffes bestimmt. ()-Werte gelten für kurzzeitige Lastspitzen

Bei Schwellbelastung gelten die 0,7-fachen Werte.

Zeile	Gleitpartner (Lager-/Bolzenwerkstoff) ¹⁾	p_{zul} in N/mm ²
1	bei Trockenlauf (wartungsfrei): PTFE Composite ²⁾ /St	80 (250)
2	iglidur X ³⁾ /St gehärtet	150
3	iglidur G ³⁾ /St gehärtet	80
4	DU-Lager ⁴⁾ /St	60 (140)
5	Sinterbronze mit Festschmierstoff/St	80
6	Verbundlager (Laufschicht PTFE)/St	30 (150)
7	PA oder POM/St	20
8	PE/St	10
9	Sinterisen, ölgetränkt (Sint-B20)/St	8
10	bei Fremdschmierung: Tokatbronz ⁵⁾ /St	100
11	St gehärtet/St gehärtet	25
12	Cu-Sn-Pb-Legierung/St gehärtet	40 (100)
13	Cu-Sn-Pb-Legierung/St	20
14	GG/St	5
15	Pb-Sn-Legierung/St	3 (20)

- ¹⁾ Harte und geschliffene Bolzenoberfläche ($R_a \approx 0,4 \mu\text{m}$) günstig.
- ²⁾ Kunststoffbeschichteter Stahlrücken
Hersteller: SKF
- ³⁾ Thermoplastische Legierung mit Fasern und Festschmierstoffen.
Hersteller: igus GmbH, Bergisch Gladbach
- ⁴⁾ Auf Stahlrücken (Buchse, Band) aufgesinterte Zinnbronzeschicht, deren Hohlräume mit PTFE und Pb gefüllt sind.
Hersteller: Karl Schmidt GmbH, Neckarsulm.
- ⁵⁾ Mit Bleible bronze beschichteter Stahl
Hersteller: Kugler Bimetal, Le Lignon/Genf.

TB 9-2 Bolzen nach DIN EN 22340 (ISO 2340), DIN EN 22341 (ISO 2341) und DIN 1445, Lehrbuch Bild 9-1 (Auswahl)

Maße in mm

d_1	h11	5	6	8	10	12	16	20	24	30	36	40	50	60
d_2	h14	8	10	14	18	20	25	30	36	44	50	55	66	78
d_3	H13	1,2	1,6	2	3,2	3,2	4	5	6,3	8	8	8	10	10
d_4		—	—	M6	M8	M10	M12	M16	M20	M24	M27	M30	M36	M42
b min.	Hilfsmaß	—	—	11	14	17	20	25	29	36	39	42	49	58
k	js14	1,6	2	3	4	4	4,5	5	6	8	8	8	9	12
w		2,9	3,2	3,5	4,5	5,5	6	8	9	10	10	10	12	14
z_1 max.		2	2	2	2	3	3	4	4	4	4	4	4	6
SW		—	—	11	13	17	22	27	32	36	46	50	60	70
Splint DIN EN ISO 1234		1,2 × 10	1,6 × 12	2 × 14	3,2 × 18	3,2 × 20	4 × 25	5 × 32	6,3 × 36	8 × 45	8 × 50	8 × 56	10 × 71	10 × 80
Scheibe DIN EN 28738	s	1	1,6	2	2,5	3	3	4	4	5	6	6	8	10
	d_5	10	12	15	18	20	24	30	37	44	50	56	66	78
Federstecker d_4 DIN 11024		—	—	—	2,5	3,2	4	5	5	6	7	7	8	—

Bolzen mit d_1 : 3 4 14 18 22 27 33 45 55 70 80 90 100 siehe Normen.

Die handelsüblichen Längen l_1 liegen zwischen $2d_1$ und $10d_1$.

Längen über 200 mm sind von 20 mm zu 20 mm zu stufen.

Stufung der Länge l_1 : 6 8 10 12 14 16 18 20 22 24 26 28 30 32 35 40 45 50 55 60 65 70 75 80 85 90 95 100 120 140 160 180 200

Kopfanfasung $z_2 > 45^\circ$ mit $z_2 \approx z_1/2$. Übergangsradius r : 0,6 mm bis $d_1 = 16$ mm, 1 mm ab $d_1 = 18$ mm.

Bei Bolzen der Form B mit Splintlöchern errechnet sich die Gesamtlänge aus der Klemmlänge l_k z.B. nach Bild 9-1b: $l_1 = l_k + 2(s+w) + d_3$. Das so errechnete Kleinstmaß l_1 ist möglichst auf die nächstgrößere Länge l_1 der Tabelle aufzurunden. Sollte sich hierdurch eine konstruktiv nicht vertretbare zu große Klemmlänge l_k ergeben, so ist der erforderliche Splintabstand $l_2 = l_k + 2s + d_3$ in der Bezeichnung anzugeben.

Bezeichnung eines Bolzens ohne Kopf, Form B, mit Nenndurchmesser $d_1 = 16$ mm und Nennlänge $l_1 = 55$ mm, mit verringerterem Splintlochabstand $l_2 = 40$ mm, aus Automatenstahl (St):

Bolzen ISO 2340-B-16 × 55 × 40-St.

Bei Bolzen mit Gewindezapfen errechnet sich die Länge l_1 aus der Klemmlänge l_k plus Zapfenlänge b . Die so ermittelte Länge l_1 ist auf den nächstgrößeren Tabellenwert aufzurunden. Die Zapfenlänge b vergrößert sich dann entsprechend.

Bezeichnung eines Bolzens mit Kopf und Gewindezapfen DIN 1445 von Durchmesser $d_1 = 30$ mm, mit Toleranzfeld h11, Klemmlänge $l_3 = 63$ mm und (genormter) Länge $l_1 = 100$ mm, aus Automatenstahl (St):

Bolzen DIN 1445-30h11 × 63 × 100-St.

TB 9-3 Abmessungen in mm von ungehärteten Zylinderstiften DIN EN ISO 2338 (Auswahl), Lehrbuch Bild 9-6a

$d \text{ m6/h8}$	1,5	2	2,5	3	4	5	6	8	10	12	16	20	25	30	40	50
$c \approx$	0,3	0,35	0,4	0,5	0,63	0,8	1,2	1,6	2	2,5	3	3,5	4	5	6,3	8
$l \text{ von bis}$	4	6	6	8	8	10	12	14	16	22	26	35	50	60	80	95

Stufung der Länge l : 4 5 6 bis 32 Stufung 2 mm, 35 bis 95 Stufung 5 mm, 100 bis 200 und darüber Stufung 20 mm

Werkstoff: St = Stahl mit Härte 125 HV30 bis 245 HV30

A1 = austenitischer nichtrostender Stahl (Härte 210 HV30 bis 280 HV30)

Oberflächenbeschaffenheit: blank, falls nichts anderes vereinbart.

Bezeichnung eines ungehärteten Zylinderstiftes aus austenitischem nichtrostendem Stahl der Sorte A1, mit Nenn-durchmesser $d = 12 \text{ mm}$, Toleranzklasse h8 und Nennlänge $l = 40 \text{ mm}$: Zylinderstift ISO 2338-12h8 × 40-A1

TB 9-4 Mindest-Abscherkraft in kN für zweischnittige Stiftverbindungen (Scherversuch nach DIN EN 28749, Höchstbelastung bis zum Bruch)

Stiftart	Stiftdurchmesser d in mm												
	1,5	2	2,5	3	4	5	6	8	10	12	16	20	25
Zylinderkerbstifte DIN EN ISO 8740 Stahl (Härte 125 bis 245 HV30)	1,6	2,84	4,4	6,4	11,3	17,6	25,4	45,2	70,4	101,8	181	283	444
Spannstifte (-hülsen) leichte Ausführung DIN EN ISO 13337 ¹⁾		1,5	2,4	3,5	8	10,4	18	24	40	48	98	158	202
Spannstifte (-hülsen) schwere Ausführung DIN EN ISO 8752 ¹⁾	1,58	2,82	4,38	6,32	11,24	17,54	26,04	42,76	70,16	104,1	171	280,6	438,5
Spiralspannstifte Regelausführung DIN EN ISO 8750 ¹⁾	1,45	2,5	3,9	5,5	9,6	15	22	39	62	89	155	250	

¹⁾ Werkstoff: Stahl und martensitischer nichtrostender Stahl, gehärtet.

TB 9-5 Pass- und Stützscheiben DIN 988 (Auswahl); Abmessungen in mm, Maßbild 9-11c

Lochdurchmesser d_1 (D12)	13	14	15	16	17	18	19	20	22	22	25	25	26	28	30	32	35	36	37	40	42
Aussendurchmesser d_2 (d12)	19	20	21	22	24	25	26	28	30	32	35	36	37	40	42	45	45	45	47	50	52
Dicke s der Stützscheibe ¹⁾	1,5–0,05					2–0,05					2,5–0,05										
Lochdurchmesser d_1 (D12)	45	45	48	50	50	52	55	56	56	60	63	65	70	75	80	85	90	95	100	100	105
Aussendurchmesser d_2 (d12)	55	56	60	62	63	65	68	70	72	75	80	85	90	95	100	105	110	115	120	125	130
Dicke s der Stützscheibe ¹⁾	3–0,06										3,5–0,06										

Pass- und Stützscheiben von $d_1 = 3$ bis 12 und 110 bis 170 s. Norm

¹⁾ Dicke s der Passscheiben für alle Durchmesser: 0,1 0,15 0,2 0,3 0,5 1,0 1,1 1,2 1,3 1,4 1,5 1,6 1,7 1,8 1,9 2,0

Toleranzen der Passscheiben: -0,03 für $s = 0,1$ und 0,15; -0,04 für $s = 0,2$ und -0,05 für $s \geq 0,3$.

Bezeichnung einer Passscheibe mit Lochdurchmesser $d_1 = 30 \text{ mm}$, Außendurchmesser $d_2 = 42 \text{ mm}$ und Dicke $s = 1,2 \text{ mm}$: Passscheibe DIN 988 – 30 × 42 × 1,2.

Bezeichnung einer Stützscheibe (S) mit Lochdurchmesser $d_1 = 30 \text{ mm}$, Außendurchmesser $d_2 = 42 \text{ mm}$: Stützscheibe DIN 988 – S 30 × 42.

TB 9-6 Achshalter nach DIN 15058 (Auswahl), Maßbild 9-16. Maße in mm

Breite \times Dicke $a \times b$	20 × 5				25 × 6				30 × 8							
Achsdurchmesser d_2	18	20	22	25	28	(30)	32	(35)	36	40	45	50	(55)	56	(60)	63
Länge c_1	60				80				100							
Lochabstand c_2	36				50				70							
Lochdurchmesser d_1	9 (M8)				11 (M10)				13,5 (M12)							
Abstand f	16	16	17	18	22	22	23	24	24	26	31	33	35	35	36	37
Nuttiefe g	3	4	4	4,5	4,5	5,5	5,5	6	6,5	6,5	6,5	7	7,5	8	9	9,5
Überstand h	10				12				16							

Eingeklammerte Größen möglichst vermeiden.

TB 9-7 Sicherungsringe und -scheiben für Wellen und Bohrungen (Auswahl); Abmessungen in mm

Sicherungsringe für Wellen (Regelausführung) DIN 471								
	Wellendurchmesser <i>d</i> ₁	Ring		Nut ⁸⁾		Tragfähigkeit		
		<i>s</i> ³⁾	<i>a</i> max	<i>d</i> ₂ ⁴⁾	<i>m</i> H13	<i>n</i> min	Nut <i>F</i> _N ⁶⁾ kN	Ring <i>F</i> _R ⁷⁾ kN
	6	0,7	2,7	5,7	0,8	0,5	0,46	1,45
	8	0,8	3,2	7,6	0,9	0,6	0,81	3,0
	10	1	3,3	9,6	1,1	0,6	1,01	4,0
	12	1	3,3	11,5	1,1	0,8	1,53	5,0
	15	1	3,6	14,3	1,1	1,1	2,66	6,9
	17	1	3,8	16,2	1,1	1,2	3,46	8
	20	1,2	4	19	1,3	1,5	5,06	17,1
	25	1,2	4,4	23,9	1,3	1,7	7,05	16,2
	30	1,5	5	28,6	1,6	2,1	10,73	32,1
	35	1,5	5,6	33	1,6	3	17,8	30,8
	40	1,75	6	37,5	1,85	3,8	25,3	51,0
	45	1,75	6,7	42,5	1,85	3,8	28,6	49,0
	50	2	6,9	47	2,15	4,5	38,0	73,3
	55	2	7,2	52	2,15	4,5	42,0	71,4
	60	2	7,4	57	2,15	4,5	46,0	69,2
	65	2,5	7,8	62	2,65	4,5	49,8	135,6
	70	2,5	8,1	67	2,65	4,5	53,8	134,2
	75	2,5	8,4	72	2,65	4,5	57,6	130,0
	80	2,5	8,6	76,5	2,65	5,3	71,6	128,4
	85	3	8,7	81,5	3,15	5,3	76,2	215,4
	90	3	8,8	86,5	3,15	5,3	80,8	217,2
	95	3	9,4	91,5	3,15	5,3	85,5	212,2
	100	3	9,6	96,5	3,15	5,3	90,0	206,4
	105	4	9,9	101	4,15	6	107,6	471,8
	110	4	10,1	106	4,15	6	113,0	457,0
	120	4	11	116	4,15	6	123,5	424,6
	130	4	11,6	126	4,15	6	134,0	395,5
	140	4	12	136	4,15	6	144,5	376,5
	150	4	13	145	4,15	7,5	193,0	357,5

DIN 471 umfasst Ringe von $d_1 = 3$ bis 300 mm in der Regelausführung und von $d_1 = 15$ bis 100 mm in der schweren Ausführung.

Bei Umfangsgeschwindigkeiten der Wellen bis $\varnothing 100 \text{ mm} \leq 22 \text{ m/s}$ und $\varnothing > 100 \text{ mm} \leq 15 \text{ m/s}$ ist das Aufspreizen der Ringe für Wellen nicht zu befürchten. Genaue Ablösedrehzahlen siehe Norm.

$$1) \quad d_4 = d_1 + 2,1a.$$

$$2) \quad d_4 = d_1 - 2,1a.$$

³⁾ Dicke <i>s</i>	$\leq 0,8$	$1 \dots 1,75$	$2 \dots 2,5$	3	4	.
zul. Abw.	-0,05	-0,06	-0,07	-0,08	-0,1	.

⁴⁾ Nutdurchm. <i>d</i> ₂	$\leq 9,6$	$10,5 \dots 21$	$22,9 \dots 96,5$	≥ 101	.
Toleranzklasse	h10	h11	h12	h13	.

⁵⁾ Nutdurchm. <i>d</i> ₂	≤ 23	$25,2 \dots 103,5$	≥ 106	.
Toleranzklasse	H11	H12	H13	.

6) Tragfähigkeit der Nut bei $R_{eL} = 200 \text{ N/mm}^2$ ohne Sicherheit gegen Fließen und Dauerbruch. Bei stat. Belastung 2fache Sicherheit gegen Bruch. Für abweichende Nuttiefen *t'* und Streckgrenzen R'_{eL} gilt:

$$F'_N = F_N \cdot \frac{t'}{t} \cdot \frac{R'_{eL}}{200}. \quad \text{Bei Sicherungsscheiben } \frac{d_1 - d_2}{d'_1 - d_2} \text{ statt } \frac{t}{t'}.$$

7) Tragfähigkeit des Sicherungsringes bei scharfkantiger Anlage der andrückenden Teile. Stark verringerte Tragfähigkeit bei Kantenabstand (Fase) siehe Norm.

8) Die Ausrundung *r* des Nutgrundes darf auf der Lastseite maximal 0,1s betragen. Bewährte Nutausführungen s. Bild 9-12.

9) zul. Abweichung: $s \leq 0,9; \pm 0,02, s \geq 1,0; \pm 0,03$.

Bezeichnung eines Sicherungsringes für Wellendurchmesser $d_1 = 30 \text{ mm}$ und Ringdicke $s = 1,5 \text{ mm}$: Sicherungsring DIN 471 – 30 × 1,5.

Sicherungsringe werden im Regelfall phosphatiert und geölt (lfd. Nr. 1) oder brüniert und geölt (lfd. Nr. 2) geliefert (nach Wahl des Herstellers).

Bezeichnung des Ringes mit phosphatiertem Überzug (lfd. Nr. 1): Sicherungsring DIN 471 – 30 × 1,5 – 1.

Für galvanische Überzüge gelten die Kurzzeichen nach DIN EN ISO 4042.

Bezeichnung des Ringes mit einem Überzug aus Zink (A), Schichtdicke 10 µm (9), keine Farbe (J): Sicherungsring DIN 471 – 30 × 1,5 – A9J.

TB 9-7 Fortsetzung

Sicherungsringe für Bohrungen (Regelausführung) DIN 472								
	Bohrungsdurchmesser d_1	Ring		Nut ⁸⁾		Tragfähigkeit		
		$s^3)$	a max	$d_2^5)$	m H13	n min	Nut $F_N^{(6)}$ kN	Ring $F_R^{(7)}$ kN
	16	1	3,8	16,8	1,1	1,2	3,4	5,5
	19	1	4,1	20	1,1	1,5	5,1	6,8
	22	1	4,2	23	1,1	1,5	5,9	8,0
	24	1,2	4,4	25,2	1,3	1,8	7,7	13,9
	26	1,2	4,7	27,2	1,3	1,8	8,4	13,85
	28	1,2	4,8	29,4	1,3	2,1	10,5	13,3
	32	1,2	5,4	33,7	1,3	2,6	14,6	13,8
	35	1,5	5,4	37	1,6	3	18,8	26,9
	40	1,75	5,8	42,5	1,85	3,8	27,0	44,6
	42	1,75	5,9	44,5	1,85	3,8	28,4	44,7
	47	1,75	6,4	49,5	1,85	3,8	31,4	43,5
	52	2	6,7	55	2,15	4,5	42,0	60,3
	55	2	6,8	58	2,15	4,5	44,4	60,3
	62	2	7,3	65	2,15	4,5	49,8	60,9
	68	2,5	7,8	71	2,65	4,5	54,5	121,5
	72	2,5	7,8	75	2,65	4,5	58	119,2
	75	2,5	7,8	78	2,65	4,5	60	118
	80	2,5	8,5	83,5	2,65	5,3	74,6	120,9
	85	3	8,6	88,5	3,15	5,3	79,5	201,4
	90	3	8,6	93,5	3,15	5,3	84	199
	95	3	8,8	98,5	3,15	5,3	88,6	195
	100	3	9,2	103,5	3,15	5,3	93,1	188
	110	4	10,4	114	4,15	6	117	415
	120	4	11	124	4,15	6	127	396
	130	4	11	134	4,15	6	138	374
	140	4	11,2	144	4,15	6	148	350
	150	4	12	155	4,15	7,5	191	326
	160	4	13	165	4,15	7,5	212	321
	170	4	13,5	175	4,15	7,5	225	349

DIN 472 umfasst Ringe von $d_1 = 8$ bis 300 mm in der Regelausführung und von $d_1 = 20$ bis 100 mm in der schweren Ausführung.

Sicherungsscheiben für Wellen DIN 6799										
		Wellendurchmesserbereich d_1	Sicherungsscheibe		Nut ⁸⁾		Tragfähigkeit Nut $F_N^{(6)}$ kN	Scheibe $F_S^{(7)}$ kN		
von	bis		$s^9)$	a	d_3 max	d_2 h11 Nennmaß				
	6	8	0,7	4,11	11,3	5	0,74	1,2	0,90	1,15
	7	9	0,7	5,26	12,3	6	0,74	1,2	1,10	1,35
	8	11	0,9	5,84	14,3	7	0,94	1,5	1,25	1,80
	9	12	1,0	6,52	16,3	8	1,05	1,8	1,42	2,50
	10	14	1,1	7,63	18,8	9	1,15	2,0	1,60	3,00
	11	15	1,2	8,32	20,4	10	1,25	2,0	1,70	3,50
	13	18	1,3	10,45	23,4	12	1,35	2,5	3,10	4,70
	16	24	1,5	12,61	29,4	15	1,55	3,0	7,00	7,80
	20	31	1,75	15,92	37,6	19	1,80	3,5	10,00	11,00
	25	38	2,0	21,88	44,6	24	2,05	4,0	13,00	15,00
	32	42	2,5	25,8	52,6	30	2,55	4,5	16,50	23,00

Weitere Größen $d_2 < 5$ mm s. Norm. Bei Umfangsgeschwindigkeit $v > 12$ m/s Gefahr des Ablösens durch Fliehkräfteinwirkung. Ablösedrehzahlen s. Norm.

Bezeichnung einer Sicherungsscheibe für Nutdurchmesser (Nennmaß) $d_2 = 15$ mm: Sicherungsscheibe DIN 6799-15



BENZING



BENZING Sicherungsscheibe
DIN 6799



Sicherungsringe | Systemtechnik | Stanzteile
Feinstanzteile | Ventile | Drahtbiegeteile
Formfedern | Dreh-/Frästeile | Druckgussteile

HUGO BENZING GMBH & CO. KG | D-70401 Stuttgart
Phone +49 (0)711.80006-0 | www.hugobenzing.de

10 Elastische Federn

TB 10-1 Festigkeitsrichtwerte von Federwerkstoffen in N/mm² (Auswahl)

Federart	Werkstoff und Behandlungszustand	E-Modul G-Modul	statische Festigkeitswerte	dynamische Festigkeitswerte
Blattfedern	Federstahl, DIN EN 10089 vergütet 51CrV4	E = 206000 G = 78000	R _m = 1200 ... 1800	s. Herstellerangaben
	Stahlbänder DIN EN 10132-4 kaltgewalzt (+CR) C67S	E = 206000 G = 78000	R _m ≈ 1100	
			σ _{bzul} ≈ 0,7 · R _m	
Drehfedern	Federstahldraht DIN EN 10270-1 Drahtsorten SL, SM, SH, DM, DH	E = 206000 G = 81500	abhängig von d σ _{bzul} s. TB 10-3	σ _H nach TB 10-5 vorzugsweise Drahtsorte DH verwenden
	DIN EN 10270-3 nichtrostend X10CrNi18-8, X7CrNiAl17-7	E = 185000 G = 70000	s. Schraubenfedern	
Spiralfedern	Stahlbänder DIN EN 10132-4 C67S, 51CrV4, 56Si7	E = 206000 G = 78000	Banddicke 0,3 ... 3 mm σ _{zul} ≈ 1100	nach Herstellerangaben
Tellerfedern	DIN EN 10089, DIN EN 10132-4 C67S, 51CrV4	E = 206000 G = 78000	bei s _c = h ₀ σ _{lc} = -3400 bei R _e = 1350 ... 1650; σ _{OM} nach TB 10-6	σ _O = f(σ _u) nach TB 10-9
Drehstabfedern	Warmgewalzte Stähle DIN EN 10089 vergütet 55Cr3, meist 51CrV4 Oberfläche geschliffen und kugelgestrahlt	E = 206000 G = 78000	Rundstäbe nicht vorgesetzt τ _{tzul} = 700 vorgesetzt τ _{tzul} = 1020 für R _m = 1350 ... 1700	τ _m ± τ _A gesetzt τ _m ≈ 600 nach TB 10-10b
zylindrische Schraubenfedern (Druck- und Zugfedern aus rundem Federdraht)	runder Federstahldraht patentiert-gezogen DIN EN 10270-1 Drahtsorten SL, SM, SH, DM, DH	E = 206000 G = 81500	τ _{tzul} ≈ 0,5 · R _m nach TB 10-11 bzw. τ _{tzul} ≈ 0,45 · R _m nach TB 10-19 entsprechend für R _m = 2330 ... 1060 für d = 1 ... 10 mm	s. TB 10-13 bis TB 10-16
	vergütet DIN EN 10270-2 Drahtsorten FD, TD, VD	E = 206000 G = 81500		
	warmgewalzt DIN EN 10089 z. B. 55Cr3, 50CrV4	E = 206000 G = 78000		
	nicht rostend DIN EN 10270-3 X7CrNiAl17-7	E = 200000 G = 73000	R _m = 2220 ... 1250 (d ≤ 0,2 ... 10 mm)	
	X5CrNiMo17-12-2	E = 180000 G = 68000	R _m = 1725 ... 1050 (d ≤ 0,2 ... 10 mm)	
	X10CrNi18-8	E = 185000 G = 70000	R _m = 1975 ... 1250 (d ≤ 0,2 ... 10 mm)	
	aus Cu-Knetlegierung EN 12166, kaltverfestigt, angelassen z. B. CuZn36R700 (CuSn6R950)	E = 110000 (115000) G = 39000 (42000)	für d ≤ 3 mm R _m ≈ 930 ... 700 (≈ 900 ... 1180)	
	aushärtbar (ausgehärtet) z. B. CuBe2	E = 120000 (135000) G = 47000 (47000)	für d ≤ 3 mm R _m ≈ 950 ... 1150 (≈ 1400 ... 1550)	
Gummifedern	Weichgummi Shore-Härte 40 ... 70	E = 2 ... 8 G = 0,4 ... 1,4	σ _{zzul} ≈ 1 ... 2 σ _{dzul} ≈ 3 ... 5 τ _{zul} ≈ 1 ... 2	σ _{zzul} ≈ 0,5 ... 1 σ _{dzul} ≈ 1 ... 1,5 τ _{zul} ≈ 0,3 ... 0,8

TB 10-2 Runder Federstahldraht

a) Federdraht nach DIN EN 10270 (Auszug)

Nennmaß mm	Durchmesser d		Zulässige Abweichung bei Drahtsorten
	SL, SM, DM, SH, DH mm	FD, TD, VD mm	
0,07			
0,85			
0,90			
0,95			
1,00			
1,05			
1,10			
1,20			
1,25			
1,30			
1,40			
1,50			
1,60			
1,70			
1,80			
1,90			
2,00			
2,10			
2,25			
2,40			
2,50			
2,60			
2,80			
3,00			
3,20			

3,40	$\pm 0,030$	$\pm 0,030$
3,60		
3,80		
4,00		
4,25		
4,50		
4,75		
5,00		
5,30		
5,60		
6,00		
6,30		
6,50		
7,00		
7,50		
8,00		
8,50		
9,00		
9,50		
10,00	$\pm 0,050$	
10,50		
11,00		
12,00		
12,50		
13,00		
14,00		
15,00		
16,00		
17,00		
18,00		
19,00		
20,00	$\pm 0,100$	

b) Federdraht, warmgewalzt nach DIN 2077 (Auszug)

Durchmesser d	Zufügung der bestellbaren Durchmesser	Zulässige Abweichungen von d
7	11,5	$\pm 0,15$
12	21,5	$\pm 0,2$
22	29,5	$\pm 0,25$
30	39	$\pm 0,3$
40	50	$\pm 0,4$
52	60	$\pm 0,5$
65 ¹⁾	80	$\pm 0,01 \cdot d^{1)}$

¹⁾ Für den Durchmesser 65 mm beträgt die zulässige Abweichung $\pm 0,5$ mm

Bezeichnungsbeispiel: Rund (bzw. Rd) DIN 2077-50CrV4G25 d. h. warmgewalzter, runder Federstahl aus 50CrV4, geglättet mit Nenndurchmesser $d = 25$ mm ($d_{\max} = 25,25$ mm; $d_{\min} = 24,75$ mm)

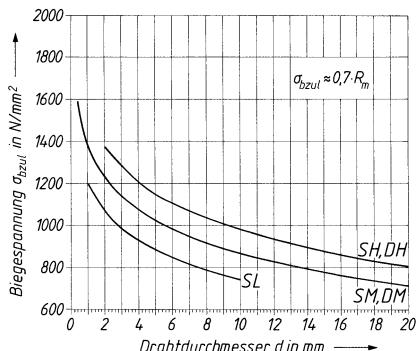
Bezeichnungsbeispiel: Federdraht EN 10270-1-SM-4,00
d. h. Draht der Sorte SM mit $d = 4$ mm ($d_{\max} = 4,030$ mm)

c) Hinweise zur Wahl der Drahtsorten

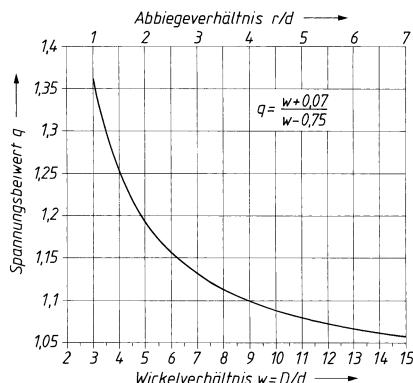
Draht-Sorte	Verwendung für	Durchmesser d mm	Zugfestigkeit ¹⁾ R_m N/mm ²
SL	Zug-, Druck- und Drehfedern mit geringer statischer Beanspruchung	1 ... 10	$R_m \approx 1720 - 660 \cdot \lg d$
SM	Zug-, Druck-, und Drehfedern mit mittlerer statischer oder selten dynamischer Beanspruchung	0,3 ... 20	$R_m \approx 1980 - 740 \cdot \lg d$
DM	Zug-, Druck- und Drehfedern mit mittlerer dynamischer Beanspruchung	0,3 ... 20	$R_m \approx 1980 - 740 \cdot \lg d$
SH	Zug-, Druck- und Drehfedern mit hoher statischer oder geringer dynamischer Beanspruchung	0,3 ... 20	$R_m \approx 2330 - 900 \cdot \lg d$
DH	Zug-, Druck-, Dreh- und Formfedern mit hoher statischer oder mittlerer dynamischer Beanspruchung	0,3 ... 20	$R_m \approx 2330 - 900 \cdot \lg d$
FD	Federstahldraht für statische Beanspruchung	0,5 ... 17	FDC: $R_m \approx 1860 - 495 \cdot \lg d$ FDCrV: $R_m \approx 1960 - 455 \cdot \lg d$ FDSiCr: $R_m \approx 2100 - 445 \cdot \lg d$
TD	Ventilfederdraht für mittlere dynamische Beanspruchung	0,5 ... 10	TDC: $R_m \approx 1850 - 460 \cdot \lg d$ TDCrV: $R_m \approx 1910 - 520 \cdot \lg d$ TDSiCr: $R_m \approx 2080 - 470 \cdot \lg d$
VD	Ventilfederdraht für hohe dynamische Beanspruchung	0,5 ... 10	VDC: $R_m \approx 1850 - 460 \cdot \lg d$ VDCrV: $R_m \approx 1910 - 520 \cdot \lg d$ VDSiCr: $R_m \approx 2080 - 470 \cdot \lg d$

¹⁾ Für Draht im angegebenen Durchmesserbereich für $d \geq 1$ mm (ca. Werte).

TB 10-3 Zulässige Biegespannung für kaltgeformte Drehfedern aus Federdraht SL, SM, DM, SH, DH bei überwiegender ruhender Beanspruchung



TB 10-4 Spannungsbeiwert q für Drehfedern



TB 10-5 Dauerfestigkeitsschaubild für zylindrische Drehfedern aus patentiert-gezogenem Federdraht DH (Grenzlastspielzahl $N = 10^7$). Durch Kugelstrahlen der fertigen Federn ist eine Steigerung der Dauerhubfestigkeit σ_H bis etwa 30 % möglich (Herstelleranfrage).

TB 10-6 Tellerfedern nach DIN 2093 (Auszug)

Hinweis: Für Federn der Reihe A kann eine angenähert gerade Kennlinie angenommen werden; für die Reihen B, C ergibt sich ein degressiver Kennlinienverlauf, der sich mit $F_{0,25}$, $F_{0,5}$, $F_{0,75}$ bzw. $\sigma_{0,25}$, $\sigma_{0,5}$, $\sigma_{0,75}$ bei $s_{0,25}$, $s_{0,5}$, $s_{0,75}$ genügend genau darstellen lässt. Die Tabellenwerte sind teilweise gerundet. Werte der rechnerischen maximalen Zugspannungen entsprechen $\sigma_{II} = \sigma_{0,75}$ (Stelle II) $\sigma_{III} = \sigma_{0,75}$ (Stelle III). Rechnerische Druckspannung σ_{OM} am oberen Mantelpunkt des Einzeltellers (s. Lehrbuch Bild 10-19).

a) Tellerfedern der Reihe A mit $D_e/t \approx 18$, $h_0/t \approx 0,4$

Gruppe	D_e h12 mm	D_i H12 mm	t bzw. (t') $l_0 = t + h_0$ mm	h_0 mm	$F_{0,75}$ $s_{0,75} = 0,75 \cdot h_0$ N	σ_{II} N/mm^2	σ_{OM} $s = h_0$ N/mm^2
1	8	4,2	0,4	0,2	210	1218	-1605
	10	5,2	0,5	0,25	325	1218	-1595
	12,5	6,2	0,7	0,3	660	1382	-1666
	14	7,2	0,8	0,3	797	1308	-1551
	16	8,2	0,9	0,35	1013	1301	-1555
	18	9,2	1	0,4	1254	1295	-1558
	20	10,2	1,1	0,45	1521	1290	-1560
2	22,5	11,2	1,25	0,5	1929	1296	-1534
	25	12,2	1,5	0,55	2926	1419	-1562
	28	14,2	1,5	0,65	2841	1274	-1562
	31,5	16,3	1,75	0,7	3871	1296	-1570
	35,5	18,3	2	0,8	5187	1332	-1611
	40	20,4	2,25	0,9	6500	1328	-1595
	45	22,4	2,5	1	7716	1296	-1534
	50	25,4	3	1,1	11976	1418	-1659
	56	28,5	3	1,3	11388	1274	-1565
	63	31	3,5	1,4	15025	1296	-1524
	71	36	4	1,6	20535	1332	-1594
	80	41	5	1,7	33559	1453	-1679
3	90	46	5	2	31354	1295	-1558
	100	51	6	2,2	48022	1418	-1663
	112	57	6	2,5	43707	1239	-1505
	125	64	8 (7,5)	2,6	85926	1326	-1708
	140	72	8 (7,5)	3,2	85251	1284 ¹⁾	-1675
	160	82	10 (9,4)	3,5	138331	1338	-1753
	180	92	10 (9,4)	4	125417	1201 ¹⁾	-1576
	200	102	12 (11,25)	4,2	183020	1227	-1611
	225	112	12 (11,25)	5	171016	1137 ¹⁾	-1489
	250	127	14 (13,1)	5,6	248828	1221 ¹⁾	-1596

¹⁾ Größte Zugspannung σ_{III} an der Stelle III

TB 10-6 Fortsetzung

b) Tellerfedern der Reihe B mit $D_e/t \approx 28$, $h_0/t \approx 0,75$

Gruppe	D_e h12 mm	D_i H12 mm	t bzw. (t') $l_0 = t + h_0$	h_0 mm	$F_{0,75}$ $s_{0,75} = 0,75 \cdot h_0$	σ_{III} $s = h_0$ N/mm ²	σ_{OM} $s = h_0$ N/mm ²	$F_{0,5}$ bei $s_{0,5} = 0,5 \cdot h_0$	$\sigma_{0,5}$ N	$F_{0,25}$ bei $s_{0,25} = 0,25 \cdot h_0$	$\sigma_{0,25}$ N
1	8	4,2	0,3	0,25	118	1312	-1505	89	945	52	505
	10	5,2	0,4	0,3	209	1281	-1531	155	919	88	489
	12,5	6,2	0,5	0,35	294	1114	-1388	215	798	120	423
	14	7,2	0,5	0,4	279	1101	-1293	210	792	120	423
	16	8,2	0,6	0,45	410	1109	-1333	304	796	172	423
	18	9,2	0,7	0,5	566	1114	-1363	417	798	233	424
	20	10,2	0,8	0,55	748	1118	-1386	547	799	304	424
	22,5	11,2	0,8	0,65	707	1079	-1276	533	778	306	415
	25	12,2	0,9	0,7	862	1023	-1238	644	736	367	392
	28	14,2	1	0,8	1107	1086	-1282	832	781	476	417
2	31,5	16,3	1,25	0,9	1913	1187	-1442	1410	850	791	452
	35,5	18,3	1,25	1	1699	1073	-1258	1280	772	731	412
	40	20,4	1,5	1,15	2622	1136	-1359	1950	816	1110	435
	45	22,4	1,75	1,3	3646	1144	-1396	2700	821	1520	437
	50	25,4	2	1,4	4762	1140	-1408	3490	816	1950	433
	56	28,5	2	1,6	4438	1092	-1284	3340	784	1910	418
	63	31	2,5	1,75	7189	1088	-1360	5270	779	2940	414
	71	36	2,5	2	6725	1055	-1246	5050	759	2890	405
	80	41	3	2,3	10518	1142	-1363	7840	820	4450	437
	90	46	3,5	2,5	14161	1114	-1363	10400	798	5840	424
	100	51	3,5	2,8	13070	1049	-1235	9820	749	5620	402
	112	57	4	3,2	17752	1090	-1284	13300	784	7640	418
	125	64	5	3,5	29908	1149	-1415	21900	823	12200	437
	140	72	5	4	27920	1101	-1293	21000	792	12000	423
	160	82	6	4,5	41008	1109	-1333	30400	828	17200	445
	180	92	6	5,1	37502	1035	-1192	28600	776	16600	419
3	200	102	8 (7,5)	5,6	76378	1254	-1409	58000	892	33400	475
	225	112	8 (7,5)	6,5	70749	1176	-1267	55400	842	32900	450
	250	127	10 (9,4)	7	119050	1244	-1406	90200	886	52000	470

10

c) Tellerfedern der Reihe C mit $D_e/t \approx 40$, $h_0/t \approx 1,3$

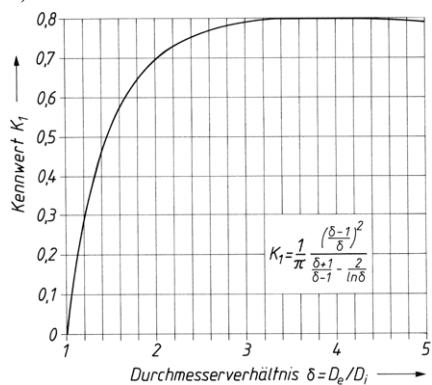
Gruppe	D_e h12 mm	D_i H12 mm	t bzw. (t') $l_0 = t + h_0$	h_0 mm	$F_{0,75}$ $s_{0,75} = 0,75 \cdot h_0$	σ_{III} $s = h_0$ N/mm ²	σ_{OM} $s = h_0$ N/mm ²	$F_{0,5}$ bei $s_{0,5} = 0,5 \cdot h_0$	$\sigma_{0,5}$ N	$F_{0,25}$ bei $s_{0,25} = 0,25 \cdot h_0$	$\sigma_{0,25}$ N
1	8	4,2	0,2	0,25	39	1034	-1003	33	759	21	411
	10	5,2	0,25	0,3	58	965	-957	48	706	30	383
	12,5	6,2	0,35	0,45	151	1278	-1250	130	940	84	511
	14	7,2	0,35	0,45	123	1055	-1018	106	775	68	421
	16	8,2	0,4	0,5	154	1009	-988	131	740	84	402
	18	9,2	0,45	0,6	214	1106	-1052	186	815	121	443
	20	10,2	0,5	0,65	254	1063	-1024	219	782	141	425
	22,5	11,2	0,6	0,8	426	1227	-1178	370	904	240	492
	25	12,2	0,7	0,9	600	1259	-1238	515	926	331	503
	28	14,2	0,8	1	801	1304	-1282	681	957	435	519
2	31,5	16,3	0,8	1,05	687	1130	-1077	594	831	384	451
	35,5	18,3	0,9	1,15	832	1078	-1042	712	792	548	430
	40	20,4	1	1,3	1017	1063	-1024	876	782	565	425
	45	22,4	1,25	1,6	1891	1253	-1227	1620	922	1040	501
	50	25,4	1,25	1,6	1550	1035	-1006	1330	761	854	413
	56	28,5	1,5	1,95	2622	1218	-1174	2260	896	1460	487
	63	31	1,8	2,35	4238	1351	-1315	3660	995	2360	541
	71	36	2	2,6	5144	1342	-1295	4430	987	2860	537
	80	41	2,25	2,95	6613	1370	-1311	5720	1010	3700	548
	90	46	2,5	3,2	7684	1286	-1246	6580	945	4230	513
3	100	51	2,7	3,5	8609	1235	-1191	7410	908	4780	493
	112	57	3	3,9	10489	1218	-1174	9040	896	5830	487
	125	64	3,5	4,5	15416	1318	-1273	13200	968	8510	526
	140	72	3,8	4,9	17195	1249	-1203	14800	918	9510	499
	160	82	4,3	5,6	21843	1238	-1189	18800	911	12200	495
	180	92	4,8	6,2	26442	1201	-1159	22700	883	14600	480
	200	102	5,5	7	36111	1247	-1213	30980	916	19800	498
	225	112	6,5 (6,2)	7,1	44580	1137	-1119	36300	816	22300	443
	250	127	7 (6,7)	7,8	50466	1116	-1086	41300	805	25600	437

TB 10-7 Reibungsfaktor w_M (w_R) zur Abschätzung der Paketfederkräfte (Randreibung) in $1 \cdot 10^{-3}$

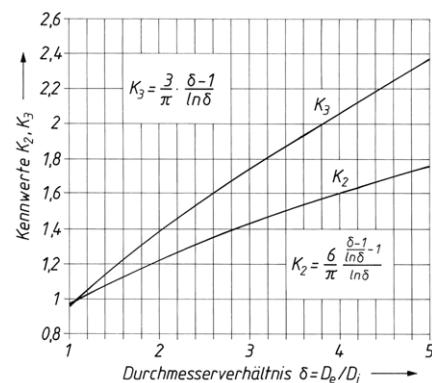
Schmierung	Öl	Fett	Molykote + Öl (1 : 1)
Reihe A	15 ... 32 (27 ... 40)	12 ... 27 (24 ... 37)	5 ... 22 (27 ... 33)
Reihe B	10 ... 22 (17 ... 26)	8 ... 19 (16 ... 24)	3 ... 15 (17 ... 21)
Reihe C	8 ... 17 (12 ... 18)	7 ... 15 (11 ... 17)	3 ... 12 (12 ... 15)

TB 10-8 Tellerfedern; Kennwerte und Bezugsgrößen

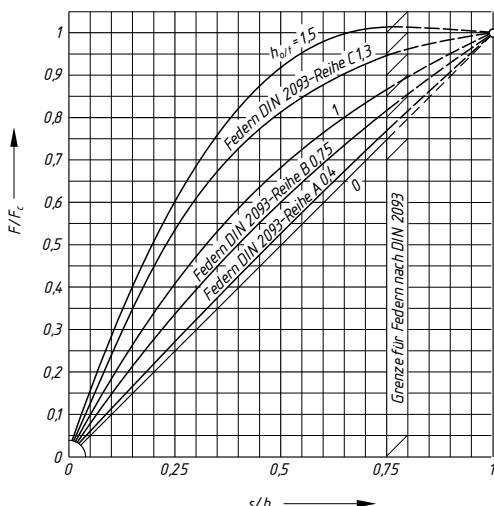
a) Kennwert K_1



b) Kennwerte K_2 und K_3

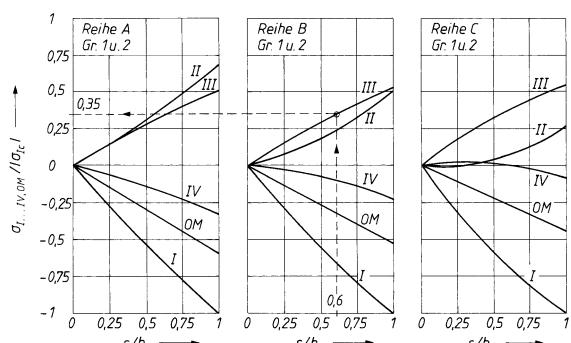


c) Bezogener rechnerischer Kennlinienverlauf des Einzeltellers bei unterschiedlichem h_0/t bzw. h'_0/t' , für F/F_c und Federwegverhältnis s/h_0 bzw. s/h'_0



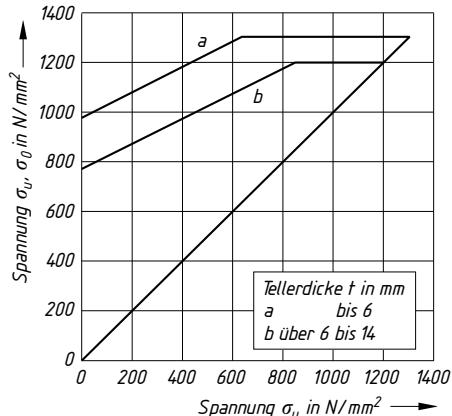
d) Bezogene rechnerische Spannungen an den Querschnittsecken I ... IV und OM für Federn der Gruppen 1 und 2 (nach Mubea)

Beispiel: Für eine Feder der Reihe B wird bei einem Federweg $s = 0,6 \cdot h_0$ die bezogene Spannung an der Querschnittsseite III $\sigma_{III}/\sigma_c \approx 0,35$ abgelesen. Mit der nach Gl. (10.30) mit $s = h_0$ ermittelten Spannung σ_c (Planlage) wird bei dem o. a. Federweg s die Spannung $\sigma_{III} = 0,35 \cdot \sigma_c$ ermittelt.

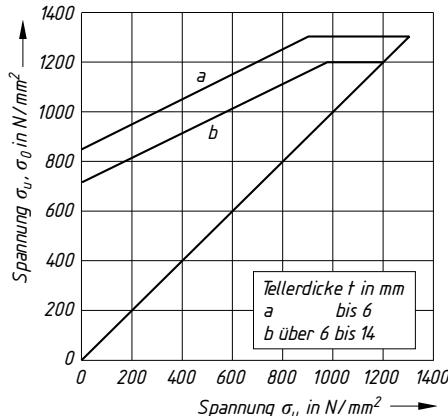


TB 10-9 Dauer- und Zeitfestigkeitsschaubilder für nicht kugelgestrahlte Tellerfedern nach DIN 2093

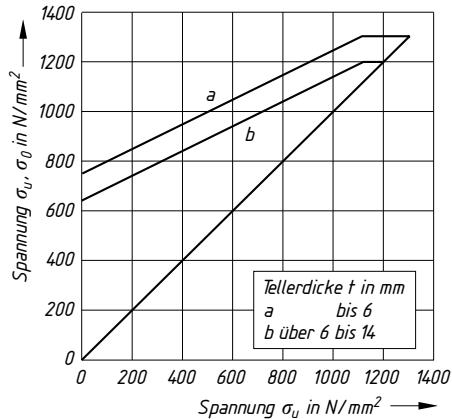
a) für $N = 10^5$ Lastspiele



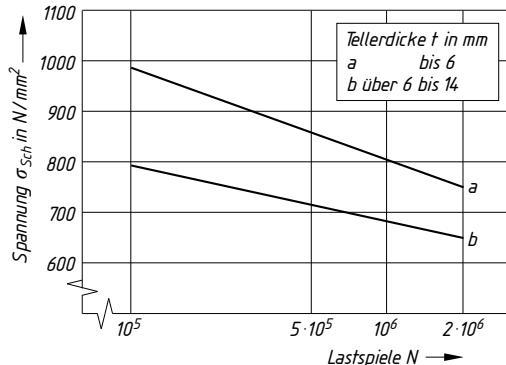
b) für $N = 5 \cdot 10^5$ Lastspiele



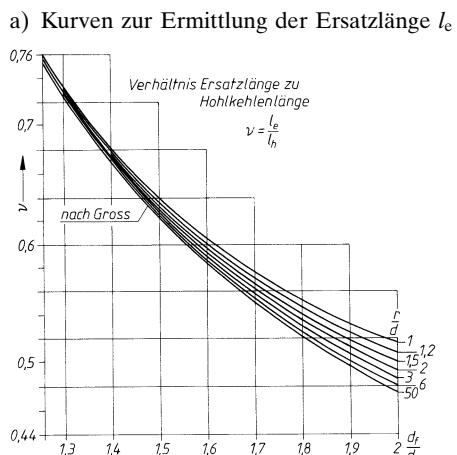
c) für $N = 2 \cdot 10^6$ Lastspiele



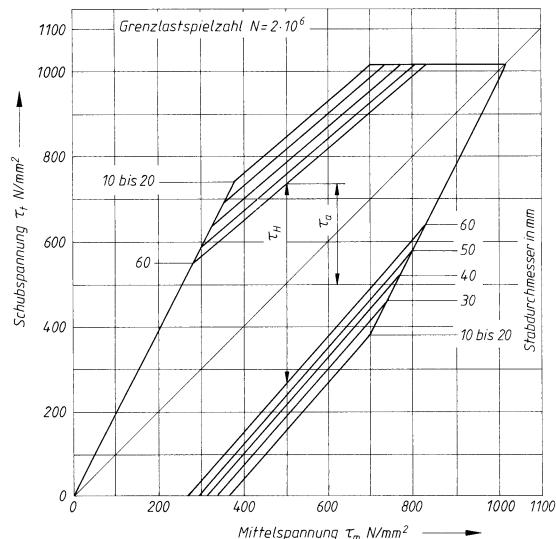
d) Wöhlerlinien für $N < 2 \cdot 10^6$ Lastspiele



TB 10-10 Drehstabfedern mit Kreisquerschnitt

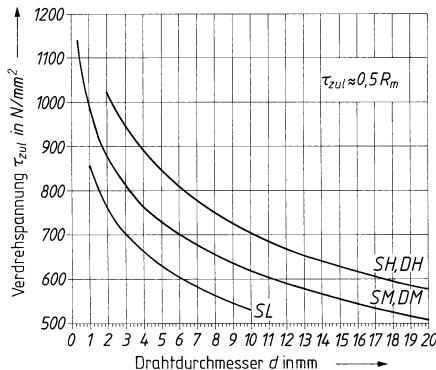


b) Dauerfestigkeitsschaubild für Drehstabfedern aus warmgewalztem Stahl nach DIN 17221 mit geschliffener und kugelgestrahlter Oberfläche (Vorsetzgrad 2 %)

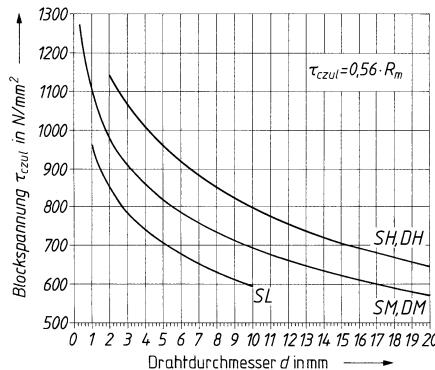


TB 10-11 Zulässige Spannungen für Druckfedern aus Werkstoffen nach DIN EN 10270-1 bzw. DIN EN 13906-2 bei statischer Beanspruchung

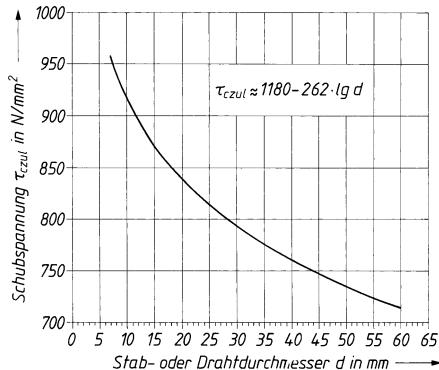
a) Zulässige Schubspannung $\tau_{zul} = f(d)$



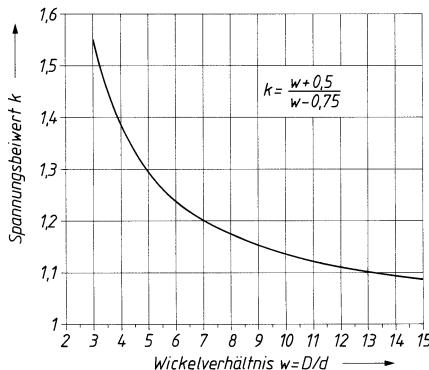
b) Zulässige Schubspannung bei Blocklänge $\tau_{czul} = f(d)$



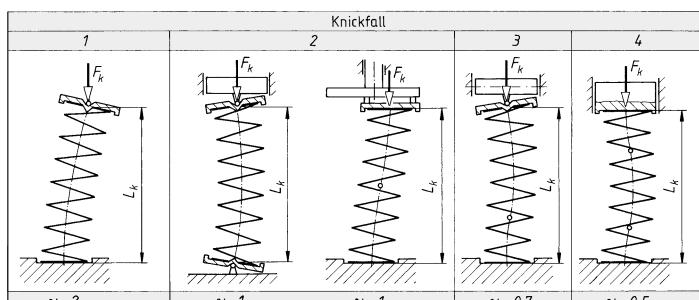
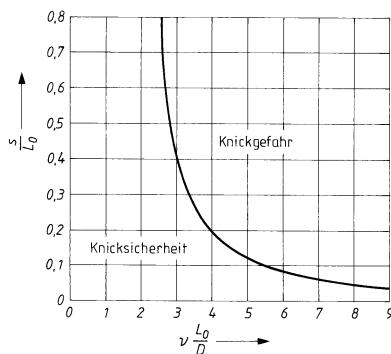
c) Zulässige Schubspannung bei Blocklänge für warmgeformte Druckfedern aus Edelstahl nach DIN 17221; $\tau_{czul} = f(d)$



d) Spannungsbeiwert k



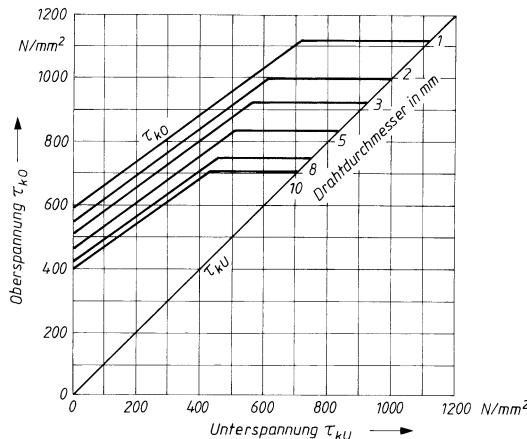
TB 10-12 Theoretische Knickgrenze von Schraubendruckfedern nach DIN EN 13906-1



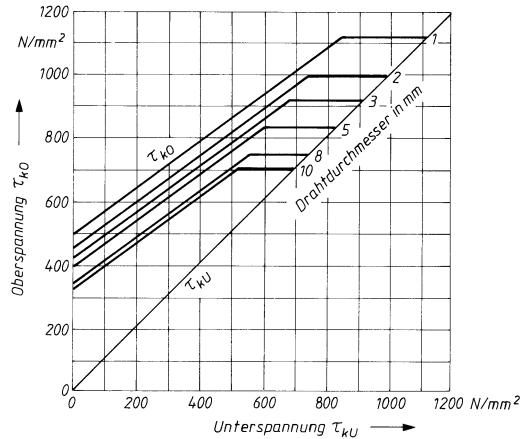
Für Federn aus Federdraht nach DIN EN 10270 ($E = 206\,000 \text{ N/mm}^2$, $G = 81\,500 \text{ N/mm}^2$) wird mit $G/E \approx 0,396$ die Knicklänge $L_k = L_0 - s_k$ mit $s_k = 0,827 \cdot L_0 \cdot \left\{ 1 - \sqrt{1 - 6,66[D/(v \cdot L_0)]^2} \right\}$.

TB 10-13 Dauerfestigkeitsschaubilder für kaltgeformte Schraubendruckfedern aus patentiert-gezogenem Federstahldraht der Sorte DH nach DIN EN 13906-1; Grenzlastspielzahl $N = 10^7$

a) kugelgestrahlt

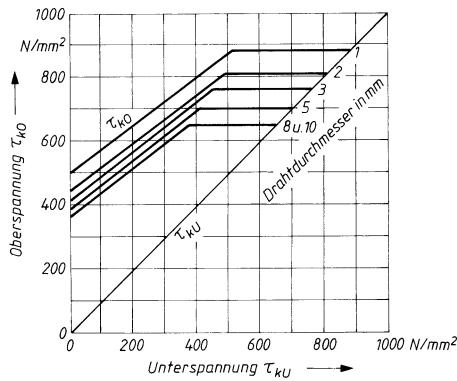


b) nicht kugelgestrahlt

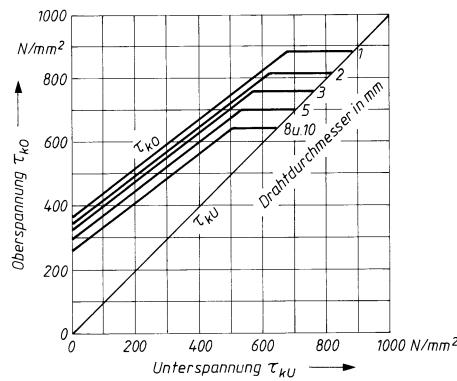


TB 10-14 Dauerfestigkeitsschaubilder für kaltgeformte Schraubendruckfedern aus vergütetem Federstahl-draht (TD) nach DIN EN 13906-1; Grenzlastspielzahl $N = 10^7$

a) kugelgestrahlt

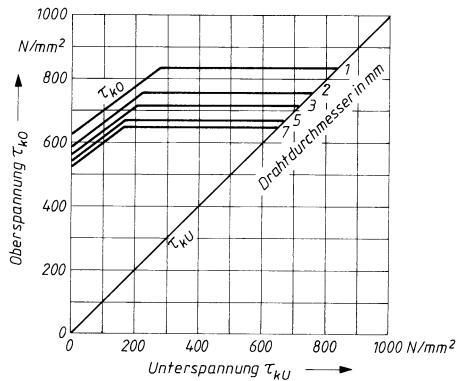


b) nicht kugelgestrahlt

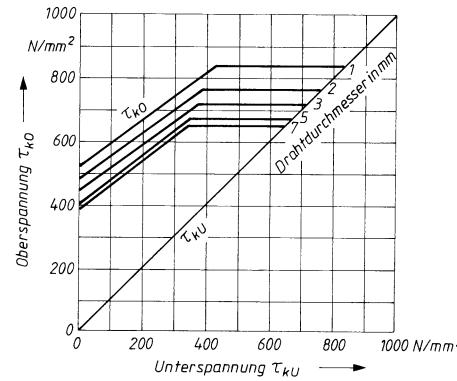


TB 10-15 Dauerfestigkeitsschaubilder für kaltgeformte Schraubendruckfedern aus vergütetem Ventilfederstahldraht (VD) nach DIN EN 13906-1; Grenzlastspielzahl $N = 10^7$

a) kugelgestrahlt

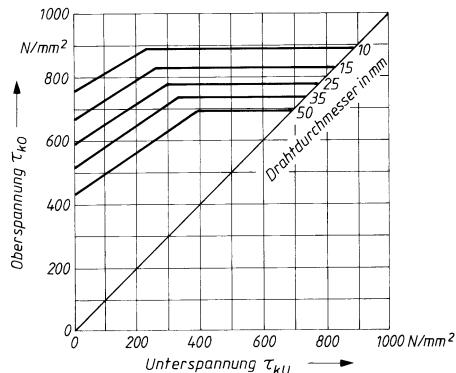


b) nicht kugelgestrahlt

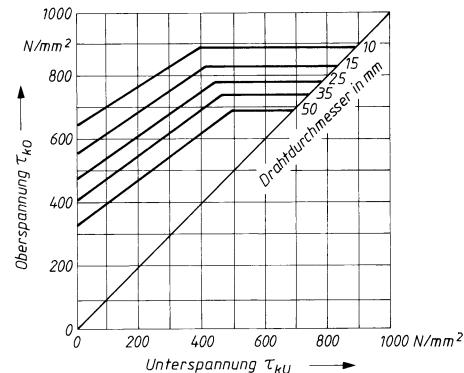


TB 10-16 Zeit- und Dauerfestigkeitsschaubild für warmgeformte Schraubendruckfedern aus Edelstahl nach DIN EN 13906-1 mit geschliffener oder geschälter Oberfläche; kugelgestrahlt

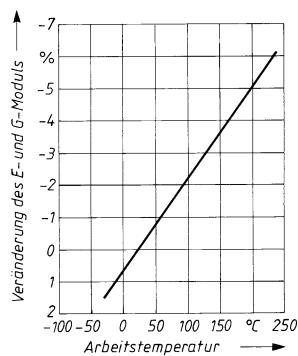
a) Bruchlastspielzahl $N = 10^5$



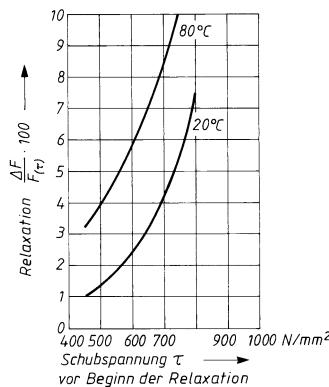
b) Grenzlastspielzahl $N = 2 \cdot 10^6$



TB 10-17 Abhängigkeit des E- und G-Moduls von der Arbeitstemperatur

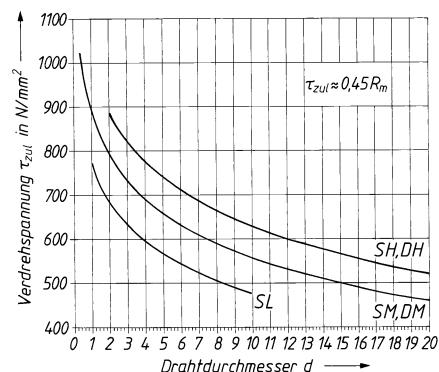


TB 10-18 Relaxation nach 48 Stunden von warmgeformten Druckfedern bei Betriebstemperaturen (als Anhaltswerte) für $R_m = 1500 \text{ N/mm}^2$



TB 10-19 Zulässige Spannungen für Zugfedern aus Werkstoffen nach DIN EN 10270 bzw. DIN EN 13906-2 bei statischer Beanspruchung

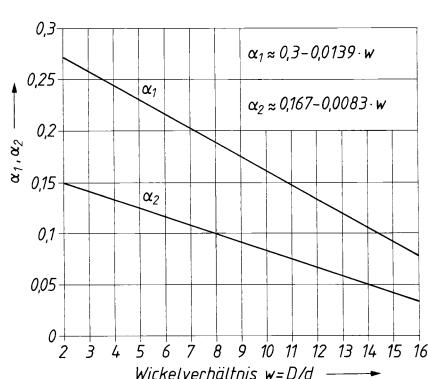
a) Zulässige Schubspannung



b) Korrekturfaktoren zur Ermittlung der inneren Schubspannung

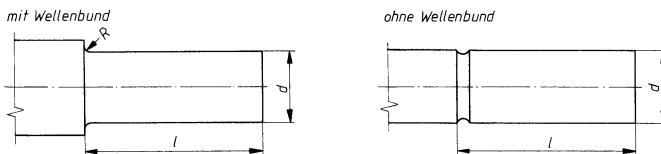
α_1 Wickeln auf Wickelbank

α_2 Winden auf Federwindeautomat



11 Achsen, Wellen und Zapfen

TB 11-1 Zylindrische Wellenenden nach DIN 748, T1 (Auszug)



Maße in mm

Durchmesser d	6	7	8	9	10	11	12	14	16	19	20	22	24	25	28
Länge l	lang	16		20		23		30		40		50		60	
	kurz	—		—		15		18		28		36		42	
Toleranzklasse ¹⁾															
Rundungsradius $R^2)$															
Durchmesser d	30	32	35	38	40	42	45	48	50	55	60	65	70	75	80
Länge l	lang	80					110				140			170	
	kurz	58					82				105			130	
Toleranzklasse ¹⁾															
Rundungsradius $R^1)$															
							1						1,6		

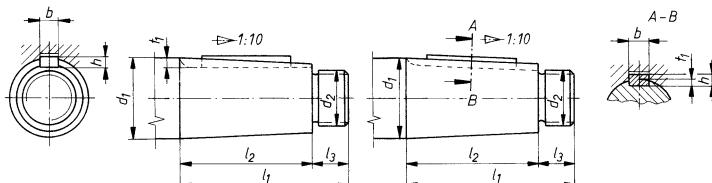
1) Andere Toleranzen sind in der Bezeichnung anzugeben.

2) Die Rundungsradien sind max. Werte: an Stelle der Rundungen können auch Freistriche nach DIN 509 (siehe TB 11-4) vorgesehen werden.

Bezeichnung eines Wellenendes mit $d = 40$ mm Durchmesser und $l = 110$ mm Länge:
Wellenende DIN 748 – 40k6 × 110.

11

TB 11-2 Kegelige Wellenenden mit Außengewinde nach DIN 1448, T1 (Auszug)



Maße in mm

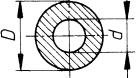
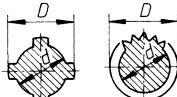
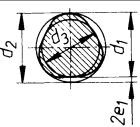
Durchmesser d_1	6	7	8	9	10	11	12	14	16	19	20	22	24	25	28
Kegel-länge l_2	lang	10		12		15		18		28		36		42	
	kurz	—		—		—		—		16		22		24	
Gewindelänge l_3	6		8		8			12			14			18	
Gewinde d_2	M4			M6			M8 × 1	M10 × 1,25		M12 × 1,25		M16 × 1,25			
Passfeder ¹⁾ $b \times h$			—			2 × 2	3 × 3	4 × 4			5 × 5				
Nut-tiefe t_1	lang	—	—	—	1,6	1,7	2,3	2,5	3,2	3,4	3,9	4,1			
	kurz	—	—	—	—	—	—	2,2	2,9	3,1	3,6	3,6			
Durchmesser d_1	30	32	35	38	40	42	45	48	50	55	60	65	70	75	80
Kegel-länge l_2	lang	58					82				105		130		
	kurz	36					54				70		90		
Gewindelänge l_3		22			28					35			40		
Gewinde d_2	M20 × 1,5		M24 × 2		M30 × 2	M36 × 3		M42 × 3	M48 × 3						
Passfeder $b \times h$	5 × 5		6 × 6		10 × 8		12 × 8	14 × 9	16 × 10		18 × 11		20 × 12		
Nut-tiefe t_1	lang	4,5	5			7,1		7,6	8,6		9,6		10,8		
	kurz	3,9	4,4			6,4		6,9	7,8		8,8		9,8		

1) Passfeder nach DIN 6885, Blatt 1

2) Gewinde M56 × 4

Bezeichnung eines langen kegeligen Wellenendes mit Passfeder und Durchmesser $d_1 = 40$ mm:
Wellenende DIN 1448 – 40 × 82.

TB 11-3 Flächenmomente 2. Grades und Widerstandsmomente für häufig vorkommende Wellenquerschnitte (ca.-Werte)

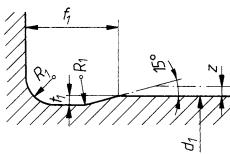
	Biegung		Torsion	
	I_b	W_b	I_t	W_t
	$\frac{\pi}{64} \cdot d^4$	$\frac{\pi}{32} \cdot d^3$	$\frac{\pi}{32} \cdot d^4$	$\frac{\pi}{16} \cdot d^3$
	$\frac{\pi}{64} \cdot (D^4 - d^4)$	$\frac{\pi}{32} \cdot \frac{D^4 - d^4}{D}$	$\frac{\pi}{32} \cdot (D^4 - d^4)$	$\frac{\pi}{16} \cdot \frac{D^4 - d^4}{D}$
	$0,003 \cdot (D + d)^4$	$0,012 \cdot (D + d)^3$	$0,1 \cdot d^4$	$0,2 \cdot d^3$
			$0,006 \cdot (D + d)^4$	$0,024 \cdot (D + d)^3$
	$0,01 \cdot D^3 \cdot (5 \cdot D - 8,5 \cdot d)$	$0,1 \cdot D^2 \cdot (D - 1,7 \cdot d)$	$0,02 \cdot D^3 \cdot (5 \cdot D - 8,5 \cdot d)$	$0,2 \cdot D^2 \cdot (D - 1,7 \cdot d)$
	$0,05 \cdot d_1^2 \cdot (d_1^2 - 24 \cdot e_1^2)$	$0,1 \cdot \frac{d_1^2}{d_2} \cdot (d_1^2 - 24 \cdot e_1^2)$	$0,1 \cdot d_1^2 \cdot (d_1^2 - 24 \cdot e_1^2)$	$0,162 \cdot d_1^3$
	$0,075 \cdot d_2^4$	$0,15 \cdot d_2^3$	$0,15 \cdot d_2^4$	$0,2 \cdot d_2^3$

11

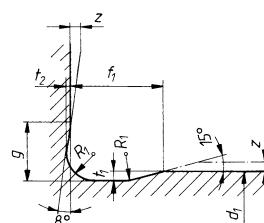
TB 11-4 Freistiche nach DIN 509 (Auszug)

Form E für Werkstücke mit *einer* Bearbeitungsfläche

Form F für Werkstücke mit *zwei* rechtwinklig zueinander stehenden Bearbeitungsflächen



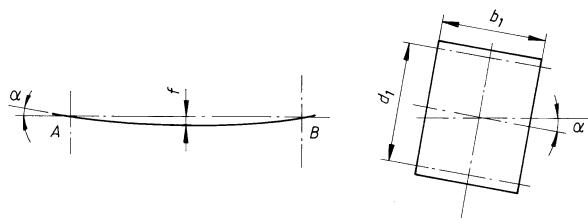
z Bearbeitungszugabe
 d_1 Fertigmaß



Maße in mm

d_1	empfohlene Zuordnung zum Durchmesser d_1									
	übliche Beanspruchung				mit erhöhter Wechselfestigkeit					
d_1	$\leq 1,6$	$> 1,6 \\ \leq 3$	$> 3 \\ \leq 10$	$> 10 \\ \leq 18$	$> 18 \\ \leq 80$	> 80	$> 18 \\ \leq 50$	$> 50 \\ \leq 80$	$> 80 \\ \leq 125$	> 125
R_1	0,1	0,2	0,4	0,6		1		1,6	2,5	4
t_1	0,1		0,2	0,3	0,4	0,2	0,3	0,4	0,5	
f_1	0,5	1	2	2,5	4	2,5	4	5	7	
$\approx g$	0,8	0,9	1,1	1,4	2,1	3,2	1,8	3,1	4,8	6,4
t_2	0,1				0,2	0,3	0,1	0,2	0,3	

Bezeichnung eines Freistiches Form E mit Halbmesser $R_1 = 0,4$ mm und Tiefe $t_1 = 0,2$ mm:
Freistich DIN 509 – E0,4 × 0,2

TB 11-5 Richtwerte für zulässige Verformungen


a) zulässige Neigungen

Anwendungsfall	α_{zul}
Gleitlager mit feststehenden Schalen	$3 \cdot 10^{-4}$
Gleitlager mit beweglichen Schalen und starre Wälzläger	$10 \cdot 10^{-4}$
unsymmetrische oder fliegende Anordnung von Zahnrädern	$d_1/(b_1/2) \cdot 10^{-4}$

b) zulässige Durchbiegungen

Anwendungsfall	f_{zul}
Allgemeiner Maschinenbau	$l/3000$
Werkzeugmaschinenbau	$l/5000$
Zahnradwellen (unterhalb des Zahnrades)	$m_n/100$
Schneckenwellen, Schnecke vergütet	$m_n/100$
Schnecke gehärtet	$m_n/250$

TB 11-7 Kenngrößen für die Verformungsberechnung für Achsen und Wellen mit Querschnittsveränderung bei Belastungen links (a) bzw. rechts (b) von der Lagerstelle

Belastungsfall	Durchbiegung f_A , Neigungswinkel α'
a) 	$f_A = \frac{6,79 \cdot F}{E} \cdot C_1 \cdot \left(\frac{a_2^x - a_0^x}{d_{a2}^4} + \frac{a_3^x - a_2^x}{d_{a3}^4} + \dots \right) + \alpha' \cdot a_0$ $\alpha' = \frac{10,19 \cdot F}{E} \cdot C_2 \left(\frac{a_2^y - a_1^y}{d_{a2}^4} + \frac{a_3^y - a_2^y}{d_{a3}^4} + \dots \right)$
b) 	$f_A = \frac{6,79 \cdot F}{E} \cdot C_1 \cdot \left(\frac{a_1^x - a_0^x}{d_{a1}^4} + \frac{a_2^x - a_1^x}{d_{a2}^4} + \frac{a_3^x - a_2^x}{d_{a3}^4} + \dots \right) - \alpha' \cdot a_0$ $\alpha' = \frac{10,19 \cdot F}{E} \cdot C_2 \left(\frac{a_1^y - a_0^y}{d_{a1}^4} + \frac{a_2^y - a_1^y}{d_{a2}^4} + \frac{a_3^y - a_2^y}{d_{a3}^4} + \dots \right)$

1) bei weiteren Absätzen sind die Gleichungen entsprechend zu ergänzen; für den zweiten Freiträger sind die Bezeichnungen nach Bild 11-26 und Gl. (11.26b) zu verwenden.

2) bei Belastung durch eine Radialkraft $F = F_r$ gilt: $C_1 = C_2 = 1$, $x = 3$, $y = 2$.

3) bei Belastung durch eine Axialkraft $F = F_a$ gilt: $C_1 = r$, $C_2 = 2r$, $x = 2$, $y = 1$.

4) bei Belastung durch die Lagerkraft ist für $F_r = F_A$ einzusetzen, ansonsten siehe 2).

TB 11-6 Stützkräfte und Durchbiegungen bei Achsen und Wellen von gleichbleibendem Querschnitt

	Belastungsfall	Auflagerkräfte	Biegemomente
1		$F_A = F_B = \frac{F}{2}$	$0 \leq x \leq \frac{l}{2} : M(x) = \frac{F}{2} \cdot x$ $M_{\max} = \frac{F \cdot l}{4}$
2		$F_A = \frac{F \cdot b}{l}$ $F_B = \frac{F \cdot a}{l}$	$0 \leq x \leq a : M(x) = \frac{F \cdot b \cdot x}{l}$ $a \leq x \leq l : M(x) = F \cdot \left(\frac{b \cdot x}{l} - x + a \right)$ $M_{\max} = \frac{F \cdot b \cdot a}{l}$
3		$F_A = F_B = \frac{M}{l}$	$0 \leq x_1 \leq a : M_{(x_1)} = \frac{M}{l} \cdot x_1$ $0 \leq x_2 \leq b : M_{(x_2)} = \frac{M}{l} \cdot x_2$
4		$F_A = F_B = \frac{F' \cdot l}{2}$	$M(x) = \frac{F' \cdot x}{2} \cdot (l - x)$ $M_{\max} = \frac{F' \cdot l^2}{8}$
5		$F_A = \frac{F \cdot a}{l}$ $F_B = \frac{F \cdot (a + l)}{l}$	$0 \leq x \leq l : M(x) = -\frac{F \cdot a \cdot x}{l}$ $M_{(B)} = -F \cdot a$ $0 \leq x_1 \leq a : M(x_1) = F \cdot (a - x_1)$ $M_{\max} = F \cdot a$
6		$F_A = \frac{F' \cdot a^2}{2 \cdot l}$ $F_B = F' \cdot a \cdot \left(1 + \frac{a}{2 \cdot l} \right)$	$0 \leq x \leq l : M(x) = -\frac{F' \cdot a^2 \cdot x}{2 \cdot l}$ $M_{(B)} = -\frac{F' \cdot a^2}{2}$ $0 \leq x_1 \leq a : M(x_1) = -\frac{F' \cdot x_1^2}{2}$ $M_{\max} = \frac{F' \cdot a^2}{2}$

TB 11-6 Fortsetzung

Gleichung der Biegelinie	Durchbiegung	Neigungswinkel
$0 \leq x \leq \frac{l}{2}:$ $f(x) = \frac{F \cdot l^3}{16 \cdot E \cdot I} \cdot \frac{x}{l} \cdot \left[1 - \frac{4}{3} \cdot \left(\frac{x}{l} \right)^2 \right]$	$f_m = \frac{F \cdot l^3}{48 \cdot E \cdot I}$	$\tan \alpha_A = \frac{F \cdot l^2}{16 \cdot E \cdot I}$ $\tan \alpha_B = \tan \alpha_A$
$0 \leq x \leq a:$ $f(x) = \frac{F \cdot a \cdot b^2}{6 \cdot E \cdot I} \cdot \left[\left(1 + \frac{l}{b} \right) \cdot \frac{x}{l} - \frac{x^3}{a \cdot b \cdot l} \right]$ $a \leq x \leq l:$ $f(x) = \frac{F \cdot a^2 \cdot b}{6 \cdot E \cdot I} \cdot \left[\left(1 + \frac{l}{a} \right) \cdot \frac{l-x}{l} - \frac{(l-x)^3}{a \cdot b \cdot l} \right]$	$f = \frac{F \cdot a^2 \cdot b^2}{3 \cdot E \cdot I \cdot l}$ $a > b: f_m = \frac{F \cdot b \cdot \sqrt{(l^2 - b^2)^3}}{9 \cdot \sqrt{3} \cdot E \cdot I \cdot l}$ $\text{in } x_m = \sqrt{(l^2 - b^2)/3}$ $a < b: f_m = \frac{F \cdot a \cdot \sqrt{(l^2 - a^2)^3}}{9 \cdot \sqrt{3} \cdot E \cdot I \cdot l}$ $\text{in } x_m = l - \sqrt{(l^2 - a^2)/3}$	$\tan \alpha_A = \frac{F \cdot a \cdot b \cdot (l+b)}{6 \cdot E \cdot I \cdot l}$ $\tan \alpha_B = \frac{F \cdot a \cdot b \cdot (l+a)}{6 \cdot E \cdot I \cdot l}$
$0 \leq x_1 \leq a:$ $f(x_1) = \frac{-M}{6 \cdot E \cdot I \cdot l} \cdot x_1 \cdot (l^2 - 3 \cdot b^2 - x_1^2)$ $0 \leq x_2 \leq b:$ $f(x_2) = \frac{M}{6 \cdot E \cdot I \cdot l} \cdot x_2 \cdot (l^2 - 3 \cdot a^2 - x_2^2)$	$f_{mC} = \frac{M}{3 \cdot E \cdot I} \cdot \frac{a \cdot b}{l} \cdot (a-b)$ $(\text{negativ für } a > b)$	$\tan \alpha_A = \frac{M}{6 \cdot E \cdot I \cdot l} \cdot (l^2 - 3 \cdot b^2)$ $\tan \alpha_B = \frac{M}{6 \cdot E \cdot I \cdot l} \cdot (l^2 - 3 \cdot a^2)$
$f(x) = \frac{F' \cdot l^4}{24 \cdot E \cdot I} \cdot \left[\frac{x}{l} - 2 \cdot \left(\frac{x}{l} \right)^3 + \left(\frac{x}{l} \right)^4 \right]$	$f_m = \frac{5 \cdot F' \cdot l^4}{384 \cdot E \cdot I}$	$\tan \alpha_A = \frac{F' \cdot l^3}{24 \cdot E \cdot I}$ $\tan \alpha_B = \tan \alpha_A$
$0 \leq x \leq l:$ $f(x) = -\frac{F \cdot a \cdot l^2}{6 \cdot E \cdot I} \cdot \left[\frac{x}{l} - \left(\frac{x}{l} \right)^3 \right]$ $0 \leq x_1 \leq a:$ $f(x_1) = \frac{F \cdot a^3}{6 \cdot E \cdot I} \cdot \left[2 \cdot \frac{l \cdot x_1}{a^2} + 3 \cdot \left(\frac{x_1}{a} \right)^2 - \left(\frac{x_1}{a} \right)^3 \right]$	$f = \frac{F \cdot a^2 \cdot (l+a)}{3 \cdot E \cdot I}$ $f_m = \frac{F \cdot a \cdot l^2}{9 \cdot \sqrt{3} \cdot E \cdot I}$ $\text{in } x_m = \frac{l}{\sqrt{3}}$	$\tan \alpha = \frac{F \cdot a \cdot (2 \cdot l + 3 \cdot a)}{6 \cdot E \cdot I}$ $\tan \alpha_A = \frac{F \cdot a \cdot l}{6 \cdot E \cdot I}$ $\tan \alpha_B = \frac{F \cdot a \cdot l}{3 \cdot E \cdot I}$
$0 \leq x \leq l:$ $f(x) = -\frac{F' \cdot a^2 \cdot l^2}{12 \cdot E \cdot I} \cdot \left[\frac{x}{l} - \left(\frac{x}{l} \right)^3 \right]$ $0 \leq x_1 \leq a:$ $f(x_1) = \frac{F' \cdot a^4}{24 \cdot E \cdot I} \cdot \left[\frac{4 \cdot l \cdot x_1}{a^2} + 6 \cdot \left(\frac{x_1}{a} \right)^2 - 4 \cdot \left(\frac{x_1}{a} \right)^3 + \left(\frac{x_1}{a} \right)^4 \right]$	$f = \frac{F' \cdot a^3 \cdot (4 \cdot l + 3 \cdot a)}{24 \cdot E \cdot I}$ $f_m = \frac{F' \cdot a^2 \cdot l^2}{18 \cdot \sqrt{3} \cdot E \cdot I}$ $\text{in } x_m = \frac{l}{\sqrt{3}}$	$\tan \alpha = \frac{F' \cdot a^2 \cdot (l+a)}{24 \cdot E \cdot I}$ $\tan \alpha_A = \frac{F' \cdot a^2 \cdot l}{12 \cdot E \cdot I}$ $\tan \alpha_B = \frac{F' \cdot a^2 \cdot l}{6 \cdot E \cdot I}$



12 Elemente zum Verbinden von Wellen und Nabben

TB 12-1 Welle-Nabe-Verbindungen (Richtwerte für den Entwurf)

a) Nabendurchmessungen D und L (d = Wellendurchmesser)

Verbindungsart	Nabendurchmesser D		Nabenlänge L	
	GJL	Stahl, GS	GJL	Stahl, GS
Passfederverbindung	(2,0 … 2,2) d	(1,8 … 2,0) d	(1,6 … 2,1) d	(1,1 … 1,4) d
Keilwelle, Zahnwelle	(1,8 … 2,0) d_1	(1,8 … 2,0) d_1	(1,0 … 1,3) d_1	(0,6 … 0,9) d_1
zylindr. Pressverband, Kegelpressverband, Polygon-Festsitz	(2,2 … 2,6) d	(2,0 … 2,5) d	(1,2 … 1,5) d	(0,8 … 1,0) d
Spannverbindung, Klemm-, Keilverbindung, Polygon-Schiebesitz	(2,0 … 2,2) d	(1,8 … 2,0) d	(1,6 … 2,0) d	(1,2 … 1,5) d

Die Werte für Keilwelle und Kerbverzahnung gelten bei einseitig wirkendem T für leichte Reihe, bei mittlerer Reihe $\approx 70\%$, bei schwerer Reihe $\approx 45\%$ der Werte annehmen (d_1 = „Kerndurchmesser“).

Bei größeren Scheiben oder Rädern mit seitlichen Kippkräften ist die Nabenlänge noch zu vergrößern.

Allgemein gelten die größeren Werte bei Werkstoffen geringerer Festigkeit, die kleineren Werte bei Werkstoffen mit höherer Festigkeit.

b) Zulässige Fugenpressung p_{Fzul}

Verbindungsart	Nabenwerkstoff	
	Stahl, GS $p_{Fzul} = R_e/S_F$	GJL $p_{Fzul} = R_m/S_B$
Passfeder ¹⁾	$S_F \approx 1,1 \dots 1,5$	$S_B \approx 1,5 \dots 2,0$
Gleitfeder ²⁾ und Keile	3,0 … 4,0	3,0 … 4,0
Polygonverbindung	1,5 … 2,0	2,0 … 3,0
Profilwelle ²⁾ einseitig, stoßfrei	1,3 … 1,5	1,7 … 1,8
wechselnd, stoßhaft	2,7 … 3,6	3,4 … 4,0
Pressverband ³⁾	(1,0) 1,1 … 1,3	2,0 … 3,0
Kegelpressverband ³⁾	(1,0) 1,1 … 1,3	2,0 … 3,0
Spannverbindung, Keilverbindung	1,5 … 3,0	2,0 … 3,0

¹⁾ für einseitig wirkendes Moment. Bei Berechnung nach Methode B ist $p_{Fzul} = f_S \cdot f_H \cdot R_e/S_F$ bzw. $= f_S \cdot R_m/S_B$ mit Stützfaktor f_S und Härteeinflussfaktor f_H nach TB 12-2d.

²⁾ $S_F(S_B)$ sind zu erhöhen

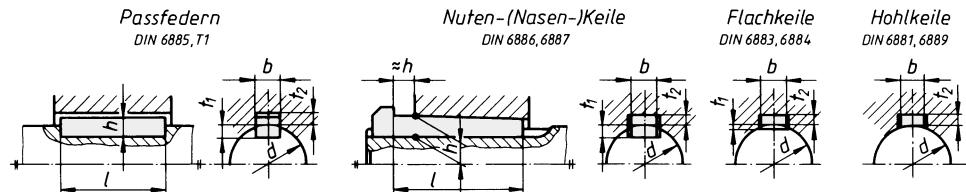
für unbelastet verschiebbare Radnabe um Faktor $\geq 3(3)$;

für unter Last verschiebbare Nabe um Faktor $\geq 6(12)$.

³⁾ Hier gilt: $p_{Fzul} = R_e/S_F \cdot (1 - Q_A^2)/\sqrt{3}$ bzw. $p_{Fzul} = R_m/S_B \cdot (1 - Q_A^2)/\sqrt{3}$.

TB 12-2 Angaben für Passfederverbindungen

a) Abmessungen und Nuttiefen für Federn und Keile (Auszug)



Maße in mm

Wellendurchmesser über ... bis <i>d</i>	Breite × Höhe <i>b</i> × <i>h</i>	Nutenkeile und Federn			Flach- und Hohlkeile			
		Wellennuttiefe <i>t</i> ₁	Nabenuntiefe für Keile <i>t</i> ₂	Federn <i>t</i> ₂	Flachkeile Breite × Höhe <i>b</i> × <i>h</i>	Hohlkeile Breite × Höhe <i>b</i> × <i>h</i>	Wellenabflachung <i>t</i> ₁	Nabenuntiefe <i>t</i> ₂
10 ... 12	4 × 4	2,5	1,2	1,8	—	—	—	—
12 ... 17	5 × 5	3	1,7	2,3	—	—	—	—
17 ... 22	6 × 6	3,5	2,2	2,8	—	—	—	—
22 ... 30	8 × 7	4	2,4	3,3	8 × 5	8 × 3,5	1,3	3,2
30 ... 38	10 × 8	5	2,4	3,3	10 × 6	10 × 4	1,8	3,7
38 ... 44	12 × 8	5	2,4	3,3	12 × 6	12 × 4	1,8	3,7
44 ... 50	14 × 9	5,5	2,9	3,8	14 × 6	14 × 4,5	1,4	4,0
50 ... 58	16 × 10	6	3,4	4,3	16 × 7	16 × 5	1,9	4,3
58 ... 65	18 × 11	7	3,4	4,4	18 × 7	18 × 5	1,9	4,5
65 ... 75	20 × 12	7,5	3,9	4,9	20 × 8	20 × 6	1,9	5,5
75 ... 85	22 × 14	9	4,4	5,4	22 × 9	22 × 7	1,8	6,5
85 ... 95	25 × 14	9	4,4	5,4	25 × 9	25 × 7	1,9	6,4
95 ... 110	28 × 16	10	5,4	6,4	28 × 10	28 × 7,5	2,4	6,9
110 ... 130	32 × 18	11	6,4	7,4	32 × 11	32 × 8,5	2,3	7,9
130 ... 150	36 × 20	12	7,1	8,4	36 × 12	36 × 9	2,8	8,4
150 ... 170	40 × 22	13	8,1	9,4	40 × 14	—	4,0	9,1
170 ... 200	45 × 25	15	9,1	10,4	45 × 16	—	4,7	10,4

Passfeder- und Keillängen <i>l</i>	8	10	12	14	16	18	20	22	25	28	32
	36	40	45	50	56	63	70	80	90	100	110

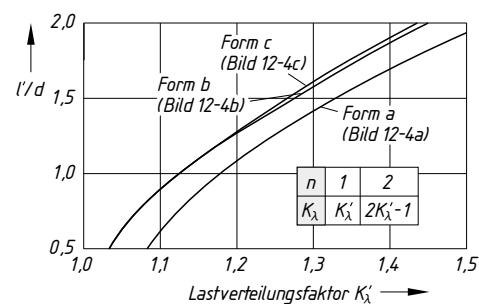
Bezeichnung einer Passfeder Form A mit Breite *b* = 10 mm, Höhe *h* = 8 mm und Länge *l* = 50 mm nach DIN 6885:
Passfeder DIN 6885 – A10 × 8 × 50

b) Empfohlene Passungen bzw. Toleranzen

b1 Passung Wellen- und Nabendurchmesser

Anordnung der Nabe	Passung bei Einheitsbohrung		Passung bei Einheitswelle	
auf längeren Wellen, fest	H7/j6	J7/h6, h8, h9		
auf Wellenden, fest	H7/k6, m6	K7, M7/h6, N7/h8		
auf Wellen, verschiebar	H7/h6, j6	H7, J7/h6, h8		

c) Lastverteilungsfaktor *K_λ* (Richtwerte)¹⁾



¹⁾ für *D/d* = 1,6 ... 3,0, bei dünneren Naben gelten größere Werte bei Form a, kleinere Werte bei Form b und c.

b2 Toleranzfelder für Nutenbreite

Sitzcharakter	Nutnenbreite Welle	Nutnenbreite Nabe	Passungscharakter
beweglich	H9	D10	Gleitsitz
leicht montierbar	N9	JS9	Übergangssitz
für wechselseitiges Drehmoment	P9	P9	Festsitz

d) Stützfaktor *f_S* und Härteeinflussfaktor *f_H*

	Passfeder	Welle	Nabe
<i>f_S</i>	1,0	1,2 ¹⁾	1,5 ¹⁾
<i>f_H</i>	1,0 ²⁾	1,0 ²⁾	1,0 ²⁾

¹⁾ Bei Gussisen mit Lamellengrafit ist *f_S* = 1,0 (Welle) bzw. *f_S* = 2,0 (Nabe).

²⁾ Bei Einsatzstahl (einsatzgehärtet) ist *f_H* = 1,15.

TB 12-3 Keilwellen-Verbindungen

a) Abmessungen ($n =$ Anzahl der Keile)

Maße in mm

Leichte Reihe DIN ISO 14 (Auszug)				
Zentrierung	n	d	D	b
Innen-Zentrierung	6	23 26 28	26 30 32	6 6 7
Innen- oder Flanken-zentrierung	8	32 36 42 46 52 56 62	36 40 46 50 58 62 68	6 7 8 9 10 12 12
	10	72 82 92 102 112	78 88 98 108 120	12 12 14 16 18

Bezeichnungsbeispiel Nabe:

Keilnaben-Profil DIN ISO 14-8 × 62 × 72

Bezeichnungsbeispiel Welle:

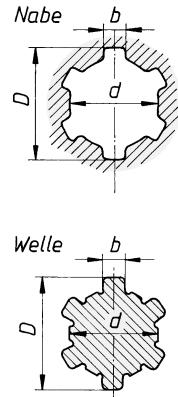
Keilwellen-Profil DIN ISO 14-8 × 62 × 72

Mittlere Reihe DIN ISO 14 (Auszug)				
Zentrierung	n	d	D	b
Innen-zentrierung	6	11 13 16 18 21 23 26 28	14 16 20 22 25 28 32 34	3 3,5 4 5 5 6 6 7
Innen- oder Flanken-zentrierung	8	32 36 42 46 52 56 62	38 42 48 54 60 65 72	6 7 8 9 10 10 12
	10	72 82 92 102 112	82 92 102 112 125	12 12 14 16 18

Schwere Reihe DIN 5464 (Auszug)				
Zentrierung	n	d	D	b
Innen- oder Flanken-zentrierung	10	16 18 21 23 26 28 32 36 42 46	20 23 26 29 32 35 40 45 52 56	2,5 3 3 4 4 4 5 5 6 7
Flanken-zentrierung	16	52 56 62 72	60 65 72 82	5 5 6 7
	20	82 92 102 112	92 102 115 125	6 7 8 9

b) Toleranzen für Nabe und Welle (Profil nach DIN ISO 14)

Toleranzen für die Nabe			Toleranzen für die Welle								
Nach dem Räumen nicht behandelt			Nach dem Räumen behandelt								
b	d	D	b	d	D	b	d	D	Einbauart		
H9	H7	H10	H11	H7	H10	d10 f9 h10	f7 g7 h7	a11 a11 a11	Gleitsitz Übergangssitz Festsitz		



c) Toleranzen für Nabe und Welle (Profil nach DIN 5464)

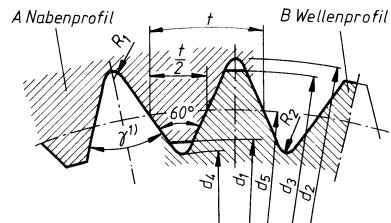
Bauteil	Art der Zentrierung			b		d	D
Nabe	Innen- und Flankenzentrierung			unge-härtet D9	gehärtet F10	H7	H11
Welle	Innen-zentrierung	in Nabe beweglich			h8	e8	f7
		in Nabe fest			p6	h6	f6
	Flanken-zentrierung	in Nabe beweglich			h8	e8	—
		in Nabe fest			u6	k6	—
						a11	

TB 12-4 Zahnwellenverbindungen

a) Passverzahnung mit Kerbflanken nach DIN 5481 (Auszug)

Maße in mm

Nenn-durch-messer $d_1 \times d_2$	Nenn-maß d_1 A11	Fußkreis d_2	Nenn-maß d_3 a11	Fußkreis d_4	Teilkreis d_5	Zähnezahl z
8 × 10	8,1	9,93	10,1	8,25	9	28
10 × 12	10,1	12,01	12	10,16	11	30
12 × 14	12	14,19	14,2	12,02	13	31
15 × 17	14,9	17,32	17,2	14,9	16	32
17 × 20	17,3	20,02	20	17,33	18,5	33
21 × 30	20,8	23,8	23,9	20,69	22	34
26 × 30	26,5	30,03	30	26,36	28	35
30 × 34	30,5	34,18	34	30,32	32	36
36 × 40	36	40,23	39,9	35,95	38	37
40 × 44	40	44,34	44	39,72	42	38
45 × 50	45	50,34	50	44,86	47,5	39
50 × 55	50	55,25	54,9	49,64	52,5	40
55 × 60	55	60,42	60	54,69	57,5	42

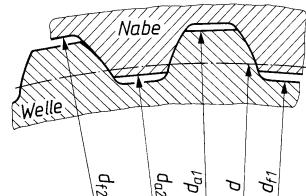


¹⁾ Flankenwinkel $\gamma \approx 47 \dots 51^\circ$ mit wachsendem Nenndurchmesser.

b) Passverzahnung mit Evolventenflanken (Eingriffswinkel 30°) nach DIN 5480 (Auszug)

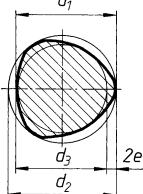
Maße in mm

Bezugs-durch-messer d_B	Zähnezahl z	Modul m	Teil-kreis d	Welle		Nabe	
				Kopfkreis d_{a1}	Fußkreis d_{f1}	Kopfkreis d_{a2}	Fußkreis d_{f2}
20	14	1,25	17,5	19,75	17,25	17,5	20
22	16	1,25	20	21,75	19,25	19,5	22
25	18	1,25	22,5	24,75	22,25	22,5	25
26	19	1,25	23,75	25,75	23,25	23,5	26
28	21	1,25	26,25	27,75	25,25	25,5	28
30	22	1,25	27,5	29,75	27,25	27,5	30
32	24	1,25	30	31,25	29,25	29,5	32
35	16	2	32	34,6	30,6	31	35
37	17	2	34	36,6	32,6	33	37
40	18	2	36	39,6	35,6	36	40
42	20	2	40	41,6	37,6	38	42
45	21	2	42	44,6	40,6	41	45
48	22	2	44	47,6	43,6	44	48
50	24	2	48	49,6	45,6	46	50
55	17	3	51	54,4	48,4	49	55
60	18	3	54	59,4	53,4	54	60
65	20	3	60	64,4	58,4	59	65
70	22	3	66	69,4	63,4	64	70
75	24	3	72	74,4	68,4	69	75
80	25	3	75	79,4	73,4	74	80
90	16	5	80	89	79	80	90
100	18	5	90	99	89	90	100



TB 12-5 Abmessungen der Polygonprofile in mm

- a) A Polygonwellen-Profil P3G
 B Polygongenaben-Profil P3G
 (DIN 32711, Auszug)

Welle	$d_1^{(1)}$	d_2	d_3	e_1
Nabe	$d_4^{(2)}$	d_5	d_6	e_2
	14 16 18	14,88 17 19,12	13,12 15 16,88	0,44 0,5 0,56
	20 22 25	21,26 23,4 26,6	18,74 20,6 23,4	0,63 0,7 0,8
	28 30 32	29,8 32 34,24	26,2 28 29,76	0,9 1 1,12
	35 40 45	37,5 42,8 48,2	32,5 37,2 41,8	1,25 1,4 1,6
	50 55 60	53,6 59 64,5	46,4 51 55,5	1,8 2 2,25
	65 70 75	69,9 75,6 81,3	60,1 64,4 68,7	2,45 2,8 3,15
	80 85 90	86,7 92,1 98	73,3 77,9 82	3,35 3,55 4
	95 100	103,5 109	86,5 91	4,25 4,5

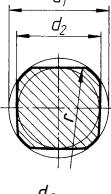
1) für nicht unter Drehmoment längsverschiebbare Verbindungen: g6;

für ruhende Verbindungen: k6.

2) H7

Bezeichnung eines Polygonwellen-Profil P3G mit $d_1 = 20$ und $d_2 = 21,26$ k6:
Profil DIN 32711 – AP3G20k6

- b) A Polygonwellen-Profil P4C
 B Polygongenaben-Profil P4C
 (DIN 32712, Auszug)

Welle	$d_1^{(1)}$	$d_2^{(2)}$	e_1
Nabe	$d_3^{(3)}$	$d_4^{(4)}$	e_2
	14 16 18	11 13 15	1,6 2 2
	20 22 25	17 18 21	3 3 5
	28 30 32	24 25 27	5 5 5
	35 40 45	30 35 40	5 6 6
	50 55 60	43 48 53	6 6 6
	65 70 75	58 60 65	6 6 6
	80 85 90	70 75 80	8 8 8
	95 100	85 90	8 8

1) e9

2) s. Fußnote 1) zu a)

3) H11

4) H7

Bezeichnung eines Polygongenaben-Profil P4C mit $d_3 = 40$ und $d_4 = 35$ H7:
Profil DIN 32712 – BP4C40H7

TB 12-6 Haftbeiwert, Querdehnzahl und Längenausdehnungskoeffizient, max. Fügetemperatur

- a) Haftbeiwert für Längs- und Umfangsbelastung (Richtwerte)

Innenteil Stahl		Längspresspassung – Haftbeiwert		Querpresspassung – Haftbeiwert μ (Schrumpfpassung)
Außenteil	Schmierung	bei Lösen μ_e	bei Rutschen μ	
Stahl, GS	Öl trocken	0,07 ... 0,08 0,1 ... 0,11	0,06 ... 0,07 0,08 ... 0,09	0,12 0,18 ... 0,2
Gusseisen	Öl trocken	0,06 0,10 ... 0,12	0,05 0,09 ... 0,11	0,1 0,16
Cu-Leg. u. a.	Öl trocken	– 0,07	– 0,06	– 0,17 ... 0,25
Al-Leg. u. a.	Öl trocken	0,05 0,07	0,04 0,06	– 0,1 ... 0,15

TB 12-6 Fortsetzung

b) Querdehnzahl, E-Modul, Längenausdehnungskoeffizient

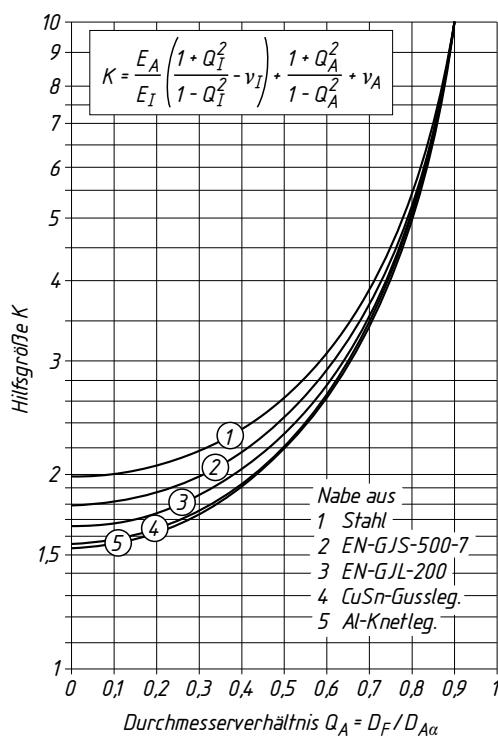
Werkstoff	Querdehnzahl $\nu =$	E-Modul in N/mm ²	Längenausdehnungskoeffizient α in K ⁻¹		Dichte $\varrho \approx$ in kg/m ³
			Erwärmen	Unterkühlen	
Stahl	0,3	s. TB 1-1 bis TB 1-3	$11 \cdot 10^{-6}$	$8,5 \cdot 10^{-6}$	7800
Gusseisen	0,24 ... 0,26		$10 \cdot 10^{-6}$	$8 \cdot 10^{-6}$	7200
Cu-Leg.	0,35 ... 0,37		$(16 \dots 18) \cdot 10^{-6}$	$(14 \dots 16) \cdot 10^{-6}$	$< 8900^1)$
Al-Leg.	0,3 ... 0,34		$23 \cdot 10^{-6}$	$18 \cdot 10^{-6}$	$\geq 2700^1)$

¹⁾ je nach Legierungsbestandteilen.

c) maximale Fügetemperatur

Werkstoff der Nabe	Fügetemperatur °C
Baustahl niedriger Festigkeit Stahlguss Gusseisen mit Kugelgrafit	350
Stahl oder Stahlguss vergütet	300
Stahl randschichtgehärtet	250
Stahl Einsatzgehärtet oder hochvergüteter Baustahl	200

12 TB 12-7 Bestimmung der Hilfsgröße K für Vollwellen aus Stahl



	E in N/mm ²	ν
Stahl	210000	0,3
EN-GJS-500-7	169000	0,25
EN-GJL-200	100000	0,25
CuSn-Gussleg.	95000	0,36
Al-Knetleg.	70000	0,32

TB 12-8 Kegel nach DIN 254 (Auszug)

Kegel-verhältnis C	Kegel-winkel α	Einstell-winkel $(\alpha/2)$	Beispiele und Verwendung
1 : 0,2887	120°	60°	Schutzenkungen für Zentrierbohrungen
1 : 0,5000	90°	45°	Ventilkegel, Kegelsenker, Senkschrauben
1 : 0,8660	60°	30°	Dichtungskegel für leichte Rohrverschraubung, V-Nuten, Zentrierspitzen, Spannzangen
1 : 3,429	16°35'40"	8°17'50"	Steilkegel für Frässpindelköpfe, Fräsdorne
1 : 5	11°25'16"	5°42'38"	Spurzapfen, Reibungskupplungen, leicht abnehmbare Maschinenteile bei Beanspruchung quer zur Achse und bei Verdrehbeanspruchung
1 : 6	9°31'38"	4°45'49"	Dichtungskegel an Armaturen
1 : 10	5°43'30"	2°51'45"	Kupplungsbolzen, nachstellbare Lagerbuchsen, Maschinenteile bei Beanspruchung quer zur Achse, auf Verdrehung und längs der Achse, Wellenenden Wälzlager (Spannhülsen), Bohrstangenkegel
1 : 12	4°46'18"	2°23'9"	metrischer Kegel, Schäfte von Werkzeugen und Aufnahmекегель der Werkzeugmaschinenspindeln
1 : 20	2°51'22"	1°25'56"	Bohrungen der Aufsteckreibahlen und Aufstecksenker
1 : 30	1°54'34"	57'17"	Kegelstifte, Reibahlen
1 : 50	1°8'46"	34'23"	

 Bezeichnung eines Kegels mit dem Kegelwinkel $\alpha = 60^\circ$: **Kegel 60°**

 Bezeichnung eines Kegels mit dem Kegelverhältnis C = 1 : 10: **Kegel 1 : 10**
TB 12-9 Kegel-Spannsysteme (Auszüge aus Werksnormen)

D_F mm	a) Ringfeder Spannelement RfN 8006						b) Tollok-Konus-Spannelement RLK 250												
	D mm	B mm	L mm	über-tragbar T Nm	F_a kN	Pressung Welle Nabe p_w N/mm²	Spannkraft F_S = F_o + F_so kN	F_o kN	F_so kN	Abmessungen	D mm	D_1 mm	B mm	L_1 mm	L_2 mm	über-tragbar T Nm	F_a kN	Pressung Welle Nabe p_w N/mm²	M_s Nm
15	19	6,3	5,3	23	3	100	78,9	10,7	13,5	25	32	16,5	6,5	9,5	29	4	120	72	46
16	20	6,3	5,3	26	3,19	100	80,0	10,1	14,4	25	32	16,5	6,5	9,5	33	4	120	76	49
17	21	6,3	5,3	29	3,4	100	81,0	9,5	15,3	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
18	22	6,3	5,3	33	3,6	100	81,8	9,1	16,2	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
19	24	6,3	5,3	36	3,79	100	79,2	12,6	17,1	30	38	18	6,5	10	46	5	120	76	72
20	25	6,3	5,3	40	4	100	80,0	12,0	18	30	38	18	6,5	10	51	5	120	80	75
22	26	6,3	5,3	48	4,4	100	84,6	9,0	19,8	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
24	28	6,3	5,3	58	4,8	100	85,7	8,3	21,6	35	45	18	6,5	10	73	6	120	82	106
25	30	6,3	5,3	62	5	100	83,3	9,9	22,5	35	45	18	6,5	10	79	6	120	85	111
28	32	6,3	5,3	78	5,6	100	87,5	7,4	25,2	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
30	35	6,3	5,3	90	6	100	85,7	8,5	27	40	52	19,5	7	10,5	123	8	120	90	164
32	36	6,3	5,3	102	6,4	100	88,9	7,8	28,8	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
35	40	7	6	138	7,9	100	87,5	10,1	35,6	45	58	21,5	8	10,5	191	11	120	93	247
36	42	7	6	147	8,2	100	85,7	11,6	36,6	45	58	21,5	8	10,5	202	11	120	96	254
38	44	7	6	163	8,6	100	86,4	11	38,7	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
40	45	8	6,6	199	9,95	100	88,9	13,8	45	52	65	24,5	10	12,5	312	16	120	92	401
42	48	8	6,6	219	10,4	100	87,5	15,6	47	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
45	52	10	8,6	328	14,6	100	86,5	26,1	66	57	70	25,5	10	12,5	395	18	119	94	496
48	55	10	8,6	373	15,6	100	87,3	24,6	70	62	75	25,5	10	12,5	450	19	120	92	583
50	57	10	8,6	405	16,2	100	87,7	23,5	73	62	75	25,5	10	12,5	488	20	120	96	607
55	62	10	8,6	490	17,8	100	88,7	21,8	80	68	80	27,5	12	15	618	23	104	84	762
56	64	12	10,4	615	22	100	87,5	29,4	99	68	80	27,5	12	15	629	23	102	84	762
60	68	12	10,4	705	23,5	100	88,2	27,4	106	73	85	28,5	12	16,5	727	24	103	85	886
63	71	12	10,4	780	24,8	100	88,7	26,3	111	79	92	30,5	14	17	892	28	98	78	1115
65	73	12	10,4	830	25,6	100	89,0	25,4	115	79	92	30,5	14	17	920	28	95	78	1115
70	79	14	12,2	1120	32	100	88,6	31	145	84	98	31,5	14	17	1075	31	96	80	1290
71	80	14	12,2	1160	32,6	100	88,8	31	147	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
75	84	14	12,2	1290	34,4	100	89,3	34,6	155	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
80	91	17	15	1810	45	100	87,9	48	203	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
85	96	17	15	2040	48	100	88,5	45,6	216	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
90	101	17	15	2290	51	100	89,1	43,4	229	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
95	106	17	15	2550	54	100	89,6	41,2	242	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
100	114	21	18,5	3520	70	100	87,7	60,7	317	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—

TB 12-9 Fortsetzung

c) Spannsatz DOBIKON 1012								d) Schrumpfscheibe HSD Baureihe 22								
D_F mm	Abmessungen			übertragbar		Pressung Welle Nabe		M_A Nm	Abmessungen			übertragbar		M_A Nm		
	D mm	L_1 mm	L_2 mm	T Nm	F_a kN	p_w N/mm ²	p_N N/mm ²		d $H7/f7$	D $H7/h6$	D_F $H7/g6$	l mm	H mm	T Nm	F_a kN	
25	55	40	46	840	67	297	101	M6 17	24	30	60	16	20	270	23	M6 12
	28	55	40	46	940	67	265	101	25	320	25	360	28			
	30	55	40	46	1000	67	248	101	26	440	32	610	41			
	35	60	54	60	1300	74	165	87	27	820	50	770	44			
40	75	54	62	2900	145	282	116	M8 41	30	38	72	18	22	920	50	M8 29
	45	75	54	62	3260	145	251	116	33	1110	58	1290	65			
	50	80	64	72	4150	165	200	98	34	1230	59	1530	68			
	55	85	64	72	5150	186	205	104	35	1860	78	2120	81			
	60	90	64	72	6200	207	202	106	37	1670	70	1890	76			
	65	95	64	72	6750	207	187	100	38	2330	85	3020	101			
70	110	78	88	11500	329	223	114	M10 83	40	50	90	22	26	3810	117	M8 29
	80	120	78	88	14500	362	215	115	42	100	138	25	31			
	90	130	78	88	17800	390	208	115	42	1230	59	1670	70			
100	145	100	112	26300	527	200	107	M12 145	45	55	100	23	29	11900	280	M8 29
	110	155	100	112	31800	575	198	110	48	12800	307	13800	334			
	120	165	100	112	40400	670	212	120	48	18600	78	15900	334			
130	180	116	130	51500	789	192	112	M14 230	50	60	110	23	29	22100	81	M8 29
	140	190	116	130	64700	920	208	124	52	16700	70	18900	76			
	150	200	116	130	74200	986	208	127	55	23300	85	30200	101			
	160	210	116	130	84500	1050	208	128	60	38100	117	38100	117			
170	225	146	162	108200	1280	182	113	M16 355	65	70	100			6000	171	M10 58
	180	235	146	162	123250	1370	184	115	75	95	170	34	43			
	190	250	146	162	133800	1460	186	116	80	7200	192	8500	213			
	200	260	146	162	146000	1460	177	112	85	11900	280	13800	307			
	220	285	146	162	181000	1640	188	115	90	115	197	42	53			
	240	305	146	162	218000	1820	184	119	95	120	197	42	53			
260	325	146	162	250000	1920	178	117	M20 690	100	140	230	46	58	19600	392	M14 160
	280	355	177	197	360000	2550	185	117	105	140	230	46	58			
	300	375	177	197	428000	2850	192	123	115	22100	421	27600	481			
320	405	177	197	480000	3000	188	119									

13 Kupplungen und Bremsen

TB 13-1 Scheibenkupplungen nach DIN 116, Lehrbuch Bild 13-9, Formen A, B und C
Hauptmaße und Auslegungsdaten

Bau-größe	Maße in mm						Passschrauben DIN 609, 8.8		max. Dreh- zahl n_{\max} min ⁻¹	Dreh- moment T_k Nm	axiale Trag- kraft ¹⁾ Form C kN	Trägheits- moment ¹⁾ Form B J kg m ²	Gewicht ¹⁾ Form B m kg
	d_1 N7	d_2	d_3	l_1	l_3	l_4	l_6	An- zahl	Größe Form B				
25	58	125	101	117	50	31	3	M10 × 60	2120	46,2	3	0,0104	5,5
30	58	125	101	117	50	31	3	M10 × 60	2120	87,5	5	0,0104	5,3
35	72	140	121	141	60	31	3	M10 × 60	2000	150	7,5	0,0167	7,3
40	72	140	121	141	60	31	3	M10 × 60	2000	236	7,5	0,0167	7
45	95	160	141	169	70	34	3	M10 × 65	1900	355	14	0,0297	11,4
50	95	160	141	169	70	34	3	M10 × 65	1900	515	14	0,0323	11
55	110	180	171	203	85	37	4	M12 × 70	1800	730	22	0,0572	16
60	110	180	171	203	85	37	4	M12 × 70	1800	975	22	0,0569	15,4
70	130	200	201	233	100	41	6	M12 × 80	1700	1700	22	0,108	23,6
80	145	224	221	261	110	41	8	M12 × 80	1600	2650	32	0,179	31,2
90	164	250	281	281	120	54	8	M16 × 100	1500	4120	32	0,332	45
100	180	280	261	301	130	54	8	M16 × 100	1400	5800	32	0,516	57,5
110	200	300	281	329	140	60	8	M16 × 105	1320	8250	50	0,760	72,9
120	225	335	311	359	155	60	10	M16 × 105	1250	12500	50	1,254	99,5
140	250	375	341	397	170	70	10	M20 × 125	1180	19000	75	2,181	135
160	290	425	401	457	200	75	10	M24 × 125	1120	30700	75	4,036	199
180	325	450	451	—	225	80	12	M24 × 140	1060	45000	—	6,115	262
200	360	500	501	—	250	80	16	M24 × 140	1000	61500	—	9,870	348
220	400	560	541	—	270	95	14	M30 × 160	950	82500	—	17,00	478
250	450	630	601	—	300	95	16	M30 × 160	900	118000	—	28,47	645

Bezeichnung einer vollständigen Scheibenkupplung Form A von Durchmesser $d_1 = 80$ mm: Scheibenkupplung DIN 116 – A80

¹⁾ nach Desch KG, Arnsberg

l_7 und t_1 in () für $d_1 = 25 \dots 60$; 16 (3); 70 … 160; 18 (4); 180 … 250; 20 (5)

$l_2 = l_1 + 9$ d_7 : M10 bis $d_1 = 120$, darüber M12

Passschraubenlänge bei Form A und C um 15 mm bzw. 20 mm (bei $d_1 > 50$) kürzer als bei Form B.

13

TB 13-2 Biegenachgiebige Ganzmetallkupplung, Lehrbuch Bild 13-14b
(Thomas-Kupplung, Bauform 923, nach Werknorm)

Hauptmaße und Auslegungsdaten

Bau-größe	Maße in mm						max. Dreh- zahl n_{\max} min ⁻¹	Nenn- dreh- moment ¹⁾ T_{KN} Nm	Nachgiebigkeiten			Federsteifen			Trägheits- moment J kg m ²	Gewicht m kg	
	d_1 H7 max	d_2	d_3	l_1	l_2	l_3			$\pm \Delta K_a$ mm	$\Delta K_w^{(2)}$ mm	ΔK_w °	C_a N/mm	C_r N/mm	C_w Nm/rad	$C_{T\text{dyn}}$ Nm/rad		
10	28	42,5	80	40	95	71,5	36000	200	1,4	1,2		83	250	5155	24150	0,0022	2,51
16	35	51	95	45	97	72,5	29000	320	1,6	1,3		105	531	5730	42250	0,0040	3,43
25	50	70	110	50	102	77	23000	500	1,8	1,3		130	650	6015	80100	0,0086	4,81
40	65	90	140	55	120	91	18600	800	2,4	1,6		245	1100	6100	169550	0,0265	9,29
63	70	98	147	70	128	97	17600	1260	2,6	1,7		475	475	7735	285000	0,0385	11,9
100	80	109	173	75	153	116	14700	2000	3,0	2,0	2	590	520	8020	438500	0,0818	18,5
160	100	134	200	80	179	139	13100	3200	3,4	2,4		670	625	8310	858000	0,1634	26,1
250	110	148	225	90	195	148	11300	5000	3,8	2,6		660	810	12605	1247500	0,3029	37,8
400	125	165	250	125	219	166,5	10300	8000	4,2	2,9		985	1300	16615	1725000	0,5739	58,0
630	145	190	290	150	245	184,5	9000	12600	5,0	3,2		1270	2000	21485	2614000	1,1980	94,2
1000	160	210	330	185	278	205,5	8200	20000	5,6	3,6		1515	3100	28650	4107000	1,9720	126
1600	180	238	370	190	296	218	7700	32000	6,4	3,8		2390	4700	37245	5789500	3,3280	167
2500	200	262	410	240	315	234	6800	50000	7,0	4,1		2475	6500	57295	7585000	5,8200	242

¹⁾ Maximaldrehmoment $T_{K\max} = 2,5 T_{KN}$, Dauerwechseldrehmoment $T_{KW} = 0,25 T_{KN}$.

²⁾ $\Delta K_r = l_3 \cdot \tan \Delta K_w / 2$, mit dem zul. Beugungswinkel eines Lamellenpaketes $\Delta K_w / 2 = 1^\circ$ bei $\Delta K_a = 0$ (vgl. Beispiel 13.2).

TB 13-3 Elastische Klauenkupplung, Lehrbuch Bild 13-26 (N-Eupex-Kupplung, Bauform B, nach Werknorm)

Hauptmaße und Auslegungsdaten

Baugröße	Maße in mm									max. Drehzahl $n_{\max} \text{ min}^{-1}$	Nenn-drehmoment $T_{KN} \text{ Nm}$	Trägheitsmoment $J \text{ kg m}^2$	Gewicht $m \text{ kg}$
	$d_1 \text{ H7}$ max	$d_2 \text{ H7}$ max	d_3	d_4	d_5	l_1	l_2	l_3	s				
B 58	19	24	—	40	58	20	20	8	2...4	5000	19	0,0002	0,45
B 68	24	28	—	46	68	20	20	8	2...4	5000	34	0,0003	0,63
B 80	30	38	—	68	80	30	20	10	2...4	5000	60	0,0012	2,51
B 95	42	42	76	76	95	35	30	12	2...4	5000	100	0,0027	2,6
B110	48	48	86	86	110	40	34	14	2...4	5000	160	0,0055	3,9
B125	55	55	100	100	125	50	36	18	2...4	5000	240	0,0107	6,2
B140	60	60	100	100	140	55	34	20	2...4	4900	360	0,014	6,9
B160	65	65	108	108	160	60	39	20	2...6	4250	560	0,025	9,4
B180	75	75	125	125	180	70	42	20	2...6	3800	880	0,045	14
B200	85	85	140	140	200	80	47	24	2...6	3400	1340	0,08	20
B225	90	90	150	150	225	90	52	18	2...6	3000	2000	0,135	24,5
B250	100	100	165	165	250	100	60	18	3...8	2750	2800	0,23	34
B280	110	110	180	180	280	110	65	20	3...8	2450	3900	0,37	45

Elastische Elemente (Pakete) aus Perbunan

13

TB 13-4 Elastische Klauenkupplung, Lehrbuch Bild 13-27 (Hadeflex-Kupplung, Bauform XW1, nach Werknorm)

Hauptmaße und Auslegungsdaten

Baugröße	Maße in mm								max. Drehzahl $n_{\max} \text{ min}^{-1}$	Nenn-drehmoment ¹⁾ $T_{KN} \text{ Nm}$	Nachgiebigkeiten			Drehfedersteife $C_{T_{dyn}} \text{ Nm/rad}$ bei $1/2T_{KN}$	Trägheitsmoment ²⁾ $J \text{ kg m}^2$	Gewicht ²⁾ $m \text{ kg}$
	$d_1 \text{ H7}$ min	$d_1 \text{ H7}$ max	d_2	d_3	l	l_1	l_2	s			$\pm\Delta K_a \text{ mm}$	$\Delta K_r \text{ mm}$	$\Delta K_w \text{ }^\circ$			
24	—	24	55	55	66	24	—	18	12500	30	1,2	0,3	0,7	2750	4200	0,0001
28	—	28	62	62	76	28	—	20	11100	50	1,2	0,3	0,7	3700	6400	0,0002
32	—	32	52	70	86	32	22	22	9800	70	1,2	0,3	0,7	4600	8000	0,0003
38	16	38	60	84	100	38	27	24	8100	120	1,5	0,4	0,7	7300	12600	0,0007
42	16	42	68	92	110	42	31	26	7400	160	1,5	0,4	0,7	9450	16800	0,001
48	19	48	76	105	124	48	36	28	6500	240	1,5	0,4	0,7	13350	24800	0,002
55	19	55	88	120	140	55	43	30	5700	360	1,8	0,5	0,7	19500	36350	0,004
60	24	60	96	130	152	60	47	32	5200	460	1,8	0,5	0,7	24700	45850	0,006
65	26	65	104	142	165	65	51	35	4800	600	1,8	0,5	0,7	34800	59900	0,009
75	32	75	120	165	190	75	59	40	4100	900	2,1	0,6	0,7	54150	93650	0,019
85	42	85	136	185	214	85	68	44	3700	1350	2,1	0,7	0,7	74350	135450	0,034
100	60	100	160	220	250	100	80	50	3100	2250	2,4	0,8	0,7	138800	220400	0,078
110	70	110	176	240	275	110	88	55	2800	3000	2,4	0,9	0,7	171000	309500	0,123
125	70	125	200	275	310	125	100	60	2500	4400	3,0	1,0	0,7	284900	463400	0,235
140	80	140	224	310	345	140	113	65	2200	6000	3,0	1,1	0,7	356000	602400	0,412
160	90	160	255	360	395	160	130	75	1900	9000	3,0	1,2	0,7	409000	823000	0,827

¹⁾ Maximaldrehmoment $T_{K_{\max}} = 3T_{KN}$, Dauerwechseldrehmoment $T_{KW} = 0,5T_{KN}$;

Resonanzfaktor $V_R = 6$, Elastisches Element (einteiliger Stern) aus Vulkollan;

Passfedernuten nach DIN 6886.

²⁾ Gewichte und Massenträgheitsmomente beziehen sich auf die max. Bohrungen d_1 ohne Nut.

TB 13-5 Hochelastische Wulstkupplung, Lehrbuch Bild 13-29 (Radaflex-Kupplung, Bauform 300, nach Werknorm)

Hauptmaße und Auslegungsdaten

Baugröße	Maße in mm						max. Drehzahl ¹⁾	Nenn-drehmoment ¹⁾	Nachgiebigkeiten			Federsteifen				$C_{T\text{dyn}}$ Nm/rad bei $0,5T_{KN}$	J kg m ²	Gewicht m kg
	d_1 H7 max	d_2	d_3	l_1	l_2	l_3			$\pm\Delta K_a$ mm	ΔK_r mm	ΔK_w °	C_a N/mm	C_r N/mm	C_w Nm/rad	T_{KN}			
1,6	25	40	85	28	60	64	4000	16	0,5	0,5	0,5	180	120	85	352	305	0,0014	1,7
4	30	50	110	35	75	85	4000	40	1	1	1	185	130	138	573	573	0,0042	2,9
10	50	75	150	55	88	125	3000	100	1,5	1,5	1,5	300	210	535	1146	917	0,0156	7
16	55	85	175	60	106	135	3000	160	2	2	2	330	215	600	1117	1146	0,0366	10
25	60	100	205	65	120	150	2000	250	2,5	2,5	2,5	340	240	900	1432	1364	0,0795	16
40	70	115	240	75	140	170	2000	400	3	3	3	345	270	1500	2292	2578	0,1750	26
63	80	130	275	85	156	195	2000	630	3,5	3,5	3,5	440	280	1800	4985	4584	0,3090	37
100	90	150	325	100	188	225	1500	1000	4	4	4	510	290	2200	5959	6016	0,7780	60

- ¹⁾ Maximaldrehmoment $T_{K\text{max}} = 3T_{KN}$, Dauerwechseldrehmoment $T_{KW} = 0,4T_{KN}$; Verhältnismäßige Dämpfung $\psi = 1,2$; Elastisches Element (Reifen) aus Vollgummi.

TB 13-6 Mechanisch betätigte BSD-Lamellenkupplungen, Lehrbuch Bild 13-37a und b (Bauformen 493 und 491, nach Werknorm)

Hauptmaße und Auslegungsdaten

Baugröße	Maße in mm										Hub Nasslauf	max. Drehzahl ²⁾ Nasslauf	Schalt-kraft Ein/Aus	Dreh-moment ³⁾ Nasslauf	Trägheitsmoment innen				zul. Schalt-arbeit/ Schalt-tung ⁴⁾		Gewicht m in kg Bauform	
	d_1 H7 ¹⁾ max	d_2	d_3	d_4	d_5 H7	l_1	l_2	l_3	l_4	s					F_1 N	F_2 N	$T_{KN\text{u}}$ Nm	$T_{KN\text{s}}$ Nm	493	491	W_{zul} Nm	493
4	30	70	82	55	50	60	35	29	47,5	10	8,5	3000	100	50	55	40	0,0006	0,00098	0,00045	$7 \cdot 10^3$	1,6	1,2
6,3	35	80	92	60	60	60	40	34	47,5	10	8,5	3000	120	50	90	63	0,00083	0,00185	0,00075	$11 \cdot 10^3$	1,8	1,4
10	40	90	110	70	65	70	40	34	56	10	11	3000	150	60	140	100	0,0025	0,00375	0,00213	$15,5 \cdot 10^3$	3,5	3,1
16	45	90	120	85	75	75	50	44	58	15	11	2500	300	100	220	160	0,00375	0,0050	0,00275	$20,5 \cdot 10^3$	5,0	4,0
25	50	100	130	85	85	78	50	42	61	15	12	2200	400	120	350	250	0,0050	0,0075	0,00425	$27 \cdot 10^3$	6,5	4,3
40	65	120	160	105	110	97	60	52	79	15	14	2000	500	160	550	400	0,015	0,0208	0,0125	$39 \cdot 10^3$	15	8,5
63	70	140	180	130	120	111	70	60	91	18	14	1800	700	200	900	630	0,025	0,0378	0,020	$49 \cdot 10^3$	19	11

Reibpaarung: Stahl – Sinterbronze

- ¹⁾ Innenmitnehmer und Nabengehäuse auf ca. $0,5d_{1\text{max}}$ vorgebohrt.
²⁾ Von den Schmierungsverhältnissen am Schaltring abhängig. Im Trockenlauf niedrigere Drehzahlen oder Kugellagerschaltringe verwenden.
³⁾ Im Trockenlauf gelten ungefähr für $T_{KN\text{u}}$ die 1,6fachen und für $T_{KN\text{s}}$ die 1,8fachen Werte.
⁴⁾ Für Nass- und Trockenlauf. Die bei Dauerschaltungen pro Stunde zulässige Schaltarbeit $W_{h\text{zul}}$ beträgt bei Trockenlauf $20W_{\text{zul}}$ und bei Nasslauf $40W_{\text{zul}}$.

TB 13-7 Elektromagnetisch betätigtes BSD-Lamellenkupplung, Lehrbuch Bild 13-41 (Bauform 100, nach Werknorm)

Hauptmaße und Auslegungsdaten

Baugröße	Maße in mm										max. Drehzahl n_{\max} min ⁻¹	Drehmoment ²⁾ Nasslauf		Trägheitsmoment J	Leistung ³⁾ P W	zul. Schaltarbeit/Schaltung ⁴⁾ W_{zul} Nm	Gewicht m kg		
	d_1 H7 max	d_2 H7	d_3	d_4	d_6 ¹⁾	l_1	l_2	l_3	l_4	l_5	l_6	$T_{\text{KNü}}$ Nm	T_{KNS} Nm	innen kg m ²	außen kg m ²				
2,5	22	68	82	106	6 × M6	59	55	6	6	8,5	4,5	3000	35	25	0,003	0,001	25	$30 \cdot 10^3$	2,0
4	30	85	100	124	6 × M6	63	59	6	6	8,5	4,5	3000	55	40	0,004	0,002	24	$40 \cdot 10^3$	3,8
6,3	36	90	110	138	6 × M8	68	64	7	6	8,5	4,5	3000	90	63	0,006	0,004	23,6	$50 \cdot 10^3$	4,7
10	42	105	122	154	6 × M8	69	65	8	6	8,5	5	2500	140	100	0,010	0,005	26,1	$60 \cdot 10^3$	6,2
16	48	115	135	170	6 × M8	75	70	8	6	9	5,5	2500	220	160	0,017	0,008	38,7	$70 \cdot 10^3$	8,3
25	55	135	155	190	6 × M10	80	72	9	6	9	5,5	2000	350	250	0,03	0,013	40,0	$90 \cdot 10^3$	10,5
40	62	140	170	212	6 × M10	90	80	10	7	11	6,5	2000	550	400	0,06	0,03	59,4	$0,11 \cdot 10^6$	16
63	72	170	200	254	6 × M12	97	87	12	7	11,5	6,5	1500	900	630	0,11	0,05	62,5	$0,27 \cdot 10^6$	23
100	82	190	235	280	6 × M12	110	99	13	7	11,5	7	1500	1400	1000	0,21	0,09	74,5	$0,32 \cdot 10^6$	34
160	95	230	260	324	6 × M16	120	109	15	8	13,5	7,5	1250	2200	1600	0,41	0,19	100	$0,38 \cdot 10^6$	50
250	110	270	305	370	6 × M16	148	133	17	9	14	9	1250	3500	2500	0,88	0,38	142	$0,54 \cdot 10^6$	75
400	130	310	350	420	12 × M20	204	185	20	9	14	7,5	1000	5500	4000	2,25	0,88	144	$0,67 \cdot 10^6$	135
630	135	350	400	480	12 × M24	260	237	25	9	14	7,5	900	9000	6300	4,50	2,38	130	$0,76 \cdot 10^6$	220
1000	170	420	475	560	12 × M24	280	252	25	9	14	7,5	750	14000	10000	10,4	4,00	133	$0,98 \cdot 10^6$	340

Reibpaarung: Stahl – Sinterbronze

$d_5 = d_4 - 1$ bis Größe 16 bzw. $d_4 - 2$ ab Größe 25, $d_5 = 252$ mm ab Größe 400

1) Bei Montage gebohrt.

2) Im Trockenlauf gelten ungefähr für $T_{\text{KNü}}$ die 1,6-fachen und für T_{KNS} die 1,8-fachen Werte.

3) Gleichspannung 24 V.

4) Für Nass- und Trockenlauf. Die bei Dauerschaltungen pro Stunde zulässige Schaltarbeit W_{zul} beträgt bei Trockenlauf $10W_{\text{zul}}$ und bei Nasslauf $20W_{\text{zul}}$.

TB 13-8 Faktoren zur Auslegung drehnachgiebiger Kupplungen nach DIN 740 T2

a) Anlauffaktor S_z

Anläufe je Stunde z ¹⁾	≤ 120	120 ... 240	> 240
S_z	1,0	1,3	Rückfrage beim Hersteller erforderlich

1) Bei Anläufen und Bremsungen oder bei Reversieren ist z zu verdoppeln.

b) Temperaturfaktor S_t

Werkstoffmischung	Umgebungstemperatur t in °C ¹⁾			
	über -20 bis +30	über +30 bis +40	über +40 bis +60	über +60 bis +80
Naturgummi (NR)	1,0	1,1	1,4	1,8
Polyurethan Elastomere (PUR)	1,0	1,2	1,5	nicht zulässig
Acrylnitril-Budatienskautschuk (NBR) (Perbunan N)	1,0	1,0	1,0	1,2

1) Einwirkende Strahlungswärme ist besonders zu berücksichtigen für Stahl bis +270 °C: $S_t = 1,0$.

Anmerkung: Vulkollan ist ein Urethan-Kautschuk (UR) Temperaturfaktor ungefähr wie für NR bzw. PUR.

c) Frequenzfaktor S_f (für gummielastische Kupplungen)

bei $\omega \leq 63 \text{ s}^{-1}$: $S_f = 1$

bei $\omega > 63 \text{ s}^{-1}$: $S_f = \sqrt{\frac{\omega}{63}}$, mit ω in s^{-1}

TB 13-9 Positionierbremse ROBA-stopp, Lehrbuch Bild 13-64 b (nach Werknorm)

Hauptmaße und Auslegungsdaten

Bau-größe	Maße in mm							max. Drehzahl $n_{\max} \text{ min}^{-1}$	Bremsmoment $T_{\text{Br}} \text{ Nm}$	Trägheitsmoment ¹⁾ $J_{\text{Br}} \text{ kg m}^2 \times 10^{-4}$	zul. Reibarbeit pro Bremsung W_{zul}		zul. Reibleistung $P_{\text{zul}} \text{ W}$	Gewicht ¹⁾ $m \text{ kg}$	
	d_1 min	H7 max	d_2 H7	d_3	d_4	d_5	l_1				bei Schaltbetrieb Nm	bei Einzelbremsung Nm			
3	8	12	21,9	58	79	3 × M4	30,2	15	6000	3	0,077	250	500	50	0,6
4	10	15	26,9	72	98	3 × M4	32,2	20	5000	6	0,23	500	900	70	0,95
5	10	20	30,9	90	114	3 × M5	39,3	20	4800	12	0,68	1000	1800	105	1,8
6	15	25	38,9	112	142	3 × M6	43,2	25	4000	26	1,99	2000	3500	155	3,1
7	20	32	50,9	124	165	3 × M6	58,2	30	3800	50	4,02	2800	5000	250	5,4
8	25	45	73,9	156	199	3 × M8	66,7	35	3400	100	13,2	5300	10000	300	9,4
9	30	50	80,4	175	220	6 × M8	74,3	35	3000	200	24,2	8000	20000	370	15,5
10	30	60	90	215	275	6 × M8	96,3	50	3000	400	56,4	13800	30000	450	30
11	30	80	129	280	360	6 × M12	116,3	60	3000	800	242	27700	50000	900	55

¹⁾ Gewichte und Massenträgheitsmomente beziehen sich auf die max. Bohrungen d_1 ohne Nut.

14 Wälzlager

TB 14-1 Maßpläne für Wälzlager

a) Maßplan für Radiallager (ausgenommen Kegelrollenlager), Auszug aus DIN 616
Lagerart s. TB 14-2 (Lagerreihe)

Vgl. Lehrbuch Bilder 14-7, 14-8, 14-9, 14-14 und TB 14-2: alle Maße in mm

DR Durchmesserreihe. MR Maßreihe r_{1s} Kantenabstand. Abstandmaße a für Schräkgugellager (s. Lehrbuch Bilder 14-8b und 14-23)

d	Kennzahl	DR	0			2			3			4			Schräkgugellager Reihe ¹⁾							
		MR	10			02		22	32	03		23	33	04		72	73	32	33	03 ⁴⁾		
			D	B	$r_{1s}^{(2)}$	D	B	$r_{1s}^{(2)}$	$B^{(3)}$	$B^{(3)}$	D	B	$r_{1s}^{(2)}$	$B^{(3)}$	$B^{(3)}$	D	B	$r_{1s}^{(2)}$	a	a	a	
10	00	26	8	0,3	30	9	0,6	14	14,3	35	11	0,6	17	19	-	-	-	13	15	20	-	-
12	01	28	8	0,3	32	10	0,6	14	15,9	37	12	1,6	17	19	-	-	-	14	16	22	-	-
15	02	32	9	0,3	35	11	0,6	14	15,9	42	13	1,0	17	19	-	-	-	16	18	23	30	-
17	03	35	10	0,3	40	12	0,6	16	17,5	47	14	1,0	19	22,2	62	17	1,0	18	20	25	34	-
20	04	42	12	0,6	47	14	1,0	18	20,6	52	15	1,1	21	22,2	72	19	1,1	21	23	30	36	26
25	05	47	12	0,6	52	15	1,0	18	20,6	62	17	1,1	24	25,4	80	21	1,5	24	27	33	43	31
30	06	55	13	1,0	62	16	1,0	20	23,8	72	19	1,1	27	30,2	90	23	1,5	27	31	44	51	36
35	07	62	14	1,0	72	17	1,1	23	27	80	21	1,5	31	34,9	100	25	1,5	31	35	44	57	41
40	08	68	15	1,0	80	18	1,1	23	30,2	90	23	1,5	33	36,5	110	27	2,0	34	39	57	64	46
45	09	75	16	1,0	85	19	1,1	23	30,2	100	25	1,5	36	39,7	120	29	2,0	37	43	53	72	51
50	10	80	16	1,0	90	20	1,1	23	30,2	110	27	2,0	40	44,4	130	31	2,1	39	47	56	79	56
55	11	90	18	1,1	100	21	1,5	25	33,3	120	29	2,0	43	49,2	140	33	2,1	43	51	71	87	61
60	12	95	18	1,1	110	22	1,5	28	36,5	130	31	2,1	46	54	150	35	2,1	47	55	78	96	67
65	13	100	18	1,1	120	23	1,5	31	38,1	140	33	2,1	48	58,7	160	37	2,1	50,5	60	84	102	72
70	14	110	20	1,1	125	24	1,5	31	39,7	150	35	2,1	51	63,5	180	42	3,0	53	64	88	109	77
75	15	115	20	1,1	130	25	1,5	31	41,3	160	37	2,1	55	68,3	190	45	3,0	56	68	92	117	82
80	16	125	22	1,1	140	26	2,0	33	44,4	170	39	2,1	58	68,3	200	48	3,0	59	72	99	123	88
85	17	130	22	1,1	150	28	2,0	36	49,2	180	41	3,0	60	73	210	52	4,0	63	76	106	131	93
90	18	140	24	1,5	160	30	2,0	40	52,4	190	43	3,0	64	73	225	54	4,0	67	80	113	136	98
95	19	145	24	1,5	170	32	2,1	43	55,6	200	45	3,0	67	77,8	-	-	-	72	84	120	143	103
100	20	150	24	1,5	180	34	2,1	46	60,3	215	47	3,0	73	82,6	-	-	-	76	90	127	153	110
105	21	160	26	2,0	190	36	2,1	50	65,1	225	49	3,0	77	87,3	-	-	-	80	94	135	-	103
110	22	170	28	2,0	200	38	2,1	53	69,8	240	50	3,0	80	92,1	-	-	-	84	98	144	171	123
120	24	180	28	2,0	215	40	2,1	58	76	260	55	3,0	86	106	-	-	-	90	107	-	-	133

1) siehe TB 14-2.

2) r_{1s} min nach FAG.

3) D, r_{1s} wie für 02 bzw. 03.

4) VierpunktLAGER.

b) Maßplan für Kegelrollenlager, Auszug aus DIN 616 Lagerart s. TB 14-2 (Lagerreihe)

Vgl. Lehrbuch Bild 14-13 und TB 14-2: alle Maße in mm

Abstandsmaße a und Kantenabstand min., r_{1s}, r_{2s} nach FAG

d	Kennzahl	DR	2					3					2					3					2				
		MR	02					03					22					23					32				
			D	B	C	T	r_{1s}	r_{2s}	$\approx a$	D	B	C	T	r_{1s}	r_{2s}	$\approx a$	B ⁽¹⁾	C	T	$\approx a$	B ⁽²⁾	C	T	$\approx a$	B/T ⁽¹⁾	C	$\approx a$
15	02	35	11	10	11,75	0,6	0,6	10	42	13	11	14,25	1,0	1,0	10	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
17	03	40	12	11	13,25	1,0	1,0	10	47	14	12	15,25	1,0	1,0	10	-	-	-	-	19	16	20,25	12	-	-	-	-
20	04	47	14	12	15,25	1,0	1,0	11	52	15	13	16,25	1,5	1,5	11	-	-	-	-	21	18	22,25	14	-	-	-	-
25	05	52	15	13	16,25	1,0	1,0	13	62	17	15	18,25	1,5	1,5	13	18	15	19,25	13	24	20	25,25	16	22	18	14	16
30	06	62	16	14	17,25	1,0	1,0	14	72	19	16	20,75	1,5	1,5	20	17	21,25	16	27	23	28,75	18	25	19,5	16	16	
35	07	72	17	15	18,25	1,5	1,5	15	80	21	18	22,75	2,0	1,5	16	23	19	24,25	18	31	25	32,75	20	18	22	18	18
40	08	80	18	16	19,75	1,5	1,5	17	90	23	20	25,25	2,0	1,5	20	23	19	24,75	19	33	27	35,25	23	32	25	21	21
45	09	85	19	16	20,75	1,5	1,5	18	100	25	22	27,25	2,0	1,5	21	23	19	24,75	20	35	30	38,25	25	32	25	22	22
50	10	90	20	17	21,75	1,5	1,5	20	110	27	23	29,25	2,5	2,0	23	23	19	24,75	21	40	33	42,25	28	32	24,5	23	23
55	11	100	21	18	22,75	2,0	1,5	21	120	29	25	31,5	2,5	2,0	25	25	21	26,75	23	43	35	45,5	30	35	27	26	26
60	12	110	22	19	23,75	2,0	1,5	22	130	31	26	33,5	3,0	2,5	26	28	24	29,75	24	46	37	48,5	32	38	29	28	28
65	13	120	23	20	24,75	2,0	1,5	23	140	33	28	36	3,0	2,5	28	31	27	32,75	27	48	39	51	34	41	32	30	30
70	14	125	24	21	26,75	2,0	1,5	25	150	35	30	38	3,0	2,5	30	30	27	33,25	28	51	42	54	37	41	32	31	31
75	15	130	25	22	27,75	2,0	1,5	27	160	37	31	40	3,0	2,5	32	31	27	33,25	29	55	45	58	39	41	31	32	32
80	16	140	26	22	28,75	2,0	2,0	28	170	39	33	42,5	3,0	2,5	34	33	28	35,25	31	58	48	61,5	42	46	35	35	35
85	17	145	28	24	30,5	2,5	2,0	30	180	41	34	44,5	4,0	3,0	36	36	30	38,5	34	60	49	63,5	44	49	37	37	37
90	18	160	30	26	32,5	2,5	2,0	32	190	43	36	46,5	4,0	3,0	37	40	34	42,5	36	64	53	67,5	47	-	-	-	-
95	19	170	32	27	34,5	3,0	2,5	34	200	45	38	49,5	4,0	3,0	40	43	37	45,5	39	67	55	71,5	49	-	-	-	-
100	20	180	34	29	37	3,0	2,5	36	215	47	39	51,5	4,0	3,0	42	46	39	49	42	73	60	77,5	53	63	48	46	46
105	21	190	36	30	39	3,0	2,5	38	-	-	-	4,0	3,0	-	50	43	53	44	77	63	81,5	56	-	-	-	-	
110	22	200	38	32	41	3,0	2,5	39	240	50	42	54,5	4,0	3,0	45	53	46	46	46	80	65	84,5	58	-	-	-	-
120	24	215	40	34	43,5	3,0	2,5	43	260	55	46	59,5	4,0	3,0	48	58	50	61,5	51	86	69	90,5	65	-	-	-	-

1) D, r_{1s}, r_{2s} wie bei MR 02. 2) D, r_{1s}, r_{2s} wie bei MR 03.

TB 14-1 Fortsetzung

c) Maßplan für einseitig und zweiseitig wirkende Axiallager mit ebenen Gehäusescheiben (vgl. Lehrbuch Bild 14-15a, b) bzw. kugeliger Gehäuse- und Unterlegscheibe U (vgl. Lehrbuch Bild 14-15c). Auszug aus DIN 616 und FAG, s. auch TB 14-2; alle Maße in mm (erste Ziffer von MR : Höhereihe \equiv Breitenreihe), Lagerart s. TB 14-2 (Lagerreihe)

d_w	Kennzahl	DR1				2				einseitig wirkend				2				zweiseitig wirkend ¹⁾				3																
		MR 11		$D_g = D_w$	H	r_{is}	12		$D_g = D_w$	H	r_{is}	13		$D_g = D_w$	H	r_{is}	32		R/A	d_u	d_v	H	s_w	r_{is}/r_{2s}	d_g	$D_g = D_w$	H	r_{is}	r_{is}/r_{2s}									
		d_g	$D_g = D_w$	H	r_{is}	d_g	$D_g = D_w$	H	r_{is}	d_g	$D_g = D_w$	H	r_{is}	d_g	$D_g = D_w$	H	r_{is}	R/A	d_u	d_v	H	s_w	r_{is}/r_{2s}	d_g	$D_g = D_w$	H	r_{is}	r_{is}/r_{2s}										
10	00	11	24	9	0.3	12	26	11	0.6	—	—	—	—	—	—	—	—	—	02	17	32	22	5	0.6/0.3	—	—	—	—										
12	01	13	26	9	0.3	14	28	11	0.6	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—										
15	02	16	28	9	0.3	17	32	12	0.6	—	—	—	19	35	13/2	0.6	32/16	26	38	4	15	—	—	—	—	—	—	—	—									
17	03	18	30	9	0.3	19	35	12	0.6	—	—	—	22	40	14/7	0.6	36/18	30	42	5	17	05	27	47	28	7	0.6/0.3	27	34	8	1/0.3							
20	04	21	35	10	0.3	22	40	14	0.6	—	—	—	27	47	16/7	0.6	40/19	36	50	5.5	19	06	32	29	7	0.6/0.3	32	60	38	9	1/0.3							
25	05	26	42	11	0.6	27	52	18	1	27	52	18	1	27	47	16/7	0.6	45/22	42	55	5.5	20	07 ²⁾	37	62	34	8	1/0.3	37	68	44	10	1/0.3					
30	06	32	47	11	0.6	32	60	21	1	32	60	21	1	32	52	17/8	0.6	50/24	48	65	7	20	09	47	73	37	9	1/0.6	52	12	12	1/0.6	52					
35	07	37	52	12	0.6	37	68	24	1	37	68	24	1	37	62	19/9	1	56/28.5	55	72	7	23	10	52	78	39	9	1/0.6	58	14	14	1/0.6	58					
40	08	42	60	13	0.6	42	68	19	1	42	78	26	1	42	68	20/3	1	56/26	60	78	7.5	24	11	57	90	45	10	1/0.6	57	105	64	15	1/0.6	64				
45	09	47	65	14	0.6	47	85	28	1	47	85	28	1	47	73	21/3	1	64/32.5	62	82	7.5	26	12	62	95	46	10	1/0.6	62	110	64	15	1/0.6	64				
50	10	52	70	14	0.6	52	78	22	1	52	78	22	1	52	78	31	1	52	78	25.5	1	72/35	72	95	9	30	13 ³⁾	67	100	47	10	1/0.6	67	115	65	15	1/0.6	65
55	11	57	78	16	0.6	57	90	35	1	57	90	35	1	57	90	35	1	72/32.5	72	95	9	31	15	77	110	47	10	1/1	77	135	79	18	1/5.1	79				
60	12	62	85	17	1	62	95	26	1	62	95	26	1	62	95	36	1	80/40	82	105	9	32	16	82	115	48	10	1/1	82	140	79	18	1/5.1	79				
65	13	67	90	18	1	67	100	27	1	67	100	27	1	67	100	36	1	80/38	88	110	9	32	17	88	125	55	12	1/1	88	150	87	19	1/5.1	87				
70	14	72	95	18	1	72	105	27	1	72	105	27	1	72	105	40	1	80/31	92	115	9.5	32	18	93	135	62	14	1/1	93	155	88	19	1/5.1	88				
75	15	77	100	19	1	77	110	27	1	77	110	27	1	77	110	44	1	90/49	92	115	9.5	32	18	120	10	33	—	—	—	—	—	—	—	—	—			
80	16	82	105	19	1	82	115	28	1	82	115	28	1	82	115	44	1	90/46	98	120	10	33	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—					
85	17	87	110	19	1	88	125	31	1	88	125	31	1	88	125	49	1	100/52	105	130	11	37	20	103	150	67	15	1/1	103	170	97	21	1/5.1	97				
90	18	92	120	22	1	93	135	35	1	93	155	50	1	93	135	38.5	1	100/45	110	140	13.5	42	22 ⁴⁾	113	160	67	15	1/1	113	190	110	24	2/11.1	24				
100	20	102	135	25	1	103	150	38	1	103	170	55	1	103	150	40/9	1	112/52	125	155	14	45	24	123	170	68	15	1/1	123	210	123	27	2/11.1	27				
110	22	112	145	25	1	113	160	38	1	113	187/190	63	2	113	160	40/2	1	125/65	135	165	14	45	26	133	190	80	18	1/1	133	225	130	30	2/11.1	30				
120	24	122	155	25	1	123	170	39	1	123	205/210	70	2,1	123	170	40/8	1	125/61	145	175	15	46	28	143	200	81	18	1/1	144	240	140	31	2/11.1	31				

1) Beachte für d_w die entsprechenden Kennzahlen der zweiseitig wirkenden Axiallager.

2) Kennzahl 08 auch für $d_w = 30$ mm: MR 22

$d_g = 42$; $D_g = 68$; $H = 36$; $s_w = 9$; $r_{is}/r_{2s} = 1/0.6$

MR 23 $d_g = 42$; $D_g = 78$; $H = 49$; $s_w = 12$; $r_{is}/r_{2s} = 1/0.6$.

3) Kennzahl 14 auch für $d_w = 55$ mm: MR 22

$d_g = 72$; $D_g = 105$; $H = 47$; $s_w = 10$; $r_{is}/r_{2s} = 1/1$.

4) Kennzahl 22 für $d_w = 95$ mm.

TB 14-1 Fortsetzung

d) Spannhülsen mit Mutter und Sicherung (Auszug aus DIN 5415)

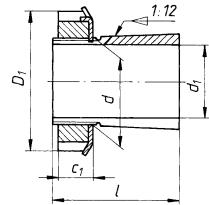
Maße in mm

1) Nennmaß der Spannhülsenbohrung = Nennmaß des Wellendurchmessers

Die Spannhülsen sind einmal durchgehend geschlitzt.

Spannhülsen mit Mutter und Sicherungsblech sind nur als Ganzes austauschbar.

Einzelteile verschiedener Herkunft sind nicht untereinander austauschbar.



Kurzzeichen	d	d_1	l	D_1	c_1	Kurzzeichen	d	d_1	l	D_1	c_1	Kurzzeichen	d	d_1	l	D_1	c_1
Reihe H 2 ¹⁾						Reihe H 3 ²⁾						Reihe H 23 ³⁾					
H 204	20	17	24	32	7	H 304	20	17	28	32	7	H 2304	20	17	31	32	7
H 205	25	20	26	38	8	H 305	25	20	29	38	8	H 2305	25	20	35	38	8
H 206	30	25	27	45	8	H 306	30	25	31	45	8	H 2306	30	25	38	45	8
H 207	35	30	29	52	9	H 307	35	30	35	52	9	H 2307	35	30	43	52	9
H 208	40	35	31	58	10	H 308	40	35	36	58	10	H 2308	40	35	46	58	10
H 209	45	40	33	65	11	H 309	45	40	39	65	11	H 2309	45	40	50	65	11
H 210	50	45	35	70	12	H 310	50	45	42	70	12	H 2310	50	45	55	70	12
H 211	55	50	37	75	12	H 311	55	50	45	75	12	H 2311	55	50	59	75	12
H 212	60	55	38	80	13	H 312	60	55	47	80	13	H 2312	60	55	62	80	13
H 213	65	60	40	85	14	H 313	65	60	50	85	14	H 2313	65	60	65	85	14
H 214	70	60	41	92	15	H 314	70	60	52	92	15	H 2314	70	60	68	92	15
H 215	75	65	43	98	15	H 315	75	65	55	98	15	H 2315	75	65	73	98	15
H 216	80	70	46	105	17	H 316	80	70	59	105	17	H 2316	80	70	78	105	17
H 217	85	75	50	110	18	H 317	85	75	63	110	18	H 2317	85	75	82	110	18
H 218	90	80	52	120	18	H 318	90	80	65	120	18	H 2318	90	80	86	120	18
H 219	95	85	55	125	19	H 319	95	85	68	125	19	H 2319	95	85	90	125	19
H 220	100	90	58	130	20	H 320	100	90	71	130	20	H 2320	100	90	97	130	20
H 222	110	100	63	145	21	H 322	110	100	77	145	21	H 2322	110	100	105	145	21

passend für Wälzlager ¹⁾ MR 02, ²⁾ MR 03 und 22, ³⁾ MR 23

TB 14-2 Dynamische Tragzahlen C , statische Tragzahlen C_0 und Ermüdungsgrenzbelastung C_u in kN (nach FAG-Angaben Ausg. 2006)

Maße s. TB 14-1 a, b, c; d Bohrungskennzahl s. TB 14-1

Längenart	Rillenkugellager								Schrägkugellager einreihig										
	Lagerreihe		60		62		63		64 ¹⁾			72 ... B ²⁾			73 ... B ²⁾				
MaBreihe	10		02		03		04			02			03						
	Tragzahlen	C	C_0	C_u	C	C_0	C_u	C	C_0	C_u	C	C_0	C_u	C	C_0	C_u			
Bohrungskennzahl	00	4,55	1,96	0,09	6	2,6	0,171	8,15	3,45	0,23	—	—	—	5	2,6	0,174	—	—	—
	01	5,1	2,36	0,13	6,95	3,1	0,198	9,65	4,15	0,28	—	—	—	6,95	3,55	0,241	10,6	5,3	0,355
	02	5,6	2,85	0,13	7,8	3,75	0,22	11,4	5,4	0,35	—	—	—	8	4,45	0,3	13,2	7,2	0,485
	03	6	3,25	0,16	9,5	4,75	0,275	13,4	6,55	0,43	22,4	11,4	0,75	10	5,7	0,38	16,3	9	0,61
	04	9,3	5	0,29	12,7	6,55	0,44	16	7,8	0,53	29	16,3	1,02	13,4	7,5	0,47	19	11	0,75
	05	10	5,85	0,31	14	7,8	0,51	22,4	11,4	0,75	33,5	19	1,25	14,6	9,3	0,58	26	15,8	1,07
	06	12,7	8	0,39	19,3	11,2	0,68	29	16,3	1,02	42,5	25	1,64	20,4	12,5	0,77	33	22,1	1,49
	07	16	10,2	0,55	25,5	15,3	0,92	33,5	19	1,25	53	31,5	2,18	27	19	1,28	40	27,5	1,86
	08	16,6	11,6	0,58	29	18	1,05	42,5	25	1,64	62	38	2,5	32	23,5	1,58	50	34,5	2,32
	09	20	14,3	0,73	31	20,4	1,15	53	31,5	2,18	76,5	47,5	3,05	36	27	1,81	61	43	2,9
	10	20,8	15,6	0,77	36,5	24	1,42	62	38	2,6	81,5	52	3,4	37,5	28,5	1,92	70	50	3,4
	11	28,5	21,2	1,12	43	29	1,72	76,5	47,5	3,05	93	60	3,95	46,5	38,5	2,6	80	61	4,1
	12	29	23,2	1,19	52	36	2,24	81,5	52	3,4	104	68	4,45	56	45	3,05	90	66,9	4,65
	13	30,5	25	1,27	60	41,5	2,55	93	60	3,95	114	76,5	4,65	64	55	3,7	103	82	5,4
	14	38	31	1,85	62	44	2,9	104	68	4,45	132	96,5	5,8	69,5	62	4,2	117	93	6
	15	39	33,5	1,96	65,5	49	3,35	114	76,5	4,65	132	96,5	5,8	68	62	4,1	130	107	6,7
	16	47,5	40	2,34	72	54	3,45	122	86,5	5,2	163	125	6,9	80	72	4,65	144	124	7,5
	17	49	43	2,43	83	64	4,05	132	96,5	5,8	173	137	7,5	90	86	5,3	155	138	8,1
	18	58,5	50	2,65	96,5	72	4,2	134	102	5,8	196	163	8,9	106	98	5,9	167	155	8,8
	19	60	54	2,8	108	81,5	4,7	146	114	6,4	—	—	—	116	106	6,2	176	167	9,3
	20	60	54	2,7	122	93	5,4	163	134	7,4	—	—	—	132*	124*	7,1*	199	197	10,6
	21	71	64	3,1	132	104	5,7	173	146	7,5	—	—	—	144	142	7,9	209	214	11,2
	22	80	71	3,45	143	116	6,3	190	166	8,6	—	—	—	155	154	8,3	232	245	12,5
	24	83	78	3,55	146	122	6,2	212	190	9	—	—	—	169*	178*	9,3*	255*	285*	13,9*

1) ab 6415 mit Massivkäfig aus Messing, Nachsetzzeichen M; z. B. Rillenkugellager 6415-M

2) Druckwinkel $\alpha = 40^\circ$, Tragzahlen für Lagerpaare: $C = 1,625 \cdot C_{\text{Einzellager}}$; $C_0 = 2 \cdot C_{\text{Einzellager}}$.

Lager mit Blechkäfig aus Stahl oder Massivkäfig aus Polyamid, außer Schrägkugellager 7221 und 7321 (Käfig aus Messing); Tragzahlen mit * Käfig aus Polyamid.

TB 14-2 Fortsetzung

Lagerart		Schrägkugellager zweireihig						Vierpunktllager			Pendelkugellager						
Lagerreihe		32 ... B ¹⁾			33 ... B ²⁾			QJ3 ³⁾			12; 12 ... K ⁴⁾						
Maßreihe		32			33			03			02						
		C	C ₀	C _u	C	C ₀	C _u	C	C ₀	C _u	C	e	Y ₁ ⁵⁾	Y ₂ ⁵⁾	C ₀	Y ₀	C _u
Bohrungskennzahl	00	7,8	4,55	0,22	-	-	-	-	-	-	5,7	0,32	1,95	3,02	1,18	2,05	0,073
	01	10,6	5,85	0,3	-	-	-	-	-	-	5,7	0,37	1,69	2,62	1,26	1,77	0,078
	02	11,8	7,1	0,36	16,3	10	0,46	-	-	-	7,7	0,34	1,86	2,88	1,73	1,95	0,108
	03	14,6	9	0,42	20,8	12,5	0,57	-	-	-	8,1	0,33	1,93	2,99	2	2,03	0,124
	04	19,6	12,5	0,61	23,2	15	0,69	30	19,6	0,99	10,1	0,28	2,24	3,46	2,6	2,34	0,161
	05	21,2	14,6	0,71	30	20	0,9	44	31,5	1,59	12,3	0,27	2,37	3,66	3,25	2,48	0,203
	06	30	21,2	0,98	41,5	28,2	1,31	58,5	43	2,17	15,9	0,25	2,53	3,91	4,6	2,65	0,285
	07	39	28,5	1,37	51	34,5	1,65	62	51	2,55	16	0,22	2,8	4,34	5,1	2,94	0,315
	08	48	36,5	1,84	62	45	2,5	86,5	68	3,5	19,4	0,22	2,9	4,49	6,5	3,04	0,4
	09	48	37,5	1,8	68	51	2,75	102	83	4,55	22	0,21	3,04	4,7	7,3	3,18	0,455
	10	51	42,5	2,12	81,5	62	3,45	110	91,5	4,95	22,9	0,2	3,17	4,9	8	3,32	0,5
	11	58,5	49	2,39	102	78	4,25	127	108	5,9	27	0,19	3,31	5,12	9,9	3,47	0,62
	12	72	61	3,45	125	98	5,2	146	127	6,7	30,5	0,18	3,47	5,37	11,4	3,64	0,71
	13	80	73,5	3,7	143	112	6,1	163	146	7,9	31	0,18	3,57	5,52	12,4	3,74	0,77
	14	83	76,5	4,15	163	167	8,8	183	166	8,6	35	0,19	3,36	5,21	13,7	3,52	0,85
	15	91,5	85	4,25	185	192	9,7	212	204	10,5	39	0,19	3,32	5,15	15,5	3,48	0,95
	16	98	93	4,95	209	213	11,5	224	220	10,8	40	0,16	3,9	6,03	16,8	4,08	0,99
	17	126	151	7,3	223	229	10,9	245	255	11,7	49,5	0,17	3,73	5,78	20,6	3,91	1,18
	18	140	169	7,9	245	275	12,8	265	285	12,9	57	0,17	3,74	5,79	23,3	3,92	1,3
	19	156	186	8,6	260	285	12,9	285	310	14,1	64	0,17	3,73	5,78	27	3,91	1,45
	20	181	224	10	270	320	13,9	325	365	16,3	70	0,18	3,58	5,53	29,5	3,75	1,55
	21	213	247	11,1	-	-	-	-	-	-	75	0,18	3,54	5,48	32	3,71	1,64
	22	229	280	12,1	320	385	16	345	415	17,4	89	0,17	3,61	5,59	38	3,78	1,9
	24	-	-	-	-	-	-	380	480	19,3	121	0,2	3,11	4,81	52	3,25	2,5

¹⁾ bis Kennzahl 16 mit Druckwinkel $\alpha = 25^\circ$, Zusatzzeichen B; ab Kennzahl 17 Druckwinkel $\alpha = 35^\circ$, ohne Zusatzzeichen.

²⁾ bis Kennzahl 13 mit Druckwinkel $\alpha = 25^\circ$, Zusatzzeichen B; ab Kennzahl 14 Druckwinkel $\alpha = 35^\circ$, ohne Zusatzzeichen.

³⁾ Druckwinkel $\alpha = 35^\circ$, ab Kennzahl 15 mit zwei Haltenuten, Zusatzzeichen N2.

⁴⁾ ab Kennzeichen 04 auch Ausführung K (mit kegeliger Bohrung, Kegel 1:12), außer 1221 und 1224.

⁵⁾ Es gilt $Y = Y_1$, wenn $F_a/F_r \leq e$,
 $Y = Y_2$, wenn $F_a/F_r > e$.

TB 14-2 Fortsetzung

Lagerart		Pendelkugellager (Fortsetzung)																				
Lagerreihe		13; 13 ... K ¹⁾						22; 22 ... K ^{1), 2RS²⁾}						23; 23 ... K ^{1), 2RS³⁾}								
Maßreihe		03						22						23								
		C	e	Y ₁ ⁴⁾	Y ₂ ⁴⁾	C ₀	Y ₀	C _u	C	e	Y ₁ ⁴⁾	Y ₂ ⁴⁾	C ₀	Y ₀	C _u	C	e	Y ₁ ⁴⁾	Y ₂ ⁴⁾	C ₀	Y ₀	C _u
Bohrungskennzahl	00	-	-	-	-	-	-	-	8,8	0,58	1,09	1,69	1,73	1,14	0,107	-	-	-	-	-	-	-
	01	-	-	-	-	-	-	-	9,4	0,53	1,2	1,85	1,92	1,25	0,12	-	-	-	-	-	-	-
	02	-	-	-	-	-	-	-	9,6	0,46	1,37	2,13	2,08	1,44	0,13	17	0,51	1,23	1,91	3,7	1,29	0,2
	03	12,9	0,32	1,94	3	3,15	2,03	0,197	11,8	0,46	1,37	2,12	2,75	1,43	0,171	13,9	0,53	1,19	1,85	3,15	1,25	0,2
	04	12,7	0,29	2,17	3,35	3,3	2,27	0,206	14,7	0,44	1,45	2,24	3,5	1,51	0,219	17,6	0,51	1,23	1,9	4,25	1,29	0,3
	05	18,3	0,28	2,29	3,54	4,95	2,4	0,31	17,3	0,35	1,78	2,75	4,4	1,86	0,275	25	0,48	1,32	2,04	6,5	1,38	0,4
	06	21,7	0,26	2,39	3,71	6,3	2,51	0,39	26	0,3	2,13	3,29	6,9	2,12	0,233	43	0,45	1,4	2,17	8,7	1,47	0,5
	07	25,5	0,26	2,47	3,82	7,8	2,59	0,485	33	0,3	2,13	3,29	8,9	2,23	0,56	40,5	0,47	1,35	2,1	11,1	1,42	0,7
	08	30	0,25	2,52	3,9	9,6	2,64	0,6	32,5	0,26	2,43	3,76	9,4	2,54	0,58	46	0,43	1,45	2,25	13,4	1,52	0,8
	09	38,5	0,25	2,5	3,87	12,6	2,62	0,78	28,5	0,26	2,43	3,76	8,9	2,54	0,55	55	0,43	1,48	2,29	16,3	1,55	1
	10	42	0,24	2,6	4,03	14,1	2,73	0,88	28,5	0,24	2,61	4,05	9,4	2,74	0,58	66	0,43	1,47	2,27	19,9	1,54	1,2
	11	52	0,24	2,66	4,12	17,7	2,79	1,1	39	0,22	2,92	4,52	12,4	3,06	0,77	77	0,42	1,51	2,33	23,8	1,58	1,5
	12	58	0,23	2,77	4,28	20,6	2,9	1,28	48	0,23	2,69	4,16	16,3	2,82	1,02	89	0,41	1,55	2,4	28	1,62	1,7
	13	63	0,23	2,75	4,26	22,7	2,88	1,38	58	0,23	2,78	4,31	19	2,92	1,19	98	0,39	1,62	2,51	32	1,7	2
	14	75	0,23	2,79	4,32	27,5	2,93	1,62	44	0,27	2,34	3,62	16,9	2,45	1,05	112	0,38	1,65	2,55	37	1,73	2,2
	15	80	0,23	2,77	4,29	29,5	2,9	1,69	44,5	0,26	2,47	3,83	17,6	2,59	1,08	124	0,38	1,64	2,54	42	1,72	2,4
	16	89	0,22	2,87	4,44	33	3	1,81	49,5	0,25	2,48	3,84	19,8	2,6	1,18	139	0,37	1,7	2,62	48,5	1,78	2,7
	17	99	0,22	2,88	4,46	37,5	3,02	2,01	59	0,26	2,46	3,81	23,4	2,58	1,34	143	0,37	1,68	2,61	51	1,76	2,8
	18	109	0,22	2,83	4,38	42,5	2,97	2,23	71	0,27	2,33	3,61	28,5	2,44	1,58	156	0,39	1,63	2,53	57	1,71	3
	19	134	0,23	2,73	4,23	50	2,86	2,55	84	0,27	2,32	3,59	34	2,43	1,84	167	0,38	1,66	2,57	63	1,74	3,3
	20	145	0,23	2,68	4,15	57	2,87	2,8	98	0,27	2,68	3,61	40	2,44	2,12	196	0,38	1,67	2,58	78	1,75	3,9
	21	158	0,23	2,75	4,23	64	2,88	3,1	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	
	22	165	0,23	2,79	4,32	71	2,92	3,3	126	0,28	2,23	3,45	51	2,33	2,55	221	0,37	1,69	2,62	94	1,77	4,4
	24	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	

¹⁾ ab Kennzahl 05 auch Ausführung K (mit kegeliger Bohrung, Kegel 1:12), außer Kennzahl 14 und 21 sowie Lager 2310.

²⁾ bis Kennzahl 13 auch Ausführung mit beidseitig schleifender Dichtung (Nachsetzzeichen 2RS). Bei Ausführung 2RS sind die Werte der Baureihe 12 zu verwenden.

³⁾ von Kennzahl 03 bis 11 auch Ausführung mit beidseitig schleifender Dichtung (Nachsetzzeichen 2RS). Bei Ausführung 2RS sind die Werte der Baureihe 13 zu verwenden.

⁴⁾ Es gilt $Y = Y_1$, wenn $F_a/F_r \leq e$,
 $Y = Y_2$, wenn $F_a/F_r > e$.

TB 14-2 Fortsetzung

Lagerart		Zylinderrollenlager ^{1), 2)}																				
Lagerreihe		NU 10			N2; NJ2; NU2; NUP2			N2; NJ2 NUP2			NU2		N3, NJ3 NU3, NUP3		N3; NJ3 NUP3		NU3		NJ22; NU22; NUP22			
Maßreihe		10			02						03						22			23		
		<i>C</i>	<i>C₀</i>	<i>C_u</i>	<i>C</i>	<i>C₀</i>	<i>C_u</i>	<i>C</i>	<i>C₀</i>	<i>C_u</i>	<i>C</i>	<i>C₀</i>	<i>C_u</i>	<i>C</i>	<i>C₀</i>	<i>C_u</i>	<i>C</i>	<i>C₀</i>	<i>C_u</i>			
Bohrungskennzahl	02	—	—	—	15,1*	10,4*	1,47**	1,29	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—		
	03	—	—	—	20,8	14,6	2,11**	1,82	30*	21,2*	3,3*	2,65	28,5	21,9	3,5	—	—	—	—	—		
	04	—	—	—	32,5	24,7	3,85	3,1	36,5*	26*	4,05**	3,25	38,5	31	5	48,5	38	6,3				
	05	16,7	12,9	1,52	34,5	27,5	4,35	3,5	48	36,5	5,8	4,7	41,5	34,5	5,7	66	55	9,4				
	06	22,9	19,3	2,4	45	36	5,7	4,65	61	48	8	6,4	57	48,5	8,1	86	75	13,2				
	07	29	26	3,15	58	48,5	7,9	6,4	76	63	10,7	8,6	72	64	10,8	108	98	17,4				
	08	33,5	30,5	3,35	63	53	8,7	7	95	78	12,9	10,4	83	75	12,9	132	119	20,7				
	09	40	37,5	4,8	72	63	10,6	8,6	108**	91**	15,2**	13,3	87	82	14,1	162	153	27				
	10	42,5	41,5	5,3	75	69	11,5	9,3	130	113	19,1	15,5	92	88	15,3	192	187	33				
	11	53	62	6,6	99	95	16,3	13,2	159	139	23,6	19,1	117	118	20,7	235	230	41				
	12	52	55	7,1	111	102	16,8	13,9	177	157	26,5	21,7	151	152	26,5	265	260	47				
	13	53	58	7,5	127	119	19,8	16,3	214	191	32	26	176	181	32	295	285	50				
	14	75	78	10,6	140	137	23,1	19	242	222	37	30	184	194	34	325	325	56				
	15	76	82	11,1	154	156	26,5	21,7	285	265	43	34,5	191	207	36	390	395	67				
	16	91	99	13,6	165	167	27,5	22,6	300	275	46	37	220	243	42	420	425	73				
	17	93	103	14	194	194	31,5	26	320**	300**	49,5**	40	255	275	46**	435	445	75				
	18	111	124	16,8	215	217	35	28,5	370	350	55	44	285	315	52	510	530	86				
	19	113	130	17,3	260	265	41,5	34	390	380	59	48	340	370	60	540	580	92**				
	20	116	135	17,9	295	305	47,5	38,5	450	425	65	53	395	445	72	680	720	114				
	21	131	153	19,4	310	320	49	40	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—			
	22	166	190	24,2	345	365	56**	56	495**	475**	73**	59	455	520	81	750	800	126				
	24	174	207	26	390	415	64	52	610	600	87	70	530	610	96**	930	1010	153				

1) Bei als Stützlager (NJ oder NU mit einem Winkelring HJ) oder Festlager (NUP oder NJ mit HJ) eingesetztem Lager muss $F_a/F_r \leq 0,4$ sein. Ständige axiale Belastung ist nur zulässig, wenn das Lager gleichzeitig radial belastet ist. F_a darf die zulässige Axialkraft F_{azul} nicht überschreiten. Werte für F_{azul} s. Herstellerkataloge.

2) Lagerreihe 10 mit rollengeführten Käfigen aus Messing (Nachsetzzeichen M1); Lagerreihe 2, 3, 22, 23 verstärkte Ausführung, (Nachsetzzeichen E, z. B. NJ 2205 E).

* nicht NUP202, N303, N304;

** bei NJ202: $C_u = 1,46$; NJ203/NUP203: $C_u = 2,1$; NJ222/NUP222: $C_u = 55$; NU2217: $C_u = 46,5$; NU2224: $C_u = 97$; NU2319: $C_u = 93$; bei N309 und NU309: $C = 115$, $C_0 = 98$, $C_u = 16,4$; N317: $C = 340$, $C_0 = 325$, $C_u = 53$; N322: $C = 520$, $C_0 = 510$, $C_u = 78$.

TB 14-2 Fortsetzung

Lagerart		Kegelrollenlager ¹⁾																				
Lagerreihe		302A ²⁾				303A ²⁾				322A ²⁾				323A ²⁾								
Maßreihe		02				03				22				23								
		<i>C</i>	<i>e</i>	<i>Y</i>	<i>C₀</i>	<i>Y₀</i>	<i>C_u</i>	<i>C</i>	<i>e</i>	<i>Y</i>	<i>C₀</i>	<i>Y₀</i>	<i>C_u</i>	<i>C</i>	<i>e</i>	<i>Y</i>	<i>C₀</i>	<i>Y₀</i>	<i>C_u</i>			
Bohrungskennzahl	02	14,2	0,35	1,73	13,5	0,95	1,32	22,9	0,29	2,11	20,3	1,16	2,11	—	—	—	—	—	—			
	03	18,5	0,35	1,74	17,8	0,96	1,89	27,5	0,29	2,11	24,5	1,16	2,6	28,5	0,31	1,92	29	1,06	3,25	36	0,29	2,11
	04	26,5	0,35	1,74	26,5	0,96	2,9	34	0,3	2	32	1,1	3,6	—	—	—	45,5	0,3	2	47,5	1,1	5,6
	05	32	0,37	1,6	34,5	0,88	3,9	47	0,3	2	45	1,1	5,1	39,5	0,33	1,81	43,5	0,92	5,1	62	0,3	2
	06	43,5	0,37	1,6	47,5	0,88	5,5	60	0,31	1,9	61	1,05	6,9	53	0,37	1,6	62	0,88	7,4	81	0,31	1,9
	07	53	0,37	1,6	58	0,88	6,8	75	0,31	1,9	78	1,05	8,6	70	0,37	1,6	83	0,88	10,2	101	0,31	1,9
	08	61	0,37	1,6	66	0,88	7,6	92	0,35	1,74	103	0,96	11,9	79	0,37	1,6	93	0,88	11,2	121	0,35	1,74
	09	70	0,4	1,48	82	0,81	9,6	112	0,35	1,74	127	0,96	14,8	82	0,4	1,48	99	0,81	12	147	0,35	1,74
	10	79	0,42	1,43	95	0,79	11,3	130	0,35	1,74	148	0,96	17,6	87	0,42	1,43	109	0,79	13,2	187	0,35	1,74
	11	91	0,4	1,48	107	0,81	12,4	151	0,35	1,74	174	0,96	20,6	110	0,4	1,48	137	0,81	16,2	211	0,35	1,74
	12	102	0,4	1,48	121	0,81	14	176	0,35	1,74	204	0,96	24,2	133	0,4	1,48	170	0,81	20,6	242	0,35	1,74
	13	119	0,4	1,48	142	0,81	16,6	201	0,35	1,74	236	0,96	27	156	0,4	1,48	200	0,81	24,5	275	0,35	1,74
	14	130	0,42	1,43	160	0,79	19	227	0,35	1,74	270	0,96	31	163	0,42	1,43	214	0,79	26,5	315	0,35	1,74
	15	137	0,44	1,32	172	0,76	20,3	255	0,35	1,74	300	0,96	34,5	171	0,44	1,38	229	0,76	28	360	0,35	1,74
	16	154	0,42	1,43	191	0,79	21,9	290	0,35	1,74	350	0,96	39,5	198	0,42	1,43	260	0,79	31	405	0,35	1,74
	17	175	0,42	1,43	220	0,79	25,5	315	0,35	1,74	380	0,96	42	226	0,42	1,43	305	0,79	36	435	0,35	1,74
	18	199	0,42	1,43	255	0,79	28,5	335	0,35	1,74	405	0,96	43,5	260	0,42	1,43	355	0,79	42	490	0,35	1,74
	19	225	0,42	1,43	290	0,79	32	370	0,35	1,74	450	0,96	47,5	300	0,42	1,43	420	0,79	48,5	530	0,35	1,74
	20	250	0,42	1,43	330	0,79	35,5	420	0,35	1,74	510	0,96	63	335	0,42	1,43	475	0,79	54	620	0,35	1,74
	21	280	0,42	1,43	370	0,79	40	—	—	—	—	—	385	0,42	1,43	550	0,79	63	670	0,35	1,74	
	22	315	0,42	1,43	425	0,79	45,5	475	0,35	1,74	580	0,96	71	415	0,42	1,43	590	0,79	66	740	0,35	1,74
	24	335	0,44	1,38	455	0,76	57	570	0,35	1,74	710	0,96	83	490	0,44	1,38	730	0,76	93	670*	0,39	1,53
																			970*	0,84	118*	

1) Lagerpaar in O- oder X-Anordnung $C = 1,715 \cdot C_{\text{Einzel}}$; $P = F_r + 1,12 \cdot Y \cdot F_a$ wenn $F_a/F_r \leq e$,

$$P = 0,67 \cdot F_r + 1,68 \cdot Y \cdot F_a$$
 wenn $F_a/F_r > e$;

$$C_0 = 2 \cdot C_{\text{Einzel}}$$
; $P_0 = F_r + 2 \cdot Y_0 \cdot F_a$.

2) Nachsetzzeichen A – Lager mit geänderter Innenkonstruktion; Tragzahlen mit * Normalausführung (ohne A).

TB 14-2 Fortsetzung

Lagerart	Tonnenlager ^{1),4)}						Pendelrollenlager ^{1),2),4)}																		
Lagerreihe	202; 202 K		203; 203 K		213 ... E ¹⁾ ; 213 ... E1-K						222 ... E ¹⁾ ; 222 ... E1-K						223 ... E ¹⁾ ; 223 ... E1-K								
Maßreihe	02		03		13 ⁵⁾						22						23								
	C	C ₀	C	C ₀	C	e	Y ₁ ⁽³⁾	Y ₂ ⁽³⁾	C ₀	Y ₀	C _u	C	e	Y ₁ ⁽³⁾	Y ₂ ⁽³⁾	C ₀	Y ₀	C _u	C	e	Y ₁ ⁽³⁾	Y ₂ ⁽³⁾	C ₀	Y ₀	
Bohrungskennzahl	04	20,4	19,3	27	24,5	40,5	0,3	2,25	3,34	33,5	2,2	3,7	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-		
	05	24	25	36	34,5	52	0,28	2,43	3,61	43	2,37	4,75	48	0,34	1,98	2,94	42,5	1,93	4,8	-	-	-	-	-	
	06	27,5	28,5	49	49	72	0,27	2,49	3,71	63	2,43	7	64	0,31	2,15	3,2	57	2,1	6,9	-	-	-	-	-	
	07	40,5	43	58,5	61	83	0,26	2,55	3,8	73,5	2,5	8,1	88	0,31	2,16	3,22	81,5	2,12	9,4	-	-	-	-	-	
	08	49	53	76,5	81,5	108	0,24	2,81	4,19	106	2,75	14,3	102	0,28	2,41	3,59	90	2,35	11,8	156	0,36	1,86	2,77	150	1,82
	09	52	57	86,5	95	129	0,23	2,92	4,35	129	2,86	17,3	104	0,26	2,62	3,39	98	2,56	12,7	186	0,36	1,9	2,83	183	1,86
	10	58,5	68	108	118	129	0,23	2,92	4,35	129	2,86	17,1	108	0,24	2,81	4,19	108	2,75	14,3	228	0,36	1,86	2,77	224	1,82
	11	73,5	85	120	137	170	0,24	2,84	4,23	166	2,78	21,2	129	0,23	2,92	4,35	17,3	265	0,36	1,89	2,81	260	1,84		
	12	85	100	146	170	212	0,23	2,95	4,4	228	2,89	28	170	0,24	2,84	4,23	166	2,78	21,2	310	0,35	1,91	2,85	310	1,87
	13	95	116	170	196	250	0,22	3,14	4,67	270	3,07	34	200	0,24	2,81	4,19	208	2,75	25,5	355	0,34	2	2,98	365	1,96
	14	106	134	183	216	250	0,22	3,14	4,67	270	3,07	34	212	0,23	2,95	4,4	228	2,89	28	390	0,34	2	2,98	390	1,96
	15	112	143	216	255	305	0,22	3,04	4,53	325	2,97	38,5	216	0,22	3,1	4,62	236	3,03	29,5	440	0,34	1,99	2,96	450	1,94
	16	125	163	245	285	305	0,22	3,04	4,53	325	2,97	38,5	250	0,22	3,14	4,67	270	3,07	34	500	0,34	1,99	2,96	510	1,94
	17	156	200	270	320	345	0,23	2,9	4,31	375	2,83	42,5	305	0,22	3,04	4,53	325	2,97	38,5	540	0,33	2,04	3,04	560	2
	18	173	220	300	360	380	0,24	2,87	4,27	415	2,8	47	345	0,23	2,9	4,31	375	2,83	42,5	610	0,33	2,03	3,02	630	1,98
	19	208	265	335	400	430	0,22	3,04	4,53	455	2,97	47,5	380	0,24	2,87	4,27	415	2,8	47	670	0,33	2,03	3,02	695	1,98
	20	224	290	365	440	490	0,22	3,14	4,67	530	3,07	61	430	0,24	2,84	4,23	475	2,78	52	815	0,33	2,03	3,02	915	1,98
	21	245	315	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	
	22	285	375	430	520	600	0,21	3,24	4,82	640	3,16	69	550	0,25	2,71	4,04	600	2,65	62	950	0,33	2,07	3,09	1060	2,03
	24	305	415	490	630	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	735	2,65	71	1080	0,33	2,06	3,06	1160	2,01

1) Ausführung K (mit kegelförmiger Bohrung 1:12) nicht für Lager 20204, 20214, 20219 und 20221, sowie 20304 ... 10, 20314 ... 17, 20319 und 20321 ... 24.

2) Lager verstärkte Ausführung (Nachsetzzeichen E1), mit Schmiernut und Schmierbohrungen im Außenring (keine Schmiernut Lager 21304 ... 07); Ausführung K nicht für Lager 21304 ... 06.

3) Es gilt: $Y = Y_1$, wenn $F_a/F_r \leq e$,

$$Y = Y_2, \text{ wenn } F_a/F_r > e.$$

4) fehlende Werte für C_u sind den Herstellerkatalogen zu entnehmen.

5) D, B, r_{1s} entspricht Maßreihe 03

TB 14-2 Fortsetzung

Lagerart	Axial-Rillenkugellager einseitig wirkend ^{1),3)}						Lagerart	Axial-Rillenkugellager zweiseitig wirkend ^{2),3)}						Lagerart	Axial-Rillenkugellager zweiseitig wirkend ^{2),3)}								
Lagerreihe	511			512, 532 U2			Lagerreihe	513, 533 U3			Lagerreihe	522, 542 U2			Lagerreihe	523, 543 U3							
Maßreihe	11			12, 32			Maßreihe	13, 33			Maßreihe	22, 42			Maßreihe	23, 43							
	C	C ₀	C _u	C	C ₀	C _u	C	C ₀	C _u	C	C ₀	C _u	C	C ₀	C _u	C	C ₀	C _u	C	C ₀	C _u		
Bohrungskennzahl	00	10	14	0,62	12,7	17	0,76	-	-	-	02	16,6*	25*	1,1*	-	-	-	-	-	-	-	-	-
	01	10,4	15,3	0,69	13,2	19	0,84	-	-	-	04	22,4*	37,5*	1,66*	-	-	-	-	-	-	-	-	-
	02	10,6	16,6	0,75	16,6	25	1,1	-	-	-	05	28	50	2,22	34,5	55	2,45	-	-	-	-	-	-
	03	11,4	19,6	0,87	17,3	27,5	1,21	-	-	-	06	25	46,5	2,04	38	65,5	2,85	-	-	-	-	-	-
	04	15	26,5	1,18	22,4	37,5	1,66	-	-	-	07	35,5	67	3	50	88	3,9	-	-	-	88	3,9	-
	05	18	35,5	1,57	28	50	2,22	34,5	55	2,45	08	46,5	98	4,3	61**	112**	5**	-	-	-	-	-	-
	06	19	40	1,77	25	46,5	2,04	38	65,5	2,85	09	39	80	3,55	75	140	6,3	-	-	-	140	6,3	-
	07	20	46,5	2,06	35,5	67	3	50	88	3,9	10	50	106	4,7	86,5	170	7,5	-	-	-	208	9	-
	08	27	63	2,75	46,5	98	4,3	61	112	5	11	61	134	6,1	102	208	9	-	-	-	-	-	-
	09	28	69,5	3,05	39	80	3,55	75	140	6,3	12	62	140	6,2	100	208	9	-	-	-	208	9	-
	10	29	75	3,3	50	106	4,7	86,5	170	7,5	13	64*	150*	6,6*	106**	220**	9,7**	-	-	-	-	-	-
	11	30,5	75	3,3	61	134	6,1	102	208	9	14	65,5*	160*	7*	134	290	12,9	-	-	-	-	-	-
	12	41,5	112	5	62	140	6,2	100	208	9	15	67	170	7,5	163	360	15,4	-	-	-	-	-	-
	13	38	100	4,4	64	150	6,6	106	220	9,7	16	75	190	8,5	160	360	15,1	-	-	-	-	-	-
	14	40	110	4,85	65,5	160	7	134	290	12,9	17	98	250	10,9	186	415	16,7	-	-	-	-	-	-
	15	44	122	5,5	67	170	7,5	163	360	15,4	18	118	300	12,3	193	455	17,7	-	-	-	-	-	-
	16	45	129	5,7	75	190	8,5	160	360	15,1	20	122	320	14,4	240	585	21,9	-	-	-	-	-	-
	17	45,5	134	6	98	250	10,9	186	415	16,7	22	134*	365*	16*	280	750	27	-	-	-	-	-	-
	18	45,5	140	6,1	118	300	12,3	193	455	17,7	24	134*	390*	14,2*	325**	915**	31,5**	-	-	-	-	-	-
	20	85	270	13	122	320	14,4	240	585	21,9	26	183*	540*	18,9*	360**	1060**	35**	-	-	-	-	-	-
	22	86,5	290	13,4	134	365	16	280	750	27	28	190*	570*	19,2*	405**	1250**	40**	-	-	-	-	-	-
	24	90	310	13,9	134	390	14,5	325	915	31,5	30	236*	735*	24,2*	415**	1340**	41,5**	-	-	-	-	-	-

1) Lager der Reihen 511, 512 und 513 haben eine ebene Gehäusescheibe; Lager der Reihen 532 und 533 haben eine kugelige Gehäusescheibe. In Verbindung mit den Unterlegscheiben U2 und U3 sind sie winkelbeweglich.

* nur Lagerreihe 522.

2) Lager der Reihen 522 und 523 haben zwei ebene Gehäusescheiben; Lager der Reihen 542 und 543 haben kugelige Gehäusescheiben. In Verbindung mit den Unterlegscheiben U2 und U3 sind sie winkelbeweglich.

** nur Lagerreihe 523.

3) Zur Vermeidung von Gleitbewegungen infolge von Fliehkräften und Kreiselmomenten müssen die Lager mit $F_{a\min}$ belastet werden. Werte für $F_{a\min}$ s. Herstellerkatalog.

4) Bohrungskennzahl für d_w siehe TB 14-1c zweiseitig wirkend.

TB 14-3 Richtwerte für Radial- und Axialfaktoren X , Y bzw. X_0 , Y_0

a) bei dynamisch äquivalenter Beanspruchung

Lagerart	e	$\frac{F_a}{F_r} \leq e$		$\frac{F_a}{F_r} > e$	
		X	Y	X	Y
Rillenkugellager ¹⁾ ein- und zweireihig mit Radialluft normal übliche Passung k5 ... j5 und J6	F_a/C_0				
	0,025	0,22			2,0
	0,04	0,24			1,8
	0,07	0,27	1	0	1,6
	0,13	0,31			1,4
Schrägkugellager • Reihe 72B, 73B $\alpha = 40^\circ$; Einzellager und Tandem-Anordnung • –; Lagerpaar in O- oder X-Anordnung • Reihe 32 B, 33 B $\alpha = 25^\circ$ • Reihe 32, 33 $\alpha = 35^\circ$					
		1,14	1	0	0,35
		1,14	1	0,55	0,57
		0,68	1	0,92	0,67
		0,95	1	0,66	0,6
Vierpunktler, möglichst $F_a \geq 1,2 \cdot F_r$		0,95	1	0,66	0,6
Pendelkugellager		s. TB 14-2	1	s. TB 14-2	0,65
Zylinderrollenlager ²⁾ • Reihe 10, 2, 3 und 4 • Reihe 22, 23					
	0,2	1	0	0,92	
	0,3	1	0	0,92	
Kegelrollenlager ³⁾		s. TB 14-2	1	0	0,4
Tonnenlager		–	1	9,5	1
Pendelrollenlager		s. TB 14-2	1	s. TB 14-2	0,67
Axial-Rillenkugellager		–	–	–	0
Axial-Pendelrollenlager ⁴⁾		1,82	–	–	1,2
					1

1) für $0,02 < F_a/C_0 \leq 0,5$, $e \approx 0,51 \cdot (F_a/C_0)^{0,233}$, $Y \approx 0,866(F_a/C_0)^{-0,229}$ bei $F_a/F_r > e$.

2) Richtwerte nach SKF-Katalog.

3) für Lagerpaar in O- oder X-Anordnung s. TB 14-2 Legende.

4) Die Radialkraft muss $F_r \leq 0,55 F_a$ sein, um die zentrische Lage der Scheiben nicht zu gefährden.

b) bei statisch äquivalenter Beanspruchung

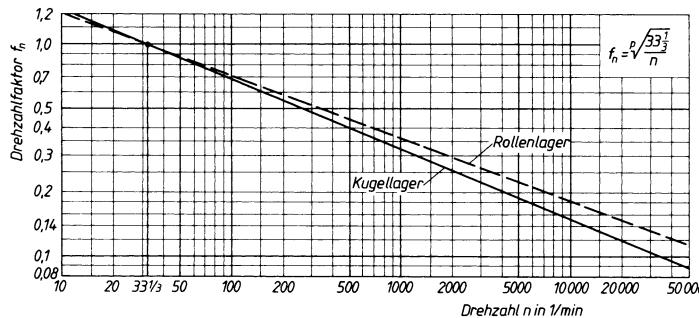
Lagerart	e	einreihige Lager ¹⁾				zweireihige Lager			
		$\frac{F_{a0}}{F_{r0}} \leq e$		$\frac{F_{a0}}{F_{r0}} > e$		$\frac{F_{a0}}{F_{r0}} \leq e$		$\frac{F_{a0}}{F_{r0}} > e$	
		X_0	Y_0	X_0	Y_0	X_0	Y_0	X_0	Y_0
Rillenkugellager ¹⁾	0,8	1	0	0,6	0,5	1	0	0,6	0,5
Schrägkugellager • Reihe 72B, 73B $\alpha = 40^\circ$; Einzellager und Tandem-Anordnung • –; Lagerpaar in O- oder X-Anordnung • Reihe 32B, 33B $\alpha = 25^\circ$ • Reihe 32, 33 $\alpha = 35^\circ$	1,9	1	0	0,5	0,26	–	–	–	–
	–	1	0,52	1	0,52	–	–	–	–
	–	–	–	–	–	1	0,76	1	0,76
	–	–	–	–	–	1	0,58	1	0,58
	–	1	0,58	1	0,58	–	–	–	–
Vierpunktler	–	1	0,58	1	0,58	–	–	–	–
Pendelkugellager	–	–	–	–	–	1	s. TB 14-2	1	s. TB 14-2
Zylinderrollenlager	–	1	0	1	0	–	–	–	–
Kegelrollenlager ²⁾	$\frac{1}{2Y_0}$	1	0	0,5	s. TB 14-2	–	–	–	–
Tonnenlager	–	1	5	1	5	–	–	–	–
Pendelrollenlager	–	–	–	–	–	1	s. TB 14-2	1	s. TB 14-2
Axial-Rillenkugellager	–	–	–	0	1	–	–	–	–
Axial-Pendelrollenlager ³⁾	–	2,7	1	2,7	1	–	–	–	–

1) Es muss stets $P_0 \leq F_r$ sein.

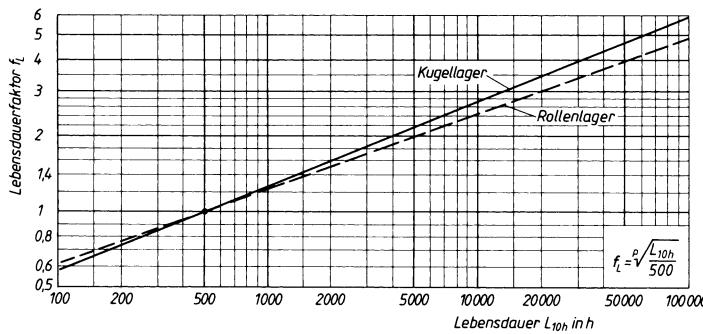
2) für Lagerpaar in O- oder X-Anordnung s. TB 14-2 Legende.

3) Die Radialkraft muss $F_{r0} \leq 0,55 F_{a0}$ sein, um die zentrische Lage der Scheiben nicht zu gefährden.

TB 14-4 Drehzahlfaktor f_n für Wälzläger

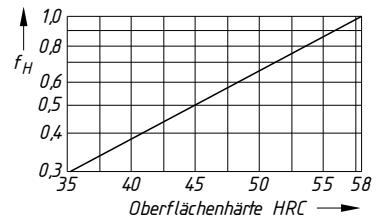


TB 14-5 Lebensdauerfaktor f_L für Wälzläger

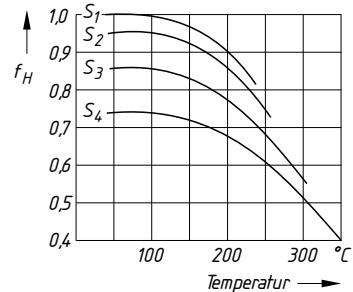


TB 14-6 Härteeinflussfaktor f_H

a) bei verminderter Härte der Laufbahnoberfläche



b) bei maßstabilisierten Lagern (S1 bis S4) und höheren Temperaturen



TB 14-7 Richtwerte für anzustrebende nominelle Lebensdauerwerte L_{10h} für Wälz Lagerungen (nach Schaeffler-AG)

Nr.	Einsatzgebiet	Anzustrebende Lebensdauer L_{10h} in h ¹⁾	
		Kugellager	Rollenlager
1	E-Motoren für Haushaltsgeräte	1700 ... 4000	—
2	Serienelektromotoren	21000 ... 32000	35000 ... 50000
3	große Elektromotoren (>100 kW)	32000 ... 63000	50000 ... 110000
4	elektrische Fahrmotoren	14000 ... 21000	20000 ... 35000
5	Universalgetriebe, Getriebemotoren	4000 ... 14000	5000 ... 20000
6	Großgetriebe, stationär	14000 ... 46000	20000 ... 75000
7	Werkzeugmaschinenge triebe	14000 ... 32000	20000 ... 50000
8	Motorräder	400 ... 2000	400 ... 2400
9	PKW-Radlager	1400 ... 5300	1500 ... 7000
10	mittlere Lastkraftwagen	2900 ... 5300	3600 ... 7000
11	schwere Lastkraftwagen	4000 ... 8800	5000 ... 12000
12	Straßenbahnwagen, Triebwagen, Außenlager v. Lokomotiven	—	35000 ... 50000
13	Reise- und Güterzugwagen, Abbaum wagen	—	20000 ... 35000
14	Landmaschinen (selbstfahrt. Arbeitsmaschinen, Ackerschlepper)	1700 ... 4000	2000 ... 5000
15	Schiffsd rucklager	—	20000 ... 50000
16	Förderbandrollen/allgemein, Seilrollen	7800 ... 21000	10000 ... 35000
17	Förderbandrollen/Tagebau	46000 ... 63000	75000 ... 110000
18	Förderseilscheiben	32000 ... 46000	50000 ... 75000
19	Sägemitter/Pleuellager	—	10000 ... 20000
20	Ventilatoren, Gebläse	21000 ... 46000	35000 ... 75000
21	Kreiselpumpen	14000 ... 46000	20000 ... 75000
22	Zentrifugen	7800 ... 14000	10000 ... 20000
23	Spinnmaschinen, Spinnspindeln	21000 ... 46000	35000 ... 75000
24	Papiermaschinen	—	75000 ... 250000
25	Druckmaschinen	32000 ... 46000	50000 ... 75000

¹⁾ Überdimensionierung sollte vermieden werden. Bei einer Lebensdauer über 60000 h ist die Lagerung, wenn nicht Dauerbetrieb vorliegt, meist überdimensioniert. Die Mindestbelastung der Lager sollte sein: Kugellager mit Käfig $P/C \geq 0,01$; Rollenlager mit Käfig $P/C \geq 0,02$; Vollrollige Lager $P/C \geq 0,04$.

TB 14-8 Toleranzklassen für Wellen und Gehäuse bei Wälzlagерungen – allgemeine Richtlinien n. DIN 5425 (Auszug)

a) Toleranzklassen für Vollwellen

Voraussetzungen		Zylindrische Lagerbohrung								Kegelige Lagerbohrung mit Spannhülse nach DIN 5415 und Abziehhülse nach DIN 5416	
		Reine Axialbeanspruchung	Punktbeanspruchung		Umfangsbeanspruchung						
			Verschiebarkeit des Innenringes erforderlich	nicht unbedingt erforderlich	Mittlere Beanspruchungen und Betriebsverhältnisse						
Beispiele		–	Laufräder mit stillstehender Achse	Spannrollen, Seilrollen	Allgemeiner Maschinenbau Elektrische Maschinen, Turbinen, Pumpen, Zahradgetriebe						
Wellendurchmesser mm	Radial-Kugellager	alle Durchmesser	bis 18	über 18 bis 100	über 100 bis 140	über 140 bis 200	–	–	alle Durchmesser	Allgemeiner Maschinenbau	
	Radial-Zylinder- und Kegelrollenlager		–	bis 40	über 40 bis 100	über 100 bis 140	über 140 bis 200	–			
	Radial-Pendelrollenlager		–	bis 40	über 40 bis 65	über 65 bis 100	über 100 bis 140	über 140 bis 200			
Toleranzklasse		j6	g6 ¹⁾	h6 ¹⁾	h5	k5 ^{2), 3)}	m5 ^{2), 3)}	m6 ¹⁾	n6 ⁴⁾	p6	h9/IT 5 ⁵⁾

- 1) Für Lagerungen mit erhöhter Laufgenauigkeit Qualität 5 verwenden.
- 2) Wird für zweireihige Schräkgugellager eine Toleranzklasse verwendet, die ein größeres oberes Abmaß als j5 hat, so sind Lager mit größerer Radialluft erforderlich.
- 3) Für Radial-Kegelrollenlager kann in der Regel k6 bzw. m6 verwendet werden, weil Rücksichtnahme auf Verminderung der Lagerluft entfällt.
- 4) Für Achslagerungen von Schienenfahrzeugen mit Zylinderrollenlagern bereits ab 100 mm Achsschenkeldurchmesser n6 bis p6.
- 5) h9/IT 5 bedeutet, dass außer der Maßtoleranz der Qualität 9 eine Zylinderformtoleranz der Qualität 5 vorgeschrieben ist.

b) Toleranzklassen für Gehäuse

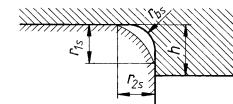
Voraussetzung	Reine Axialbeanspruchung	Punktbeanspruchung			Unbestimmte Richtung der Beanspruchung		Umfangsbeanspruchung				
		Wärmezufuhr durch die Welle	Beliebige Beanspruchungen	Stoßbeanspruchung Möglichkeit vollkommener Entlastung	Mittlere Beanspruchungen Verschiebarkeit des Außenringes erwünscht	Große Stoßbeanspruchungen nicht erforderlich	Niedrige Beanspruchung $P \leq 0,07C$	Mittlere Beanspruchung $P \approx 0,1C$	Hohe Beanspruchung, dünnwandige Gehäuse $P > 0,15C$		
Außenring leicht verschiebar			Außenring in der Regel noch nicht verschiebar			Außenring nicht verschiebar					
Beispiele	Alle Lager	Trockenzyylinder	Allgemeiner Maschinenbau	Achslager für Schienenfahrzeuge ungeteilt	Elektrische Maschinen	Kurbelwellenhauptlager	Förderband- und Seilrollen, Riemen- spannrollen	Dickwandige Radnaben, Pleuellager	Dünnwandige Radnaben		
Toleranzklasse ⁶⁾	H8 ... E8	G7	H7		J7	J6	K7		M7	N7	P7

6) Gilt für Gehäuse aus Grauguss und Stahl; für Gehäuse aus Leichtmetall in der Regel Toleranzklassen verwenden, die festere Passungen ergeben. Für genaue Lagerungen wird Qualität 6 empfohlen. Bei Schulterkugellagern, deren Mantel das obere Abmaß + 10 µm hat, ist die nächstweitere Toleranzklasse anzuwenden, z. B. H7 an Stelle von J7.

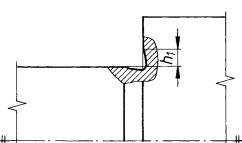
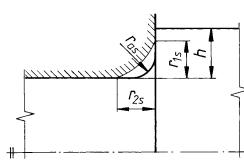
TB 14-9 Wälzlager-Anschlussmaße, Auszug aus DIN 5418

Maße in mm

- a) Rundungen und Schulterhöhen der Anschlussbauteile bei Radial- und Axiallager (ausgenommen Kegelrollenlager)



wahlweise Ausführung
mit Freistich Form F
n. DIN 509 (s. TB 11-4);
es muss sein: $h_1 \leq r_{1s}$



h Schulterhöhe bei Welle und Gehäuse

h_1 Einstichmaß

r_{as} Hohlkehrradius an der Welle

r_{bs} Hohlkehrradius am Gehäuse

r_{1s} Kantenabstand in radialer Richtung

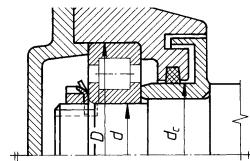
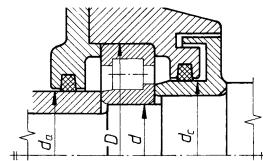
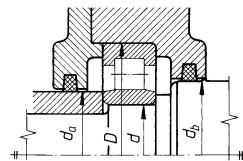
r_{2s} Kantenabstand in axialer Richtung

r_{1s}, r_{2s}	r_{as}, r_{bs}	h min			
		Durchmessserreihe nach DIN 616	8, 9, 0	1, 2, 3	4
0,15	0,15	0,4	0,7	—	—
0,2	0,2	0,7	0,9	—	—
0,3	0,3	1	1,2	—	—
0,6	0,6	1,6	2,1	—	—
1	1	2,3	2,8	—	—
1,1	1	3	3,5	4,5	—
1,5	1,6 ¹⁾	3,5	4,5	5,5	—
2	2	4,4	5,5	6,5	—
2,1	2,1	5,1	6	7	—
3	2,5	6,2	7	8	—
4	3	7,3	8,5	10	—
5	4	9	10	12	—
6	5	11,5	13	15	—

Bei Axiallagern soll die Schulter mindestens bis zur Mitte der Wellen- bzw. Gehäusescheibe reichen

1) Nur bei Freistichen nach DIN 509 (siehe TB 11-4); andernfalls nicht über 1,5 mm.

- b) Durchmessermaße der Anschlussbauteile bei Zylinderrollenlagern (D und d sind Nennwerte)



NU

NJ

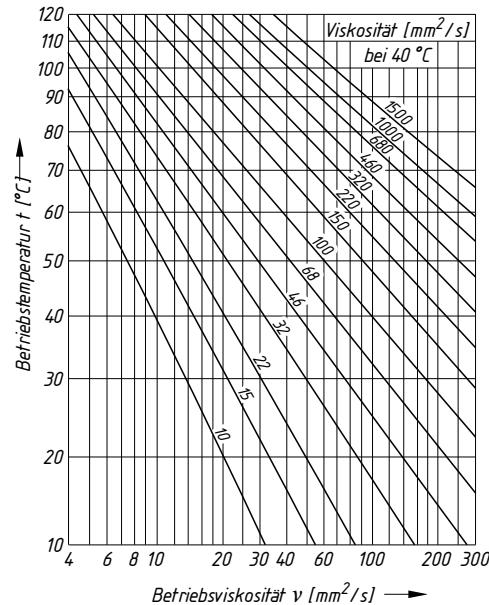
NUP

Mit verstärkter Ausführung, Nachsetzzeichen E (erhöhte Tragfähigkeit)

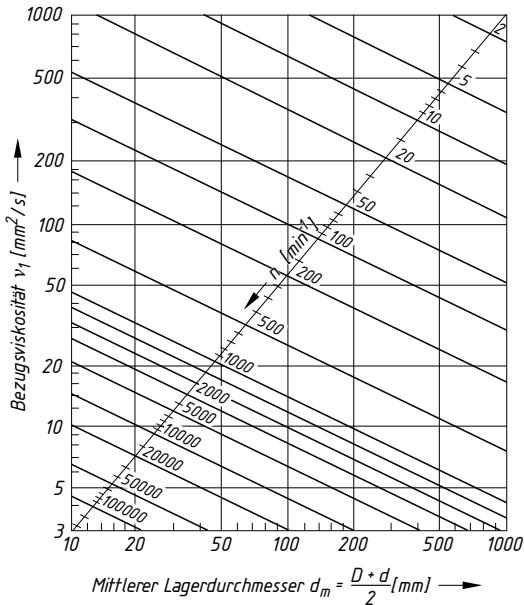
Lagerbohrung d	Lagerreihen												NU 4										
	NU 10 NU 20 E			NU 2 NJ 2 NUP 2		NU 2 E NJ 2 E NUP 2 E		NU 22 NJ 22 NUP 22		NU 22 E NJ 22 E NUP 22 E		NU 3 NJ 3 NUP 3		NU 3 E NJ 3 E NUP 3 E		NU 23 NJ 23 NUP 23		NU 23 E NJ 23 E NUP 23 E		NU 4 NJ 4 NUP 4			
	D	d_a max	d_b min	D	d_a max	d_b min	D	d_a max	d_b min	D	d_a max	d_b min	D	d_a max	d_b min	D	d_a max	d_b min	d_c min				
17	—	—	—	40	21	25	27	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—			
20	42	25	27	47	26	29	32	52	27	30	33	—	—	—	—	—	—	—	—	—			
25	47	30	32	52	31	34	37	62	33	37	40	—	—	—	—	—	—	—	—	—			
30	55	35	38	62	37	40	44	72	40	44	48	90	44	47	52	55	56	57	60	67			
35	62	41	44	72	43	48	50	80	45	48	53	100	52	55	61	64	66	69	73	81			
40	68	46	49	80	49	52	56	90	51	55	60	110	57	60	63	66	69	72	76	87			
45	75	52	54	85	54	57	61	100	57	60	66	120	63	66	74	77	80	83	86	94			
50	80	57	59	90	58	62	67	110	63	67	73	130	69	73	81	84	88	91	95	100			
55	90	63	66	100	65	68	73	120	69	72	80	140	76	79	87	90	93	96	99	112			
60	95	68	71	110	71	75	80	130	75	79	86	150	82	85	94	97	100	103	107	118			
65	100	73	76	120	77	81	87	140	81	85	93	160	88	91	100	103	106	110	114	124			
70	110	78	82	125	82	86	92	150	87	92	100	180	99	102	112	105	109	113	117	128			
75	115	83	87	130	87	90	96	160	93	97	106	190	103	107	118	111	115	119	123	132			
80	125	90	94	140	94	97	104	170	99	105	114	200	109	112	124	114	118	122	126	136			
85	130	95	99	150	99	104	110	180	106	110	119	210	111	115	128	109	113	117	121	130			
90	140	101	106	160	105	109	116	190	111	117	127	225	122	125	139	125	128	132	135	149			
95	145	106	111	170	111	116	123	200	119	124	134	240	132	136	149	132	135	138	142	156			
100	150	111	116	180	117	122	130	215	125	132	143	250	137	141	156	141	145	149	153	167			
105	160	118	122	190	124	129	137	226	132	137	149	260	143	147	162	143	147	151	155	173			
110	170	124	128	200	130	135	144	240	140	145	158	280	158	162	173	158	162	166	170	189			
120	180	134	138	215	141	146	156	260	151	156	171	310	168	172	190	168	172	176	180	198			
130	200	146	151	230	151	158	168	280	164	169	184	340	183	187	208	183	187	191	195	214			

TB 14-10 Viskositätsverhältnis $\kappa = \nu / \nu_1$

a) Betriebsviskosität ν



b) Bezugsviskosität ν_1



Betriebszustände für κ

$\kappa < 0,4$ Grenzschichtreibung: Festkörperreibung verursacht Verschleiß, starker Einfluss von Additiven
 $0,4 < \kappa < 4$ Mischreibung: teilweise metallische Berührung, anteiliger Einfluss von Additiven.

Bei $\kappa < 1$ und $e_c \geq 0,2$ kann bei Verwendung von Schmierstoffen mit nachgewiesen wirksamen EP-Zusätzen mit dem Wert $\kappa = 1$ gerechnet werden. In diesem Fall ist der Lebensdauerwert auf $a_{ISO} \leq 3$ zu begrenzen.

$\kappa > 4$ Flüssigkeitsreibung: völlige Trennung der Oberflächen durch Schmierfilm. Kein Einfluss von Additiven. Es ist mit $\kappa = 4$ zu rechnen.

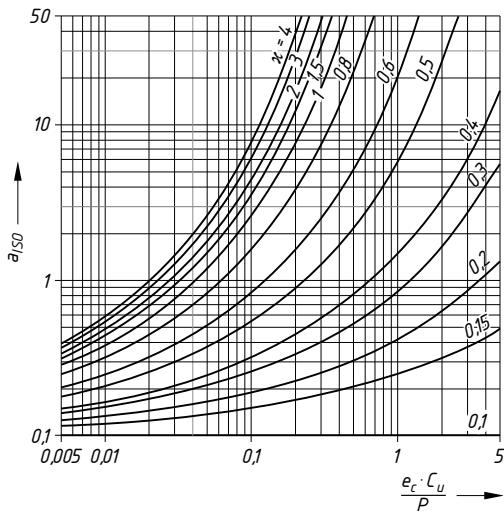
TB 14-11 Verunreinigungsbeiwert e_c

Grad der Verunreinigung, Anwendungsbereich	Beiwert e_c $d_m < 100 \text{ mm}^1)$	Beiwert e_c $d_m \geq 100 \text{ mm}$
Größte Sauberkeit Partikelgröße \leq Schmierfilmhöhe; Laborbedingungen	1	1
Große Sauberkeit Vom Hersteller abgedichtete, gefettete Lager Ölumlaufschmierung mit Feinstfilterung der Ölzufluhr	0,8 bis 0,6	0,9 bis 0,8
Normale Sauberkeit Gefettete Lager mit Deckscheiben Ölauch- oder Ölspritzschmierung aus dem Ölsumpf im Gehäuse, Kontrolle der empfohlenen Ölwechselfristen, normale Sauberkeit des Öls	0,6 bis 0,5	0,8 bis 0,6
Leichte Verunreinigungen Fettgeschmierte Lager ohne Dicht- oder Deckscheiben Ölauch- oder Ölspritzschmierung, unsichere Kontrolle der Ölwechselfristen	0,5 bis 0,3	0,6 bis 0,4
Typische Verunreinigungen Lager mit Abrieb von anderen Maschinenelementen verschmutzt	0,3 bis 0,1	0,4 bis 0,2
Starke Verunreinigungen Nicht oder schlecht gereinigte Gehäuse (Formsand, Schweißpartikel), stark verschmutzte Lagerumgebung, unzureichende Abdichtung der Lager, Wasser oder Kondenswasser verursacht Stillstandskorrosion oder mindert die Schmierstoffqualität	0,1 bis 0	0,1 bis 0
Sehr starke Verunreinigungen	0	0

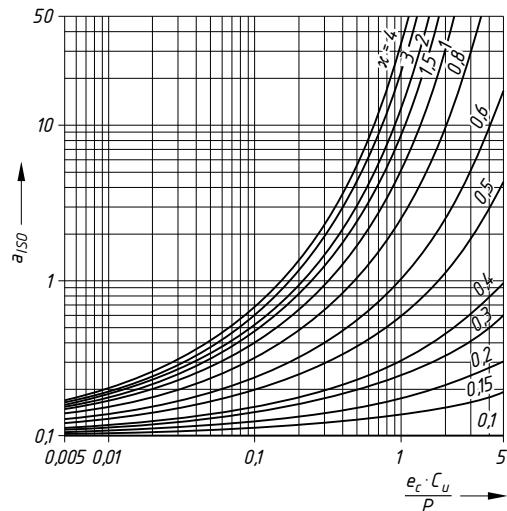
¹⁾ d_m mittlere Lagerdurchmesser: $d_m = (D + d)/2$.

TB 14-12 Lebensdauerbeiwert $a_{ISO}^{(1)}$

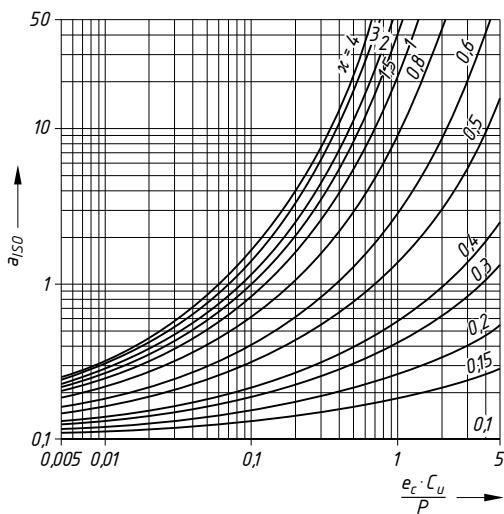
a) a_{ISO} für Radial-Kugellager



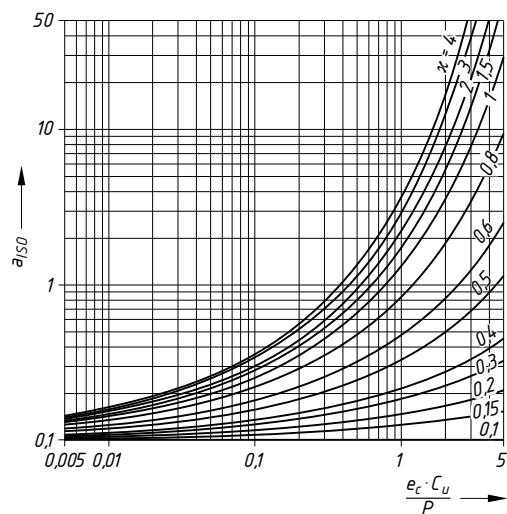
b) a_{ISO} für Radial-Rollenlager



c) a_{ISO} für Axial-Kugellager



d) a_{ISO} für Axial-Rollenlager



¹⁾ Die Werte gelten für Schmierstoffe ohne Additive. Für $\kappa < 0,1$ ist das Berechnungsverfahren nicht anwendbar.

TB 14-13 Richtwerte für Belastungsverhältnisse (nach Rexroth)

Anwendungsbereich	Beispiel	C/P ¹⁾	C ₀ /P ₀ ¹⁾
Werkzeugmaschinen	allgemein Drehen Fräsen Schleifen Gravieren	6 ... 9 6 ... 7 6 ... 7 9 ... 10 5	>4 >4 >4 >4 >3
Gummi- und Kunststoffmaschinen	Spritzgießen	8	>2
Holzbearbeitungs- und Holzverarbeitungsmaschinen	Sägen, Fräsen	5	>3
Montagetechnik, Handhabungstechnik und Industrieroboter	Handling	5	>3
Ölhydraulik und Pneumatik	Heben/Senken	6	>4

¹⁾ Es gilt jeweils die maximale Lagerbelastung des am höchsten belasteten Führungswagens

15 Gleitlager

TB 15-1 Genormte Radial-Gleitlager (Auszüge)

Maße in mm zu Bild 15-25 im Lehrbuch

a) FlanschLAGER DIN 502

d ₁ ¹⁾ Form		a	b	c	d ₂ D7	d ₃ h9	d ₅	d ₆	d ₇	f	h	m ±1
A D10	B D7											
—	25 30	135	60	20	—	50	35	13,5	M12	20	60	100
25 30	35 40	155	60	20	35 40	65	35	13,5	M12	20	75	120
35 40	45 50	180	70	25	45 50	80	40	17,5	M16	20	90	140
45 50	55 60	210	80	30	55 60	90	50	22	M20	20	100	160
(55) 60	(65) 70	240	90	30	65 70	110	50	22	M20	25	120	190
(65) 70	(75) 80	275	100	35	75 80	130	55	26	M24	25	140	220

1) eingeklammerte Größen möglichst vermeiden

Allgemeintoleranzen für bearbeitete Flächen ISO 2768-m, für unbearbeitete Flächen ISO 8062-CT10.

b) FlanschLAGER DIN 503

d ₁ ¹⁾ Form		a	b	c	d ₂ D7	d ₃ h9	d ₄	d ₅	d ₆	d ₇	f	h	m ±1	n ±1	t
A D10	B D7														
(35) 40	(45) 50	145	70	20	45 50	80	G $\frac{1}{4}$	35	13,5	M12	20	85	110	50	12
(45) 50	(55) 60	175	80	25	55 60	100		45	17,5	M16	20	105	130	60	
(55) 60	(65) 70	195	90	25	65 70	120		45	17,5	M16	25	125	150	80	
(65) 70	(75) 80	220	100	30	75 80	140		50	22	M20	25	150	170	100	
(75) 80	90	240	100	30	85 90	160		50	22	M20	30	170	190	120	
90	100 110	260	120	30	100	180		50	22	M20	30	190	210	140	

1) eingeklammerte Größen möglichst vermeiden

Allgemeintoleranzen wie bei a)

c) Augenlager, DIN 504

d ₁ ¹⁾ Form		a	b ₁	b ₂	c	d ₂	d ₃	d ₄	d ₆	d ₇	h ₁	h ₂	m	t
A D10	B D7					D7	max				±0,2	max		
—	20	110	50	35	18	—	45	G $\frac{1}{4}$	12	M10	30	56	75	10
—	25 30	140	60	40	25	—	60		14,5	M12	40	75	100	
25 30	35 40	160	60	45	25	35 40	80		14,5	M12	50	95	120	
35 40	45 50	190	70	50	30	45 50	90		18,5	M16	60	110	140	
45 50	55 60	220	80	55	35	55 60	100		24	M20	70	125	160	
(55) 60	(65) 70	240	90	60	35	65 70	120		24	M20	80	145	180	
(65) 70	(75) 80	270	100	70	45	75 80	140		28	M24	90	165	210	
(75) 80	90	300	100	80	45	85 90	160		28	M24	100	185	240	
90	100 (110)	330	120	90	45	100	180		28	M24	100	195	270	

1) eingeklammerte Größen möglichst vermeiden. Allgemeintoleranzen wie bei a).

d) Deckellager, DIN 505

d ₁ ¹⁾ D10	a	b ₁ 0 -0,3	b ₂ ²⁾ -0,05 -0,15	b ₃	c	d ₂	d ₆	d ₇	d ₈	h ₁	h ₂	m ₁ ³⁾	m ₂
25 30	165	45	35	40	22	35 40	15	M12	M10	40	78	125	65
35 40	180	50	40	45	25	45 50				50	95	140	75
45 50	210	55	45	50	30	55 60				60	114	160	90
55 60	225	60	50	55	35	65 70	19	M16	M12	70	132	175	100
(65) 70	270	65	53	60	40	80 85				80	154	210	120
(75) 80	290	75	63	70	45	90 95	24	M20	M16	90	170	230	130
90	330	85	73	80	50	105				100	188	265	150
100 110	355	95	81	90	55	115 125	28	M24	M20	110	210	290	170

1) eingeklammerte Größen möglichst vermeiden.

2) Lagerschale ohne Toleranzangabe.

3) Freimaßtoleranz nach ISO 8062-CT8.

Allgemeintoleranzen wie bei a).

e) Steh-Gleitlager DIN 118 (Hauptmaße nach Bild 15-26a)

Wellendurchmesser d ₁ D9 Form	b ₁	b ₂	c	d ₂ ¹⁾	d ₃	h ₁ 0 -0,2	h ₂	l ₁	l ₂	zugehörige Sohlplatte DIN 189 l ₁	
G	K	max	max			max	max	max	max		
25 30		45	100	20	M10	13	60	130	180	140	290
35 40	25 30	55	110	25	M12	15	65	140	200	150	330
45 50	35 40	65	125	25	M12	15	75	160	220	170	360
55 60	45 50	75	140	30	M16	20	90	190	260	200	410
70	55 60	85	160	30	M16	20	100	210	290	230	450
80 90	70 80	95 110	180 200	35 35	M20 M20	25 25	110 125	230 260	330 370	260 290	510 570
100 110	90	125	224	50	M24	30	140	290	410	320	650

1) Befestigung Hammerschrauben mit Nase (DIN 188).

TB 15-2 Buchsen für Gleitlager (Auszüge)

a) nach DIN ISO 4379, Form C und F, aus Kupferlegierungen, Maße in mm nach Lehrbuch Bild 15-23a und b

Bezeichnungsbeispiel: Buchse Form C von $d_1 = 40$ mm, $d_2 = 48$ mm, $b_1 = 30$ mm, aus CuSn8P nach ISO 4382-2: Buchse ISO 4379-C40 × 48 × 30 – CuSn8P

Form C

$d_1^{(1)}$ E6	d_2 s6		b_1 h13		$C_1, C_2^{(2)}$ 45° max
6	8	10	12	6	10
8	10	12	14	6	10
10	12	14	16	6	10
12	14	16	18	10	15
14	16	18	20	10	15
15	17	19	21	10	15
16	18	20	22	12	15
18	20	22	24	12	20
20	23	24	26	15	20
22	25	26	28	15	20
(24)	27	28	30	15	20
25	28	30	32	20	30
(27)	30	32	34	20	30
28	32	34	36	20	30
30	34	36	38	20	30
32	36	38	40	20	30
(33)	37	40	42	20	30
35	39	41	45	30	40
(36)	40	42	46	30	40
38	42	45	48	30	40
40	44	48	50	30	40
42	46	50	52	30	40
45	50	53	55	30	40
48	53	56	58	40	50
50	55	58	60	40	50
55	60	63	65	40	50
60	65	70	75	40	60
65	70	75	80	50	60
70	75	80	85	50	60
75	80	85	90	50	60
80	85	90	95	50	60
85	90	95	100	50	60
85	90	95	100	60	80
90	100	110	120	60	80
95	105	110	115	60	100
100	110	115	120	80	100
100	110	115	120	100	120
				120	120
				1	1

¹⁾ vor dem Eindrücken, Aufnahmebohrung H7; nach dem Eindrücken etwa H8.

²⁾ Eindrucksphase C_2 von 15° : Y in der Bezeichnung angeben.

Eingeklammerte Werte möglichst vermeiden.

b) nach DIN 8221, Maße nach Lehrbuch Bild 15-23c aus Cu-Legierung DIN EN 1982

verwendbar

für Lager DIN 502, Form A $d_1 = 25 \dots 70$ mm
DIN 503, Form B $d_1 = 35 \dots 180$ mm
DIN 504, Form A $d_1 = 25 \dots 150$ mm

Bezeichnung einer Lagerbuchse mit Bohrung $d_1 = 80$ mm:
Lagerbuchse DIN 8221–80

Form F Reihe 2

$d_1^{(1)}$ E6	d_2 s6	d_3 d11	b_1 h13		b_2	$C_1, C_2^{(2)}$ 45° max
6	12	14	–	10	–	3
8	14	18	–	10	–	3
10	16	20	–	10	–	3
12	18	22	10	15	20	3
14	20	25	10	15	20	3
15	21	27	10	15	20	3
16	22	28	12	15	20	3
18	24	30	12	20	30	3
20	26	32	15	20	30	3
22	28	34	15	20	30	3
(24)	30	36	15	20	30	3
25	32	38	20	30	40	4
(27)	34	40	20	30	40	4
28	36	42	20	30	40	4
30	38	44	20	30	40	4
32	40	46	20	30	40	4
(33)	42	48	20	30	40	5
35	45	50	30	40	50	5
(36)	46	52	30	40	50	5
38	48	54	30	40	50	5
40	50	58	30	40	60	5
42	52	60	30	40	60	5
45	55	63	30	40	60	5
48	58	66	40	50	60	5
50	60	68	40	50	60	5
55	65	73	40	50	70	5
60	75	83	40	60	80	7,5
65	80	88	50	60	80	7,5
70	85	95	50	70	90	7,5
75	90	100	50	70	90	7,5
80	95	105	60	80	100	7,5
85	100	110	60	80	100	7,5
90	110	120	60	80	120	10
95	115	125	60	100	120	10
100	120	130	80	100	120	10
			1		1	

d_1	b	¹⁾	d_2	¹⁾	f
25			35		
30	$60 \pm 0,2$	C8	40	$z6$	0,6
35			45		
40	$70 \pm 0,3$	C8	50	$y6$	0,6
45			60		
50	$80 \pm 0,3$	C8	60	$y6$	0,8
(55)			70		
60	$90 \pm 0,3$	B8	70	$x6$	0,8
(65)			80		
70	$100 \pm 0,3$	B8	80	$x6$	0,8
(75)			90		
80	$100 \pm 0,3$	B8	90	$x6$	1
90			100		
100	$120 \pm 0,3$	B8	115	$v6$	1
110			125		
(120)			135		
125	$140 \pm 0,3$	B8	140	$v6$	1
(130)			145		
140			155		
(150)			165	$v6$	1,2

¹⁾ Passung vor dem Eindrücken
Eingeklammerte d_1 möglichst vermeiden.

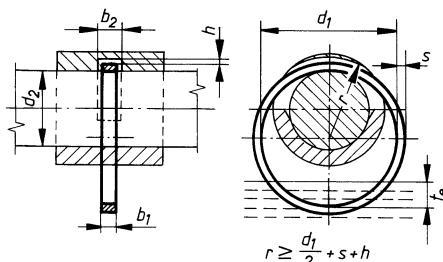
TB 15-3 Lagerschalen DIN 7473, 7474, mit Schmiertaschen DIN 7477 (Auszug)

Maße in mm nach Lehrbuch Bild 15-24a, b, c. Bezeichnung: Gleitlager DIN 7474 – A80 × 80 – 2K. (Form A für $d_1 = 80$ mm, $b_1 = 80$ mm mit 2 Schmiertaschen DIN 7477 – K80)

d ₁ Nenn- maß	b ₁		b ₂		b ₃	b ₄		c	d ₂	d ₃	d ₄	d ₅	d ₆	d ₇	s	t ₁	t ₂	Schmiertaschen ¹⁾ DIN 7477					
	Bauform	Bauform	Bauform	Bauform		Bauform	Bauform											a	Form K	Form L	d	t	
		kurz	lang		kurz	lang																	
50	35	50	25	35	10	29	44	10	65	70	59	57	4	–	1,5	3	–	4	10	25	5	2	
56	40	56	30	40	10	33	49	10	70	m6	75	64	63	4	–	1,5	3	–	4	11	30	5	2
60	45	60	30	40	12	38	53	10	80	m6	85	74	67	4	–	1,5	4	–	4	12	30	5	2
63	45	63	30	40	12	38	56	10	80	m6	85	74	70	4	–	1,5	4	–	4	12	30	5	2
70	50	70	35	50	12	42	62	12	90	m6	95	84	78	5	–	1,5	4	–	4	14	35	5	2
75	55	75	40	50	15	47	67	12	95	m6	101	87	83	5	–	2	4	–	4	15	35	5	2,8
80	60	80	40	55	15	52	72	15	105	m6	112	97	88	5	–	2	5	–	4	16	40	5	2,8
85	65	85	45	60	15	56	76	15	110	m6	117	102	93	6	–	2	5	–	5	17	45	8	2,8
90	65	90	45	65	15	56	81	15	115	m6	123	107	99	6	–	2	5	–	5	18	45	8	2,8
100	75	100	50	70	15	65	90	20	130	m6	138	122	110	7	–	2,5	6	–	5	20	50	8	2,8
110	80	110	55	75	20	69	99	20	140	k6	150	130	121	7	–	2,5	6	–	5	22	55	8	3,5
125	95	125	65	90	20	83	113	20	160	k6	170	150	137	9	–	2,5	8	–	6	25	60	8	3,5
130	100	130	70	90	20	88	118	25	170	k6	180	160	142	9	–	2,5	8	–	6	26	65	8	3,5
140	105	140	75	100	20	93	128	25	180	k6	190	170	152	9	–	2,5	8	–	6	28	70	8	3,5
150	115	150	80	105	20	102	137	32	195	k6	205	185	163	11	M8	2,5	10	15	6	30	75	12	3,5
160	120	160	85	110	25	106	146	32	205	k6	215	193	174	11	M8	2,5	10	15	6	32	80	12	3,5
170	130	170	90	120	25	115	155	32	220	k6	232	208	185	11	M8	2,5	10	15	10	34	85	12	3,5
180	135	180	95	125	25	119	164	32	230	k6	245	218	196	11	M8	2,5	10	15	10	36	90	12	3,5
190	145	190	100	135	25	129	174	40	245	k6	260	233	206	13	M8	3	15	15	10	38	95	12	3,5
200	150	200	105	140	25	134	184	40	260	k6	275	248	216	13	M8	3	15	15	10	40	100	12	3,5
225	170	225	120	160	32	152	207	40	290	k6	305	274	243	13	M10	3	15	20	12	45	110	12	4,2
250	190	250	130	175	32	170	230	50	325	k6	345	309	270	15	M10	3	18	20	15	50	125	12	4,2
265	200	265	140	185	32	180	245	50	345	j6	365	329	285	15	M10	3	18	20	15	53	130	15	4,2
280	210	280	145	195	32	190	260	60	360	j6	380	344	300	15	M10	3	20	20	15	56	140	15	4,2

Toleranzklasse für d_1 : H7 vor Einbau; b_1 : f7 Form B; b_2 : E9 Form A, H7 Form B; Gleitflächen: $Rz = 6,3 \mu\text{m}$, Passflächen: $Rz = 25 \mu\text{m}$

¹⁾ Schmiertaschen kreisförmig oder tangential verlaufend (Tiefe t, vgl. auch Lehrbuch Bild 15-22c). Ölzulaufbohrungen (d) an tiefster Stelle.

TB 15-4 Abmessungen für lose Schmierringe in mm nach DIN 322 (Auszug)


U ungeteilt

G geteilt

Werkstoff: St

CuZn

 Innenflächen $Rz = 6,3 \mu\text{m}$

 übrige Flächen $Rz = 25 \mu\text{m}$

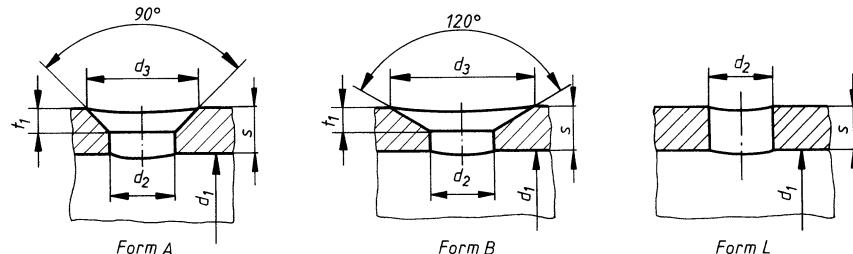
 Eintauchtiefe $t_e \approx 0,1 \dots 0,4 \cdot d_1$

 Bezeichnung z. B. ungeteilter Schmierring (U), $d_1 = 120$: Schmierring DIN 322 – U120 – Stahl

Wellendurchmesser d_2 über bis	Schmierring d_1	b_1	s	Schlitz b_2	h min
20	23	45	2	8	
23	28	50	3	10	2
28	30	55	3	10	
30	34	60	3	10	
34	36	65	3	12	
36	40	70	3	12	
40	44	75	3	12	
44	48	80	3	12	
48	55	90	4	15	3
55	60	100	4	15	
60	68	110	4	15	
68	75	120	4	15	
75	80	130	4	15	
80	85	140	5	18	
85	90	150	5	18	
90	100	160	5	18	
100	105	170	5	18	
105	110	180	5	18	
110	120	200	5	18	
120	130	210	6	22	
130	140	235	6	22	
140	160	250	6	22	
160	170	265	6	22	
170	180	280	6	22	
180	190	300	8	24	
190	200	315	8	24	8

TB 15-5 Schmierlöcher, Schmiernuten, Schmiertaschen nach DIN ISO 12128 (Auszug)

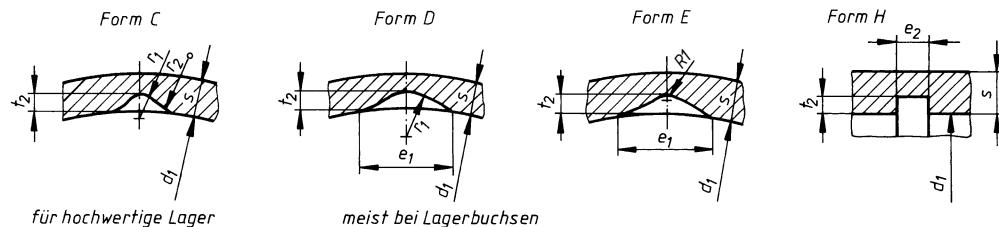
a) Schmierlöcher



Bezeichnung eines Schmierloches Form B mit $d_2 = 4$ mm Bohrung: Schmierloch ISO 12128 – B4

d_1	≤ 30	≤ 30	$> 30 \dots 100$	$> 30 \dots 100$	$> 30 \dots 100$	> 100	> 100	> 100
d_2	2,5	3	4	5	6	8	10	12
t_1	1	1,5	2	2,5	3	4	5	6
$d_3 \approx$	Form A	4,5	6	8	10	12	16	20
	Form B	6	8,2	10,8	13,6	16,2	21,8	27,2
s	≤ 2	$> 2 \dots 2,5$	$> 2,5 \dots 3$	$> 3 \dots 4$	$> 4 \dots 5$	$> 5 \dots 7,5$	$> 7,5 \dots 10$	> 10

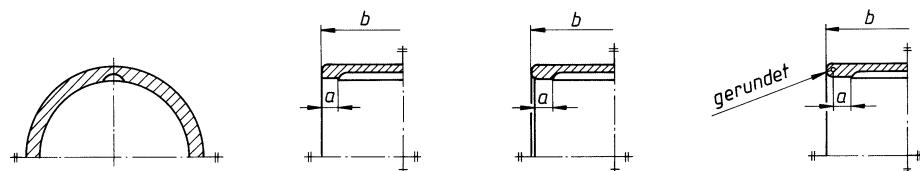
b) Schmiernuten



Bezeichnung einer Schmiernut Form C mit $t_2 = 1,2$ mm Nuttiefe: Schmiernut ISO 12128 – C1,2

d_1	t_2	e_1	e_2	Form C		r_1	r_2	s
				Form C	Form D			
≤ 30	0,8	5	3	1,5	2,5	3	3	$> 1,5 \dots 2$
≤ 30	1	8	4	2	4	4,5	4,5	$> 2 \dots 2,5$
≤ 100	1,2	10,5	5	2,5	6	6	6	$> 2,5 \dots 3$
≤ 100	1,6	14	6	3	8	9	9	$> 3 \dots 4$
≤ 100	2	19	8	4	12	12	12	$> 4 \dots 5$
> 100	2,5	28	10	5	20	15	15	$> 5 \dots 7,5$
> 100	3,2	38	12	7	28	21	21	$> 7,5 \dots 10$
> 100	4	49	15	9	35	27	27	> 10

Geschlossene Enden von Schmiernuten



b	15 bis 30	über 30 bis 60	über 60 bis 100	über 100
a	3	4	6	10

c) Schmiertaschen

Schmiertaschen sind im Allgemeinen dann vorgesehen, wenn größere Schmierräume erforderlich sind. Form und Maße s. Norm.

TB 15-6 Lagerwerkstoffe (Auswahl)

Werkstoff	Norm	Kurzzeichen Werkstoffnummer	0,2 %-Dehn- grenze $R_{p,0,2}$ N/mm ²	Elastizitäts- modul E kN/mm ²	Brinell- härte min.	Längenaus- dehnungs- koeffizient $\alpha_{-6^{\circ}\text{K}}$	Längen- spezifische Lagerbelastung ¹⁾ P_L N/mm ²	Mindest- härte der Welle	Merkmale und Hinweise für die Verwendung
Blei-Gusslegie- rungen DIN ISO 4381		PbSb15Sn10 2,3391	43	31	HB 10250/180 21	24	7,2	160 HB	Geeignet bei mittleren Belastungen und mittleren Gleitgeschwindigkeiten ($u = 1 \dots 4 \text{ m/s}$); für Gleitlager, Gleitschuh-Kreuzköpfe
Zinn-Gusslegie- rungen DIN ISO 4381		SuSb12Cu6Pb 2,3790	61	56	HB 10250/180 25	22,7	10,2	160 HB	Geeignet bei mittleren Belastungen und hohen bis niedrigen Gleitgeschwindigkeiten ($u < 1 \text{ bis } > 5 \text{ m/s}$), hoher Verschleißwiderstand bei rauen Zapfen; für Gleitlager in Turbinen, Verdichten, Elektromaschinen
Kupfer-Blei-Zinn- Gusslegierungen DIN ISO 4382-1		G-CuPb10Sn10 2,1816 G-CuPb15Sn8 2,1817 G-CuPb6Sn5 2,1818	80 80 60	90 85 75	HB 10/1000/10 65 60 45	18 18 19	18,3 15 11,7	250 HB 200 HB 150 HB	Geeignet für mittlere Belastungen und niedrige Gleitgeschwindigkeiten, zunehmender Pb-Gehalt vermindert die Empfindlichkeit gegen Fluchtungsfehler und kurzzeitiges Schmierstoffmangel, brauchbar für Wasserschmei- rung
Kupfer-Zinn-Guss- legierungen DIN ISO 4382-1		G-CuSn8Pb2 2,1810 G-CuSn10P 2,1811	130 130	75 95	HB 10/1000/10 60 70	18 18	21,7 50	280 HB 300 HB	Geeignet bei geringen bis mittleren Belastungen, ausreichende Schmierung
Kupfer-Knet- legierungen DIN ISO 4382-2		CuSn8P 2,1830	200 300 400 480	115	HB 2,5/62,5/10 80 120 140 160	17	56,7	55 HRC	Für gehärtete Wellen, bei einer Kombination von hoher Belastung, hoher Gleitgeschwindigkeit, Schlag- oder Stoßbeanspruchung; ausreichende Schmierung und gute Fluchtung erforderlich
		CuZn31Si1 2,1831	250 350 450	105	100 135 160	18	58,3		
Gusseisen mit Lamellengraphit DIN EN 1561		EN-GJL-200 EN-JL-1030 EN-GJL-300 EN-JL-1050	(100) $a_{30,1} \approx 260$ (200) $a_{30,1} \approx 390$	78 bis 103 108 bis 137	HB 30 150 200	11,7 11,7	(3) (5)	55 HRC	Geeignet bei geringen Ansprüchen, Wellen gehärtet und geschliffen, für Hebzeuge, Landmaschinen
Thermoplastische Kunststoffe für Gleitlager DIN ISO 6691		Polyamid (PA6)	$\sigma_y \approx 50$	2,6		85		50 HRC	Schlagzähler Werkstoff, besonders stoß- und verschleißfest, empfohlener nichtmetallischer Gleitpartner: POM; für stoß- und schwungbeanspruchte Lager, Gelenksteine, Landmaschinen, Bremsgestänge
		Polyoxymethylen (POM)	$\sigma_y \approx 65$	2,8		120	18		Im Vergleich zu PA härter, stoßempfindlicher, weniger verschleißfest, kleinerer Reibwert; empfohlener nichtmetallischer Gleitpartner: PA; gut bei Trockenlauf- oder Mangel-lösungsschmierung; Gleitlager für die Feinwerktechnik, Elektromechanik und Haushaltsgeräte

¹⁾ nach VDI 2204-1
Bezeichnung eines thermoplastischen Kunststoffes für Gleitlager nach DIN ISO 6691, z. B. Polyamid 6 (PA6) für Spritzgussverarbeitung (M) mit Entformungshilfsmittel (R), der Viskositätszahl 140 ml/g (14), einem Elastizitätsmodul 2600 N/mm² (30) und schnell erstarrend (N); Thermoplast ISO 6691 -PA6, M, R, 14 -030 N
Bezeichnung eines Lagermetalls mit dem Kurzzeichen CuSn8P und einer Mindest-Brinell-Härte von 120: Lagermetall ISO 4382 – CuSn8P – HB120.

TB 15-7 Höchstzulässige spezifische Lagerbelastung nach DIN 31652-1 (Erfahrungsrichtwerte)¹⁾

Lagerwerkstoff-Gruppe ²⁾	Grenzrichtwerte $p_{L,zul}$ in N/mm ² ³⁾ max.
Sn- und Pb-Legierungen	5 (15)
Cu-Pb-Legierungen	7 (20)
Cu-Sn-Legierungen	7 (25)
Al-Sn-Legierungen	7 (18)
Al-Zn-Legierungen	7 (20)

¹⁾ Berechnungsnorm zurückgezogen.

²⁾ s. DIN ISO 4381, 4382, 4383.

³⁾ Klammerwerte nur in Einzelfällen verwirklicht, zugelassen aufgrund besonderer Betriebsbedingungen, z. B. bei sehr niedriger u .

TB 15-8 Eigenschaften von Lager-Schmierstoffen (Auswahl)

a) Schmieröle¹⁾ (vgl. Lehrbuch 15.1.4)

ISO-Viskositätsklasse DIN 51519	DIN 51517 ²⁾ v_{40} in mm ² /s			Flammpunkt \geq °C nach Cleveland für			Pourpoint \leq °C		
	C	CL	CLP	C	CL	CLP	C	CL	CLP
ISO VG 32	32	32	32	180	180	180	-12	-12	-12
ISO VG 46	46	46	46	180	180	180	-12	-12	-12
ISO VG 68	68	68	68	180	180	180	-12	-12	-12
ISO VG 100	100	100	100	200	200	200	-12	-12	-12
ISO VG 150	150	150	150	200	210	200	-9	-9	-9
ISO VG 220	220	220	220	200	220	200	-9	-9	-9
ISO VG 320	320	-	320	200	200	200	-9	-9	-9
ISO VG 460	460	460	460	200	200	200	-9	-9	-9
ISO VG 680	680	680	680	200	200	200	-3	-3	-3
ISO VG 1000	1000	1000	1000	200	200	200	-3	-3	-3
ISO VG 1500	1500	1500	1500	200	200	200	-3	-3	-3

¹⁾ Allgemein gilt: Je größer p_L und je geringer u , desto höher v bzw. η ; bei großer u ist eine geringere v bzw. η erwünscht (Lagerspiel).

²⁾ Bezeichnung eines Schmieröles C vom Typ C68:
Schmieröl DIN 51517 – C68.

TB 15-8 Fortsetzung

b) Schmierfette K¹⁾ nach DIN 51825
(vgl. Lehrbuch 14.2.4-1 und 15.3.3-1)

Zusatzkennzahlen		Zusatz-Kennbuchstaben			Zusatzkennzahlen	
Konsistenz-kennzahl (NLGI-Klassen nach DIN 51818)	Walkpenetration nach DIN ISO 2137 (0,1 mm)	Zusatz-Kennbuch-stabe nach DIN 51502	Obere Gebrauchs-temperatur	Verhalten gegenüber Wasser ²⁾ nach DIN 51807-1	Zusatzkennzahl nach DIN 51502	Untere Gebrauchs-temperatur
1	310 bis 340 (sehr weich)	C D	+60 °C	0 oder 1 2 oder 3	-10 -20 -30 -40 -50 -60	-10 °C -20 °C -30 °C -40 °C -50 °C -60 °C
2	265 bis 295 (mittelfest)	E F	+80 °C	0 oder 1 2 oder 3		
4	175 bis 205 (fest)	G H	+100 °C	0 oder 1 2 oder 3		
		K M	+120 °C	0 oder 1 2 oder 3		
		N P R S T U	+140 °C +160 °C +180 °C +200 °C +220 °C über +220 °C	nach Verein- barung		

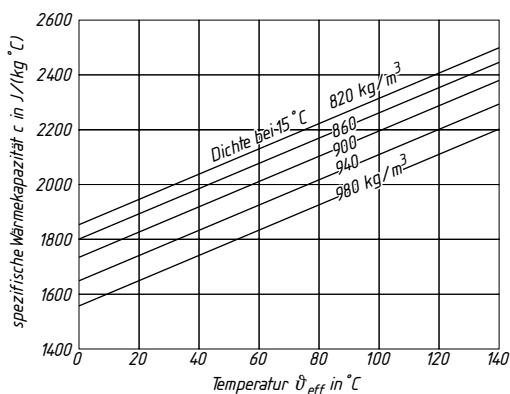
1) Zusätze von Wirkstoffen (P) und/oder Festschmierstoffen (F) sind zulässig:

Schmierfette KP mit Wirkstoffen, **Schmierfette KF** mit Festschmierstoff-Zusätzen und **Schmierfette KPF** mit Wirkstoffen und Festschmierstoff-Zusätzen.

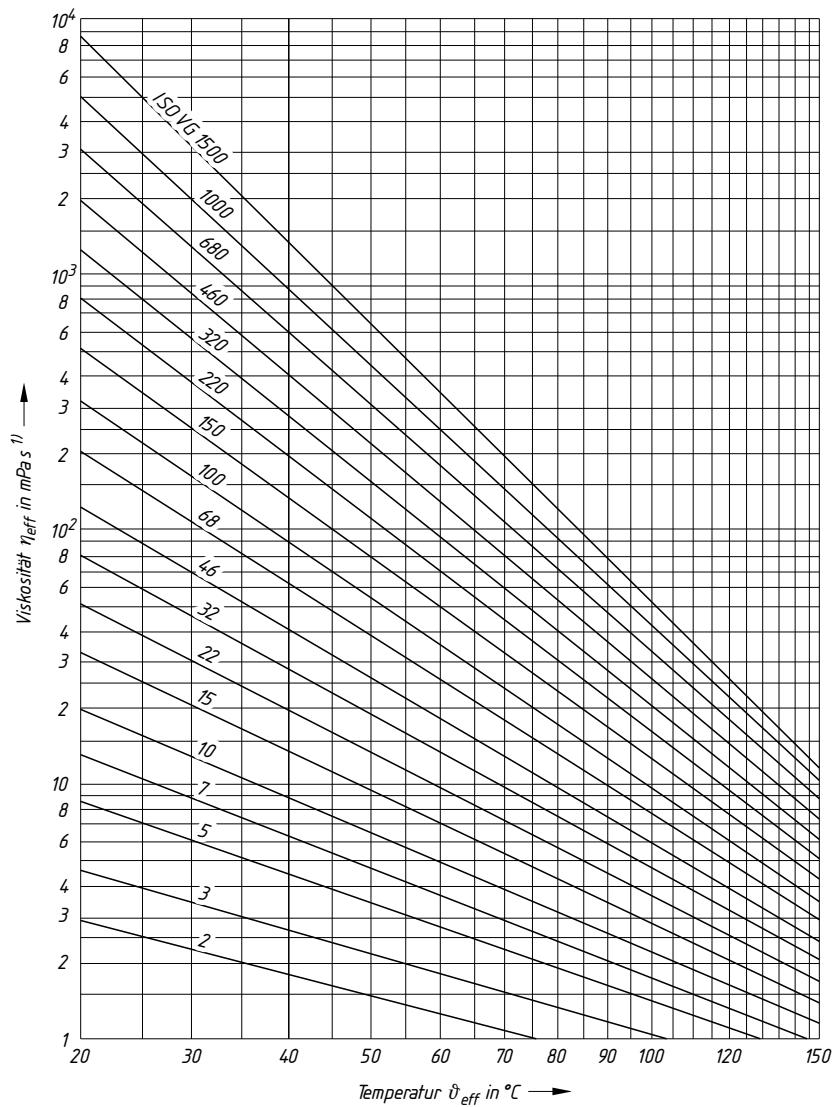
2) Die Bewertungsstufen 0 bis 3 bedeuten: keine, geringe, mäßige und starke Veränderung.

Bezeichnung eines Schmierfettes (K) mit Wirkstoff-Zusätzen (P), Konsistenzkennzahl (NLGI-Klasse) (2), Zusatzkennzahl (-20): Schmierfett DIN 51825 – KP 2 H – 20.

c) spezifische Wärmekapazität c von Mineralölen (Mittelwerte) in Abhängigkeit von Temperatur und Dichte



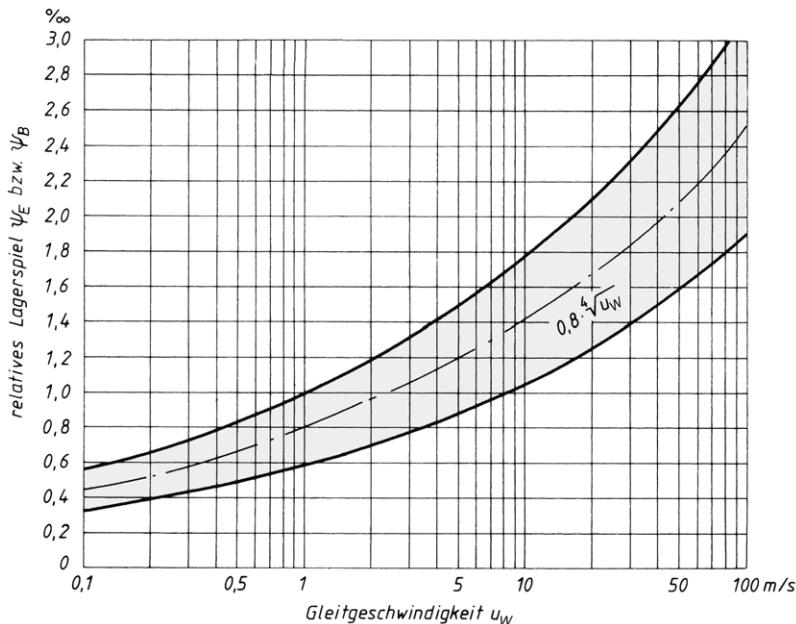
TB 15-9 Effektive dynamische Viskosität η_{eff} in Abhängigkeit von der effektiven Schmierfilmtemperatur ϑ_{eff} für Normöle (Dichte $\rho = 900 \text{ kg/m}^3$)



¹⁾ DIN 1342-2: $1 \text{ Pa s} = 1 \text{ N s m}^{-2} = 1 \text{ kg m}^{-1} \text{ s}^{-1} = 10^3 \text{ m Pa s} = 10^{-6} \text{ N s mm}^{-2}$.

TB 15-10 Relative Lagerspiele ψ_E bzw. ψ_B in %

- a) Richtwerte abhängig von der Gleitgeschwindigkeit u_w
(vgl. Lehrbuch Gl. 15.6)



- b) Richtwerte abhängig von d_w und u_w

d_w mm		u_w m/s				
>		—	3	10	25	50
		≤	3	10	25	125
—	100	100	1,32	1,6	1,9	2,24
100	250	250	1,12	1,32	1,6	2,0
250	—	—	1,12	1,12	1,32	1,6

- c) Richtwerte abhängig von u_w und p_L

u_w in m/s	$p_L < 2$	$> 2 \dots 10$	$> 10 \text{ N/mm}^2$
<20	0,3 … 0,6	0,6 … 1,2	1,2 … 2
>20 … 100	0,6 … 1,2	1,2 … 2	2 … 3
>100	1,2 … 2	2 … 3	3 … 4,5

- d) Richtwerte abhängig von Lagerwerkstoff

Sn- und Pb-Legierungen	0,4 … 1,0
Cu-Pb-Legierungen	0,5 … 2,5
Cu-Sn-Legierungen	0,5 … 2,5
Al-Legierungen	1,0 … 2,5
Gusseisen	1,0 … 3,0
Sinterwerkstoffe	1,0 … 2,5

TB 15-11 Passungen für Gleitlager nach DIN 31 698 (Auswahl)

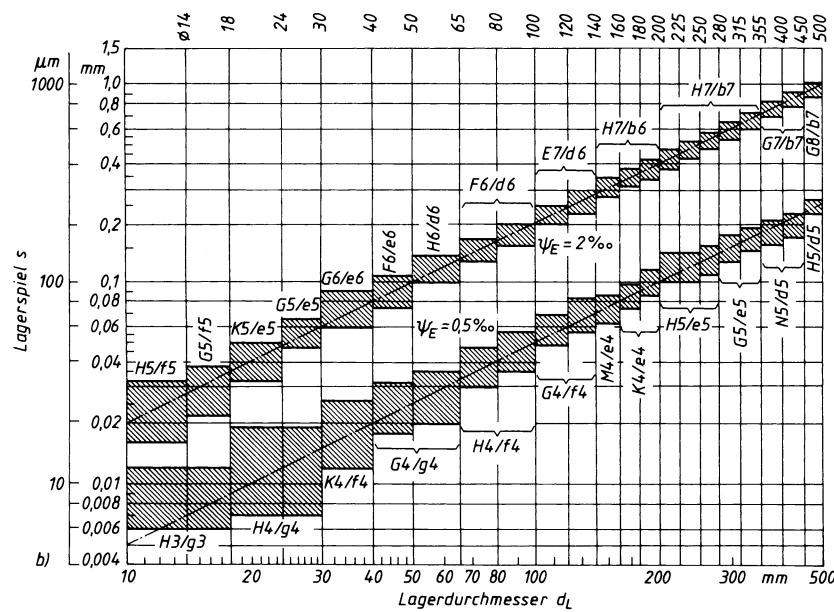
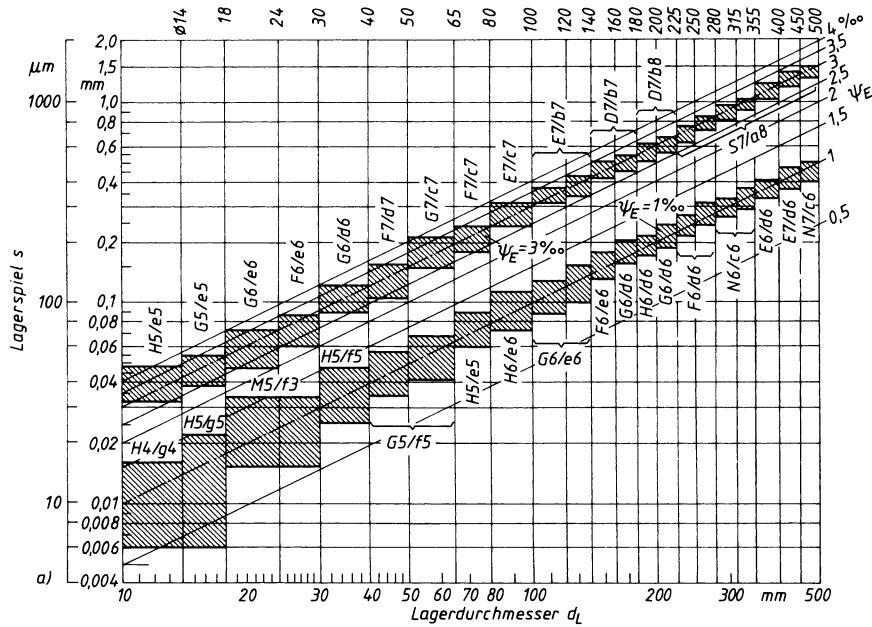
Für das Höchst- und Mindestspiel ergibt sich das mittlere absolute Einbau-Lagerspiel $s_E = 0,5 (s_{\max} + s_{\min})$ in μm und mit dem arithmetischen Mittel des Nennmaßbereiches d_m in mm wird das mittlere relative Einbau-Lagerspiel $\psi_E \approx s_E/d_m$ in %

Nennmaß- bereich mm		Abmaße der Welle ¹⁾ in μm für ψ_E in %										Größt- und Kleinstspiel zwischen Welle und Lagerbohrung ²⁾ in μm für ψ_E in %									
über	bis	0,56	0,8	1,12	1,32	1,6	1,9	2,24	3,15	0,56	0,8	1,12	1,32	1,6	1,9	2,24	3,15				
25	30	—	— 15 — 21	— 23 — 29	— 29 — 35	— 37 — 43	— 45 — 51	— 51 — 60	— 76 — 85	—	30 15	38 23	44 29	52 37	60 45	73 51	98 76				
30	35	—	— 17 — 24	— 27 — 34	— 34 — 41	— 43 — 50	— 48 — 59	— 59 — 70	— 89 — 100	—	35 17	45 27	52 34	61 43	75 48	86 59	116 89				
35	40	—12 —19	— 21 — 28	— 33 — 40	— 36 — 47	— 47 — 58	— 58 — 69	— 71 — 82	— 105 — 116	30 12	39 21	51 33	63 36	74 47	85 58	98 71	132 105				
40	45	—14 —21	— 25 — 32	— 34 — 45	— 43 — 54	— 55 — 66	— 67 — 78	— 82 — 93	— 120 — 131	31 14	43 25	61 34	70 43	82 55	94 67	109 82	147 120				
45	50	—18 —25	— 25 — 36	— 40 — 51	— 50 — 60	— 63 — 74	— 77 — 88	— 93 — 104	— 136 — 147	36 18	52 25	67 40	76 49	90 63	104 77	120 93	163 136				
50	55	—19 —27	— 26 — 39	— 43 — 56	— 53 — 66	— 68 — 81	— 84 — 97	— 102 — 115	— 149 — 162	40 19	58 26	75 43	85 53	100 68	116 84	144 102	181 149				
55	60	—22 —30	— 30 — 43	— 48 — 61	— 60 — 73	— 76 — 89	— 93 — 106	— 113 — 126	— 165 — 178	43 22	62 30	80 48	92 60	108 76	125 93	145 113	197 165				
60	70	—20 —33	— 36 — 49	— 57 — 70	— 70 — 83	— 80 — 99	— 99 — 118	— 121 — 140	— 180 — 199	53 20	68 36	90 57	102 70	129 80	148 99	170 121	229 180				
70	80	—26 —39	— 44 — 57	— 60 — 79	— 75 — 94	— 96 — 115	— 118 — 137	— 144 — 162	— 212 — 231	58 26	76 44	109 60	124 75	145 96	167 118	193 144	261 212				
80	90	—29 —44	— 50 — 65	— 67 — 89	— 84 — 106	— 108 — 130	— 133 — 155	— 162 — 184	— 239 — 261	66 29	87 50	124 67	141 84	165 108	190 133	219 162	296 239				
90	100	—35 —50	— 58 — 73	— 78 — 100	— 97 — 119	— 124 — 146	— 152 — 174	— 184 — 206	— 271 — 293	72 35	95 58	135 78	154 97	181 124	209 152	241 184	328 271				
100	110	—40 —55	— 56 — 78	— 89 — 111	— 110 — 132	— 140 — 162	— 171 — 193	— 207 — 229	— 302 — 324	77 40	113 56	146 89	167 110	197 140	228 171	264 207	359 302				
110	120	—36 —60	— 64 — 86	— 100 — 122	— 122 — 145	— 156 — 178	— 190 — 212	— 229 — 251	— 334 — 356	93 36	121 64	157 100	180 122	213 156	247 190	286 229	391 334				
120	140	—40 —65	— 72 — 97	— 113 — 138	— 139 — 164	— 176 — 201	— 215 — 240	— 259 — 284	— 377 — 402	105 40	137 72	178 113	204 139	241 176	280 215	324 259	442 377				
140	160	—52 —77	— 88 — 113	— 136 — 161	— 166 — 191	— 208 — 233	— 253 — 278	— 304 — 329	— 440 — 465	117 52	153 88	201 136	231 166	273 208	318 253	369 304	505 440				
160	180	—63 —88	— 104 — 129	— 158 — 183	— 192 — 217	— 240 — 265	— 291 — 316	— 348 — 373	— 503 — 528	128 63	179 104	223 158	257 192	305 240	356 291	413 348	568 503				
180	200	—69 —98	— 115 — 144	— 175 — 204	— 213 — 242	— 267 — 296	— 324 — 353	— 388 — 417	— 561 — 590	144 69	190 115	250 175	288 213	342 267	399 324	463 388	636 581				

¹⁾ Die Abmaße der Welle entsprechen oberhalb der Stufenlinie IT4, zwischen den Stufenlinien IT5 und unterhalb der Stufenlinie IT6.

²⁾ Das Höchst- und Mindestspiel entspricht für die Passung Welle/Lagerbohrung oberhalb der Stufenlinie IT4/H5, zwischen den Stufenlinien IT5/H6 und unterhalb der Stufenlinie IT6/H7.

TB 15-12 Streuungen von Toleranzklassen für ISO-Passungen bei relativen Einbau-Lagerspielen ψ_E in % abhängig von d_L (nach VDI 2201)



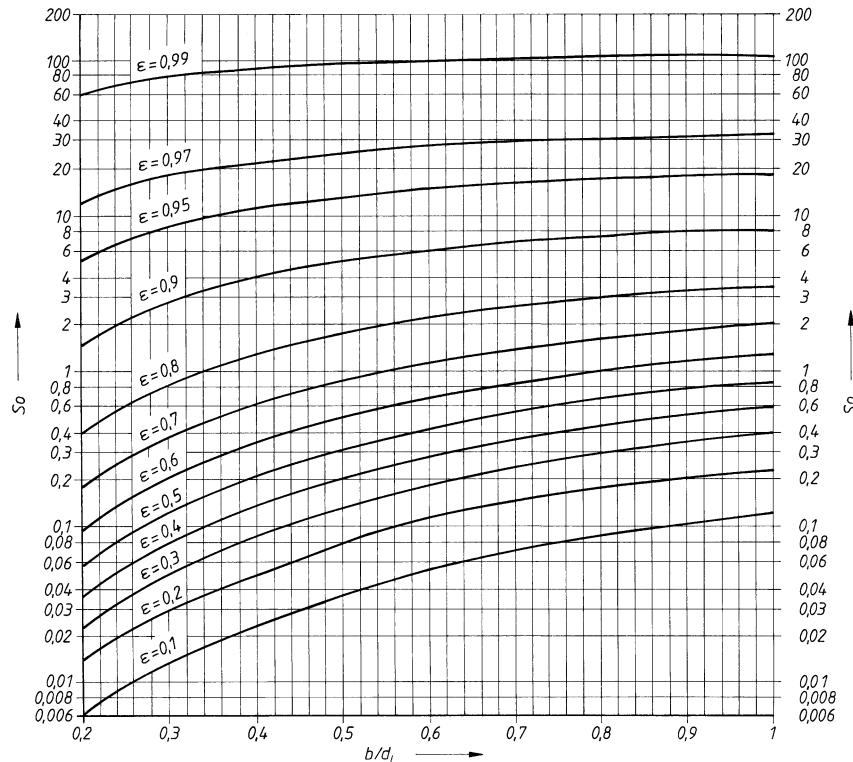
TB 15-13 Sommerfeld-Zahl $So = f(\varepsilon, b/d_L)$ bei reiner Drehung

a) für vollumschließende (360°)-Lager

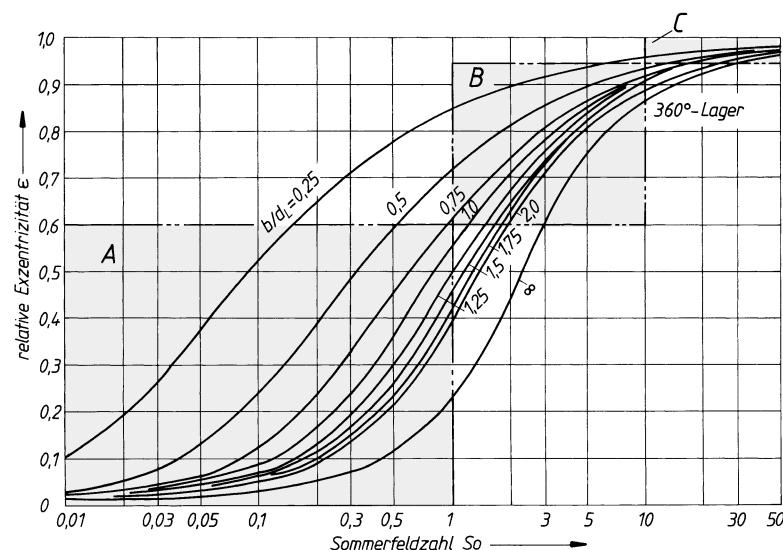
$$So = \left(\frac{b}{d_L} \right)^2 \cdot \frac{\varepsilon}{2(1-\varepsilon^2)^2} \cdot \sqrt{\pi^2 \cdot (1-\varepsilon^2) + 16 \cdot \varepsilon^2} \cdot \frac{a_1 \cdot (\varepsilon - 1)}{a_2 + \varepsilon}$$

$$\text{wenn } a_1 = 1,1642 - 1,9456 \cdot \left(\frac{b}{d_L} \right) + 7,1161 \cdot \left(\frac{b}{d_L} \right)^2 - 10,1073 \cdot \left(\frac{b}{d_L} \right)^3 + 5,0141 \cdot \left(\frac{b}{d_L} \right)^4$$

$$a_2 = -1,000\,026 - 0,023\,634 \cdot \left(\frac{b}{d_L} \right) - 0,4215 \cdot \left(\frac{b}{d_L} \right)^2 - 0,038\,817 \cdot \left(\frac{b}{d_L} \right)^3 - 0,090\,551 \cdot \left(\frac{b}{d_L} \right)^4$$



b) Verlagerungsbereiche A, B, C für 360° -Lager (s. Lehrbuch 15.4.1-1c unter Hinweis)



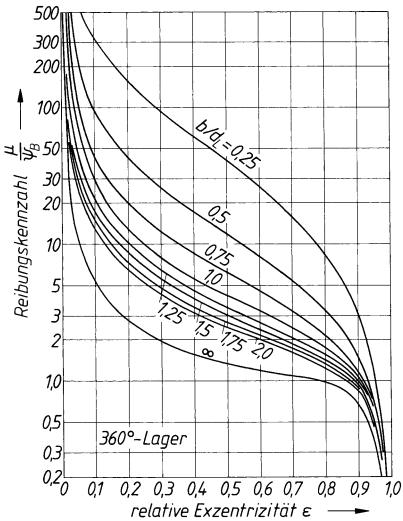
Bereich A:
Durch Instabilität
bedingte Störung
möglich

Bereich B:
Störungsfreier
Betrieb

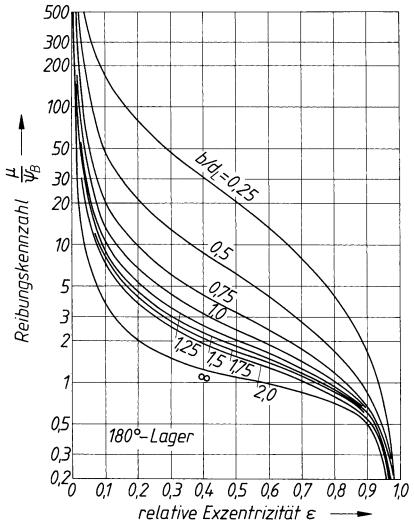
Bereich C:
Verschleißerscheinun-
gen infolge Mischrei-
bung möglich

TB 15-14 Reibungskennzahl $\mu/\psi_B = f(\varepsilon, b/d_L)$ bei reiner Drehung

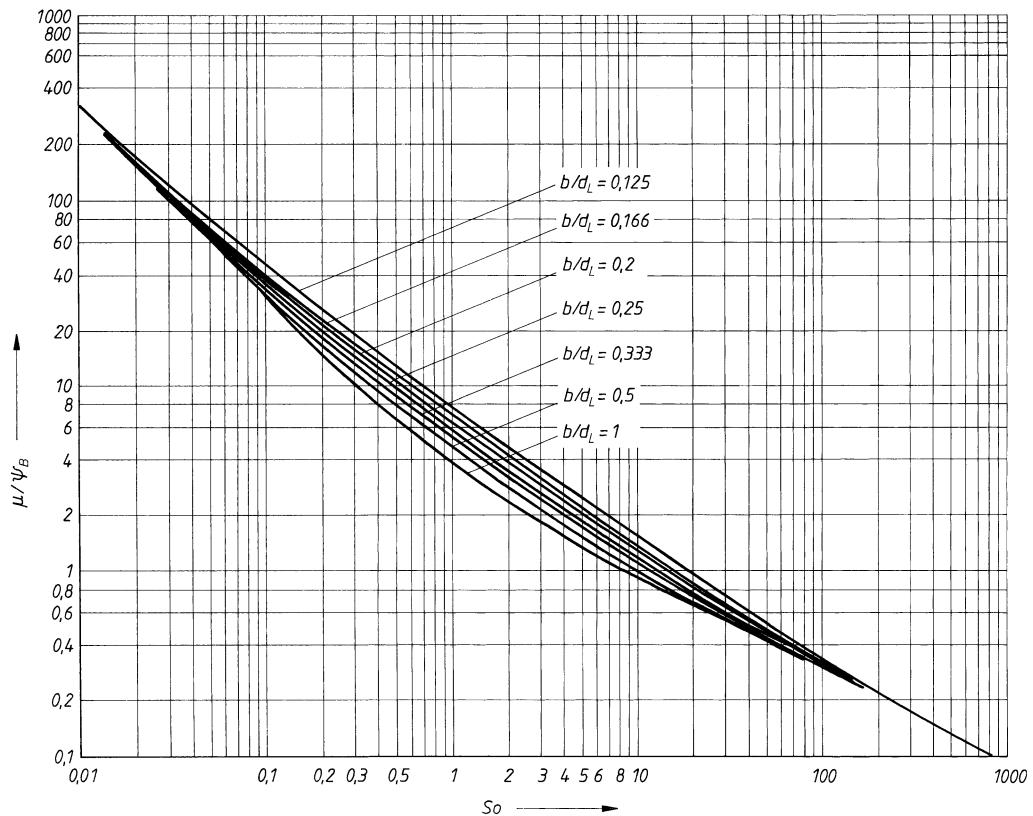
a) für vollumschließende Lager



b) für halbumschließende Lager

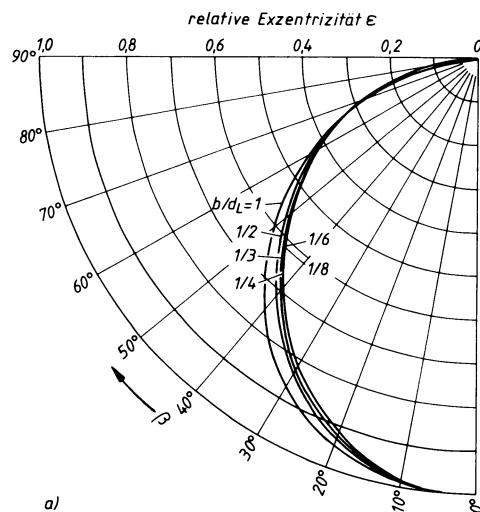


c) für vollumschließende Lager $\mu/\psi_B = f(Se, b/d_L)$

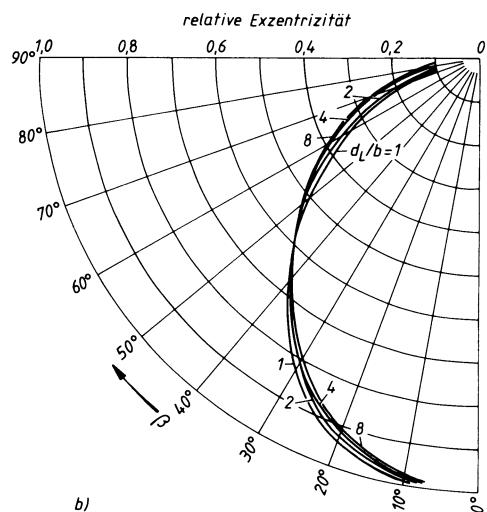


TB 15-15 Verlagerungswinkel $\beta = f(\varepsilon, b/d_L)$ bei reiner Drehung
(s. Lehrbuch unter Gl. 15.8)

a) für das vollumschließende Radiallager



b) für das halbumschließende Radiallager



TB 15-16 Erfahrungswerte für die zulässige kleinste Spalthöhe $h_0 \text{zul}$ nach DIN 31652, wenn Wellen-RzW ≤ 4 µm und Lagergleitflächen-RzL ≤ 1 µm

		Grenzrichtwerte $h_0 \text{zul}$ in µm				
		Wellenumfangsgeschwindigkeit u_W in m/s				
Wellendurchmesser d_w in mm	über bis	0 bis 1	über 1 bis 3	über 3 bis 10	über 10 bis 30	über 30
		3	4	5	7	10
25 ¹⁾	63	3	4	5	7	10
63	160	4	5	7	9	12
160	400	6	7	9	11	14
400	1000	8	9	11	13	16
1000	2500	10	12	14	16	18

1) einschließlich

TB 15-17 Grenzrichtwerte für die maximal zulässige Lagertemperatur $\vartheta_{L \text{zul}}$ nach DIN 31652-3

Art der Lagerschmierung	$\vartheta_{L \text{zul}}$ in °C ²⁾
Druckschmierung ¹⁾ (Umlaufschmierung)	100 (115)
drucklose Schmierung (Eigenschmierung)	90 (110)

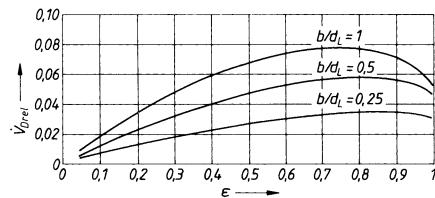
1) Beträgt das Verhältnis von Gesamtschmierstoffvolumen zu Schmierstoffvolumen je Minute (Schmierstoffdurchsatz) über 5, so kann $\vartheta_{L \text{zul}}$ auf 110 (125) °C erhöht werden.

2) Die in Klammern gesetzten Temperaturen können nur ausnahmsweise – z. B. aufgrund besonderer Betriebsbedingungen – zugelassen werden.

Hinweis: Ab $\vartheta_{L \text{zul}} = 80^\circ\text{C}$ tritt bei Schmierstoffen auf Mineralölbasis eine verstärkte Alterung in Erscheinung.

TB 15-18 Bezugener bzw. relativer Schmierstoffdurchsatz

a) $\dot{V}_{D\text{ rel}}$ für halbumschließende (180°)-Lager infolge Eigendruckentwicklung zu Gl. (15.16)



$$\dot{V}_{D\text{ rel}} = 0,125 \cdot (a_1 \cdot \epsilon + a_2 \cdot \epsilon^2 + a_3 \cdot \epsilon^3 + a_4 \cdot \epsilon^4) \text{ mit}$$

$$a_1 = 2,2346 \cdot (b/d_L) + 0,1084 \cdot (b/d_L)^2 - 0,5641 \cdot (b/d_L)^3$$

$$a_2 = -1,5421 \cdot (b/d_L) - 2,8215 \cdot (b/d_L)^2 + 1,955 \cdot (b/d_L)^3$$

$$a_3 = 2,2351 \cdot (b/d_L) + 4,2087 \cdot (b/d_L)^2 - 3,4813 \cdot (b/d_L)^3$$

$$a_4 = -1,751 \cdot (b/d_L) - 2,5113 \cdot (b/d_L)^2 + 2,3426 \cdot (b/d_L)^3$$

b) $\dot{V}_{pZ\text{ rel}}$ infolge des Zuführdrucks (nach DIN 31 652-2, vgl. Lehrbuch 15.4.1-3, Gl. (15.17))

Schmierlöcher mit $q_L = 1,204 + 0,368 \cdot (d_0/b) - 1,046 \cdot (d_0/b)^2 + 1,942 \cdot (d_0/b)^3$		Schmiertaschen gültig für $0,05 \leq (b_T/b) \leq 0,7$ mit $q_T = 1,188 + 1,582 \cdot (b_T/b) - 2,585 \cdot (b_T/b)^2 + 5,563 \cdot (b_T/b)^3$	
entgegengesetzt zur Lastrichtung			
1.			2.
		$\dot{V}_{pZ\text{ rel}} = \frac{\pi}{48} \cdot \frac{(1+\epsilon)^3}{\ln(b/d_0) \cdot q_L}$	
um 90° gedreht zur Lastrichtung			
3.			4.
		$\dot{V}_{pZ\text{ rel}} = \frac{\pi}{48} \cdot \frac{1}{\ln(b/d_0) \cdot q_L}$	
2 Schmierlöcher	senkrecht zur Lastrichtung		2 Schmiertaschen
5.			6.
		$\dot{V}_{pZ\text{ rel}} = \frac{\pi}{48} \cdot \frac{2}{\ln(b/d_0) \cdot q_L}$	
Ringnut (360°-Nut)	7.	180°-Nut	8.
		$\dot{V}_{pZ\text{ rel}} = \frac{1}{48} \cdot \frac{\pi (1 + 1,5 \cdot \epsilon^2) + 6 \cdot \epsilon + 1,33 \cdot \epsilon^3}{(b - b_{\text{Nut}})/d_L}$	

16 Riemengehäuse

TB 16-1 Mechanische und physikalische Kennwerte von Flachriemen-Werkstoffen (Anhaltswerte)

Riemenwerkstoff Riemsorte		Elastizitätsmodul		Dichte	zul. Riemen- spannung σ_{zul} N/mm ²	max. Verhältnis t/d —	max. Biege- häufigkeit $f_{B\max}^{5)}$ 1/s	zul. Nenn- umfangs- kraft $F'_{t\max}$ N/mm	Riemen- geschwin- digkeit $v_{\max}^{5)}$ m/s	Reibungszahl $\mu^{6)}$ —	Tem- peratur ϑ_{\max} °C	
Leder-	Standard S	250	50 ... 90	1,0	3,6 ... 4,1	0,033	5	—	30	<i>Fleischseite</i> ($0,25 + 0,02 \sqrt{v}$) <i>Haarseite</i> ($0,33 + 0,02 \sqrt{v}$)	35	
	Geschmeidig G	350	40 ... 80	0,95	4,3 ... 5	0,04	10	—	40			
	Hoch- geschmeidig HGL HGC	450	30 ... 70	0,9	4,3 ... 6,5	0,05	25	—	50		45	
					4,3 ... 7,5							
Gewebe-	<i>einlagig</i> : Gummi- Polyamid- bzw. Polyesterfasern	350 ... 1200		1,1 ... 1,4	3,3 ... 5,4	0,35	10 ... 50	100	80	(0,5)	-20 ... 100	
	<i>mehrlagig</i> : Gummi-, Polyamid- bzw. Polyester- oder Baumwollfasern	900 ... 1500					10 ... 20	300	20 ... 50			
Textil-	Baumwolle	500 ... 1400	40	1,3	2,3 ... 5	0,05	40	—	50	(0,3)	—	
	Kunstseide (imprägniert)	—		1,0	3,3 ... 5	0,04		—		(0,35)	—	
	Nylon, Perlon	500 ... 1400		1,1	9	0,07	80	—	60	(0,3)	70	
Mehrschicht-	Kordfäden aus Polyamid oder Polyester in Gummi gebettet ³⁾	1) 600 ... 700	300	1,1 ... 1,4	14 ... 25	0,008 ... 0,025	100	200	60 ... 120	(0,7)	-20 ... 100	
		2) 500 ... 600	250		4 ... 12	0,01 ... 0,035		400		(0,6)		
	ein oder mehrere Polyamidbänder geschnitten und vorgereckt ⁴⁾	1) 500 ... 600	250		6 ... 18	0,008 ... 0,025		800	60 (80)	(0,7)		
		2) 400 ... 500	200		4 ... 15	0,01 ... 0,035				(0,6)		

1) Laufschicht Gummi

5) nur unter günstigen Verhältnissen erreichbar;

2) Laufschicht Leder

von den Anwendungsbedingungen abhängig.

3) z. B. Extremultus 81 der Fa. Siegling, Hannover.

6) μ -Werte sind von vielen Einflussgrößen abhängig (z. B. Alter bzw.

4) z. B. Extremultus 85/80 der Fa. Siegling, Hannover.

Laufzeit des Riemens, Umwelteinflüsse, Riemengeschwindigkeit).

TB 16-2 Keilriemen, Eigenschaften und Anwendungsbeispiele

Bauart	P'_{\max} kW/Riemen	$v_{\max}^{1)}$ m/s	$f_{B\max}^{1)}$ 1/s	i_{\max}	Eigenschaften, Anwendungsbeispiele
Normalkeilriemen (DIN 2215)	70	30	80	15	$b_0/h \approx 1,6$; universeller Einsatz im Maschinenbau (Größen 13 ... 22); Größen 25 ... 40 für Schwermaschinenbau und bei rauem Betrieb; Riemenvibratoren bis 18000 mm (Größen 22 ... 40)
Schmalkeilriemen (DIN 7753)	70	42	100	10	$b_0/h \approx 1,2$; für raumsparende Antriebe, meist verwandelter Riementyp; größere Leistungsfähigkeit als Normalkeilriemen bei gleicher Riembreite; größere Scheibendurchmesser gegenüber Normalkeilriemen; Riemenvibratoren bis 12500 mm (Größe SPC)
flankenoffene Keilriemen	70	50	120	20	$b_0/h \approx 1,2$; für raumsparende Antriebe; kleinere Scheibendurchmesser gegenüber Normalkeilriemen möglich; kostengünstig; höchste Leistungübertragung
Verbundkeilriemen	65	30	60	15	Schwingungs- und stoßunempfindlich; kein Verdrehen in den (Keil)scheiben; Anwendung für Stoßbetrieb und große Trumlängen
Doppelkeilriemen	30	30	80	5	$b_0/h \approx 1,25$; für Vielwellenantriebe mit gegenläufigen Scheiben; übertragbare Leistung ca. 10 % geringer gegenüber den Normalkeilriemen
Keilrippenriemen	20 ²⁾	60	200	35	bis zu 75 Rippen möglich ($P_{\max} \approx 350$ kW); kleine Biegeradien; für große Übersetzungen; Spezialscheiben erforderlich
Breitkeilriemen	70	25	40	9 ³⁾	$b_0/h \approx 2 \dots 5$; Spezialriemen für stufenlos verstellbare Getriebe

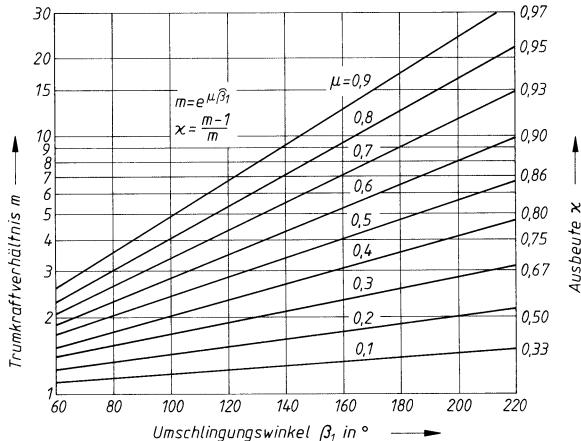
1) nur unter günstigen Verhältnissen erreichbar; von den Anwendungsbedingungen abhängig, 2) kW/Rippe, 3) Stellbereich

TB 16-3 Synchronriemen, Eigenschaften und Anwendungen

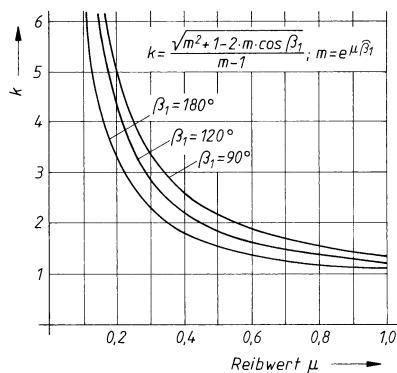
P_{\max} kW/cm Riemenbreite	v_{\max} ¹⁾ m/s	$f_{B\max}$ ¹⁾ s^{-1}	i_{\max} —	Eigenschaften und Anwendung
60	80	200	10	universeller Einsatz im Maschinen-, Gerät- und Fahrzeugbau, besonders bei Umkehrantrieben (Lineartechnik), wenn Schlupffreiheit gefordert wird; Synchronriemen und Zahnscheiben teurer als andere Riemen und Riemenscheiben; Geräuschrückbildung durch bogengezogene Synchronriemen und Zahnscheiben, jedoch noch teurer

¹⁾ nur unter günstigen Verhältnissen erreichbar; von den Anwendungsbedingungen abhängig.

TB 16-4 Trumkraftverhältnis m ; Ausbeute κ (bei Keil- und Keilrippenriemen gilt $\mu = \mu'$)



TB 16-5 Faktor k zur Ermittlung der Wellenbelastung für Flachriemengetriebe
Gilt näherungsweise auch für Keil- und Keilrippenriemen (μ entspricht dann μ')



TB 16-6 Ausführungen und Eigenschaften der Mehrschichtflachriemen Extremultus
(Bauart 80/85*, nach Werknorm)

* Für Antriebe mit höchsten Geschwindigkeiten wird noch die Bauart 81 angeboten

a) Ausführung

Extremultus Bauart	Aufbau			Einsatzfall			
	Zug-schicht	Reib-schicht	Deck-schicht	Pg	für Mehrscheibenantrieb mit einseitiger Leistungsübertragung		
80 LT	Polyamidband	Ch	Pg	für Mehrscheibenantrieb mit einseitiger Leistungsübertragung			für normale sowie erschwerete Betriebsbedingungen und wenn starker Einfluss von Öl und Fett zu erwarten ist
80 LL			CH	für Mehrscheibenantrieb mit beidseitiger Leistungsübertragung			
85 GT		E	Pg	für Mehrscheibenantrieb mit einseitiger Leistungsübertragung			normal, staubig, feucht, Einfluss von Öl und Fett nicht zu erwarten bzw. unbedeutend gering
85 GG			E	für Mehrscheibenantrieb mit beidseitiger Leistungsübertragung			

Ch Chromleder, E Elastomer, Pg Polyamidgewebe

b) Eigenschaften

Riementyp ($\approx k_1$)	10	14	20	28	40	54 ¹⁾	80 ¹⁾
Zugfestigkeit in N/mm Riemenbreite	225	315	450	630	900	1200	1800
spezifische Umfangskraft F_t' ²⁾ in N/mm Riemenbreite	12,5	17,5	25	35	48	67,5	110
Nenndurchmesser d_{1N} in mm	100	140	200	280	400	540	800
Bruchdehnung ε_B in %	22						
Riendicke t in mm	80 LT	2,2	2,6	2,9	3,6	4,4	5,6
	80 LL	3,2	3,6	4,1	5,0	6,2	6,5
	85 GT	1,6	1,8	2,5	2,9	3,7	4,5
	85 GG ³⁾	1,9	2,1	2,6	3,1	—	—

¹⁾ nur in den Ausführungen LT und GT.

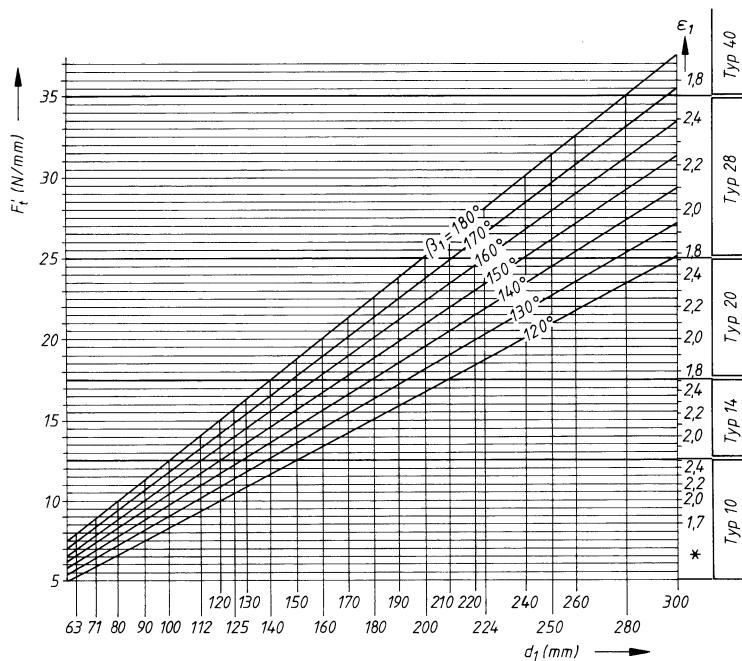
²⁾ die zulässige Spannung kann als fiktiver Wert ermittelt werden aus $\sigma_{z\text{zul}} \approx F_t'/t$ mit $F_t' = f(d_1, \beta_1, \text{Riementyp})$ nach TB 16-8, angegebene Werte gelten für $\beta = 180^\circ$.

³⁾ bei der Bauart 85 GG ist hinter der Zahl des Riementyps noch ein N anzufügen, z. B. 14 N.

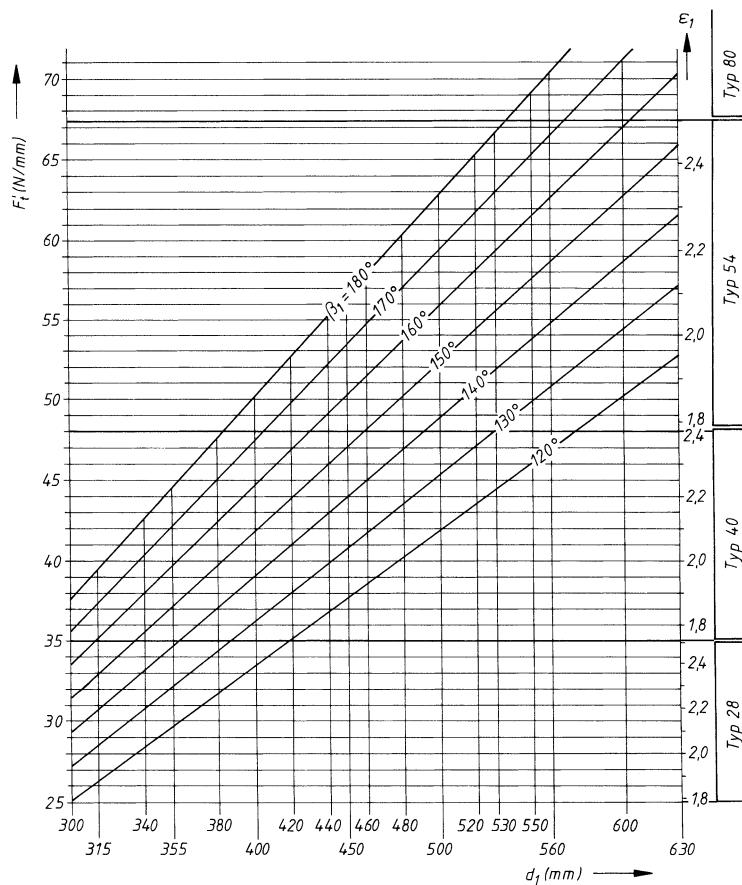
TB 16-7 Ermittlung des kleinsten Scheibendurchmessers (nach Fa. Siegling, Hannover)

P/n kW · min	d mm	P/n kW · min	d mm	P/n kW · min	d mm
0,00075	63	0,008	140	0,14	315
0,0009	71	0,01	160	0,17	355
0,001	80	0,015	180	0,2	400
0,0016	90	0,04	200	0,25	450
0,0018	100	0,06	224	0,3	500
0,003	112	0,1	250	0,4	560
0,0045	125	0,12	280	0,44	630

TB 16-8 Diagramme zur Ermittlung von F'_t , ε_1 , Riementyp für Extremultus-Riemen
(nach Fa. Siegling, Hannover)



* bei $\varepsilon_1 < 1,7$ Rückfrage beim Hersteller



TB 16-9 Flachriemenscheiben, Hauptmaße, nach DIN 111 (Auszug)

a) Hauptmaße in mm (evtl. abweichende Maße für B für eine Scheibe notwendig)

	<i>d</i>	40	50	63	71	80	90	100	112	125	140		
	<i>B min</i>	25		32		40		50		63			
	<i>B max</i>	50		100		140		200					
	<i>h</i>	0,3											
	<i>d</i>	160	180	200	224	250	280	315	355	400	450		
	<i>B min</i>	63											
	<i>B max</i>	200		315				400					
	<i>h</i>	0,5		0,6		0,8		1,0					
	<i>d</i>	500	560	630	710	800	900	1000	1120	1250	1400		
	<i>B min</i>	63		100				125					
	<i>B max</i>	400											
	<i>h</i>	1,0		1,2		1,2*		1,5**					

* bei Kranzbreiten > 250: *h* = 1,5, ** bei Kranzbreiten > 250: *h* = 2b) Zuordnung Riemenbreite *b* – kleinste Scheibenkranzbreite *B*

<i>b</i>	20	25	32	40	50	71	90	112	125
<i>B</i>	25	32	40	50	63	80	100	125	140
<i>b</i>	140	160	180	200	224	250	280	315	355
<i>B</i>	160	180	200	224	250	280	315	355	400

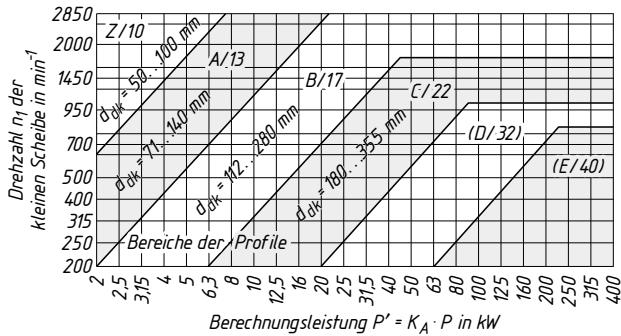
TB 16-10 Fliehkraft-Dehnung ϵ_2 in % für Extremultus-Mehrschichtriemen (nach Fa. Siegling, Hannover)

Riemen-bezeichnung	Riengeschwindigkeit <i>v</i> in m/s						
	10	20	30	40	50	60	70
GT 10	< 0,1*	0,2	0,3	0,6	0,9		
GG 10N			0,4	0,8	1,1		
LL 10		0,3	0,5	0,8			
LT 10			0,4	0,7	1,0		
GT 14		0,2	0,4	0,7			
GG 14N			0,3	0,6	0,9		
LL 14		0,3	0,6	0,9			
LT 14			0,4	0,7	1,0		
GT 20		0,2	0,4	0,7			
GG 20N			0,3	0,6	0,9		
LL 20		0,3	0,6	0,9			
LT 20			0,4	0,7	1,0		
GT 28		0,2	0,4	0,6	0,8		
GG 28N			0,3	0,6	0,8	1,0	
LL 28		0,2	0,3	0,5	0,7		
LT 28			0,3	0,5	0,7	0,9	
GT 40		0,2	0,3	0,5	0,7	0,9	0,9
GG 40N			0,3	0,5	0,7	0,9	1,0
LL 40		0,2	0,3	0,5	0,7	0,9	0,9
LT 40			0,3	0,5	0,7	0,9	1,0
GT 54		0,2	0,3	0,5	0,7	0,9	
LT 54			0,3	0,5	0,7	0,9	1,0
GT 80		0,2	0,3	0,5	0,7	0,9	
LT 80			0,3	0,5	0,7	0,9	1,0

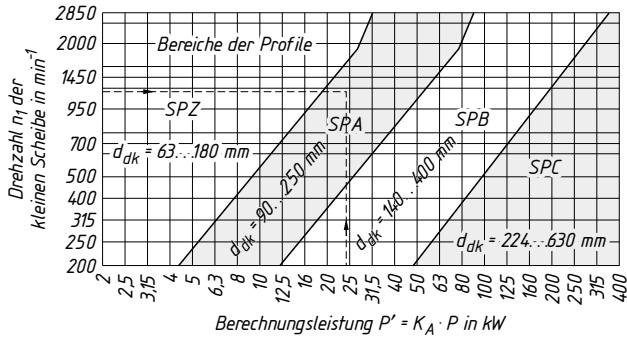
* ohne nennenswerten Einfluss

TB 16-11 Wahl des Profils der Keil- und Keilrippenriemen

a) Normalkeilriemen

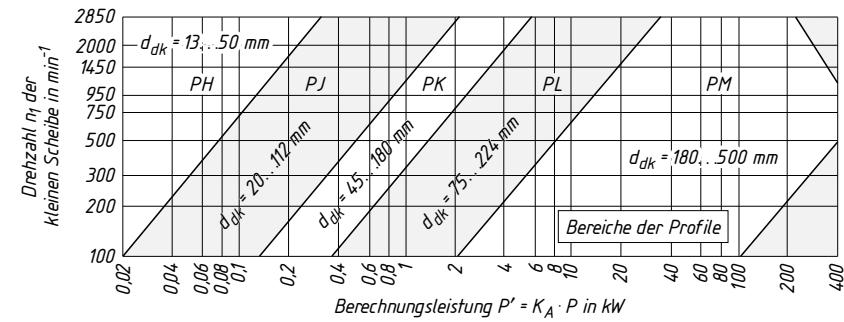


b) Schmalkeilriemen



Beispiel: Für die Berechnungsleistung $P' = 24 \text{ kW}$ und $n_1 = 1200 \text{ min}^{-1}$ wird gewählt: Schmalkeilriemen **SPA**

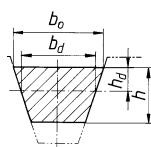
c) Keilrippenriemen



TB 16-12 Keilriemenabmessungen (in Anlehnung an DIN 2215, ISO 4184, DIN 7753 sowie Werksangaben; Auszug)

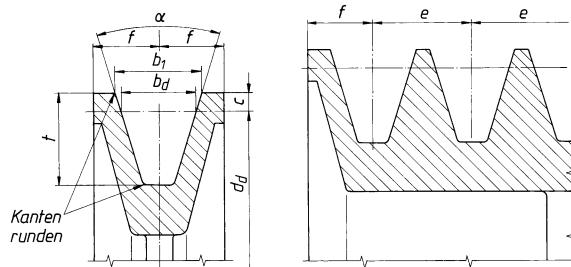
Normalkeilriemen								
Profilkurzzeichen nach	DIN 2215	6	10	13	17	22	32	40
	ISO 4184	Y	Z	A	B	C	D	E
obere Riemenbreite	$b_0 \approx$	6	10	13	17	22	32	40
Richtbreite	$b_d \approx$	5,3	8,5	11	14	19	27	32
Riemenhöhe	$h \approx$	4	6	8	11	14	20	25
Abstand	$h_d \approx$	1,6	2,5	3,3	4,2	5,7	8,1	12
Mindestscheibenrichtdurchmesser	$d_{d\min} \approx$	28	50	71	112	180	355	500
Innenlängen ¹⁾ (= Bestelllänge) Richtlänge $L_d = L_i + \Delta L$	L_i	185 bis 850	300 bis 2800	560 bis 5300	670 bis 7100	1180 bis 18000	2000 bis 18000	3000 bis 18000
Längendifferenz ΔL		15	22	30	40	58	75	80
Biegewechsel (s^{-1})	$f_{B\max} \approx$				80			
Riemengeschwindigkeit (m/s)	v_{\max}				30			
Schmalkeilriemen								
Profilkurzzeichen nach DIN 7753 T1	–	SPZ	SPA	SPB	SPC	–	–	–
obere Riemenbreite	$b_0 \approx$	–	9,7	12,7	16,3	22	–	–
Richtbreite	$b_d \approx$	–	8,5	11	14	19	–	–
Riemenhöhe	$h \approx$	–	8	10	13	18	–	–
Abstand	$h_d \approx$	–	2	2,8	3,5	4,8	–	–
Mindestscheibenrichtdurchmesser	$d_{d\min} \approx$	–	63	90	140	224	–	–
Richtlängen ¹⁾ (= Bestelllänge)	L_d	–	587 bis 3550	732 bis 4500	1250 bis 8000	2000 bis 12500	–	–
Biegewechsel (s^{-1})	$f_{B\max} \approx$				100			
Riemengeschwindigkeit (m/s)	v_{\max}				42			

¹⁾ Herstellerangaben beachten (vorzugsweise nach DIN 323, R40).



TB 16-13 Abmessungen der Keilriemenscheiben (nach DIN 2211; Auszug)

Nennabmessungen der Riemenscheiben								
für Keilriemen nach	DIN 2215	6	10	13	17	22	32	40
	ISO 4184	Y	Z	A	B	C	D	E
für Schmalkeilriemen nach DIN 7753 T1	—	SPZ	SPA	SPB	SPC	—	—	—
Rillenbreite	$b_1 \approx$	6,3	9,7	12,7	16,3	22	32	40
Rillenprofil	$c \approx$	1,6	2	2,8	3,5	4,8	8,1	12
	$e \approx$	8	12	15	19	25,5	37	44,5
	$f \approx$	6	8	10	12,5	17	24	29
	$t \approx$	7	11	14	18	24	33	38
Mindestscheibendurchmesser Normalkeilriemen	$d_{d\min} \approx$	28	50	71	112	180	355	500
Schmalkeilriemen		—	63	90	140	224	—	—
Keilwinkel α bei Richtdurchmesser d_d	32°	≤ 63	—	—	—	—	—	—
	34°	—	≤ 80	≤ 118	≤ 190	≤ 315	—	—
	36°	> 63	—	—	—	—	≤ 500	≤ 630
	38°	—	> 80	> 118	> 190	> 315	> 500	> 630



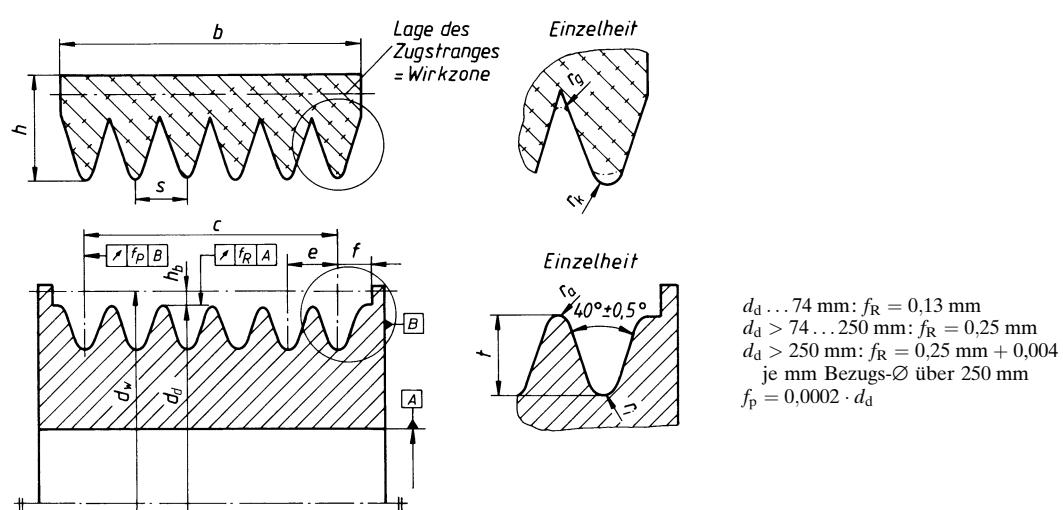
**TB 16-14 Keilrippenriemen und Keilrippenscheiben nach DIN 7867
(Tabellenwerte in Anlehnung an DIN 7867 und Werksangaben)**

Keilrippenriemen nach DIN 7867	Profil-Kurzzeichen	PH	PJ	PK	PL	PM
Rippenabstand	s	$1,60 \pm 0,2$	$2,34 \pm 0,2$	$3,56 \pm 0,2$	$4,70 \pm 0,2$	$9,40 \pm 0,2$
Riemenhöhe	h max ¹⁾	3	4	6	10	17
Anzahl der Rippen	$z^2)$	2 ... 31	2 ... 50	2 ... 50	2 ... 60	2 ... 45
Riemenbreite	b			$b = s \cdot z$		
Rippengrundradius	r_g max	0,15	0,20	0,25	0,40	0,75
Rippenkopfradius	r_k min	0,30	0,40	0,50	0,40	0,75
Standard-Richtlänge L_d ²⁾	min	559	330	559	954	2286
	max	2155	2489	3492	6096	15266
zul. Riemengeschwindigkeit	v max ²⁾	60 m/s	50 m/s	50 m/s	40 m/s	30 m/s

Keilrippenscheiben nach DIN 7867	Profil-Kurzzeichen	H	J	K	L	M
Rillenabstand	e	$1,60 \pm 0,03$	$2,34 \pm 0,03$	$3,56 \pm 0,05$	$4,70 \pm 0,05$	$9,40 \pm 0,08$
Gesamtabstand	c	$c = (\text{Rippenanzahl } n - 1) e$ Toleranz für $c: \pm 0,30$				
Richtdurchmesser	d_d min	13	20	45	75	180
	Stufung	nach DIN 323 Normzahlreihe R20 (s. TB 1-16)				
Innenradius	$r_{1\max}$	0,30	0,40	0,50	0,40	0,75
Außenradius	r_a min	0,15	0,20	0,25	0,40	0,75
Profiltiefe	t_{\min} ²⁾	1,33	2,06	3,45	4,92	10,03
Randabstand	f_{\min}	1,3	1,8	2,5	3,3	6,4
Wirkdurchmesser	d_w	$d_w = d_d + 2h_b$				
Bezugshöhe	h_b	0,8	1,25	1,6	3,5	5,0

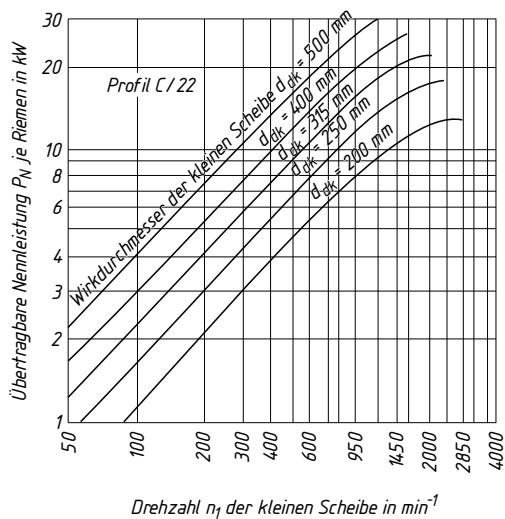
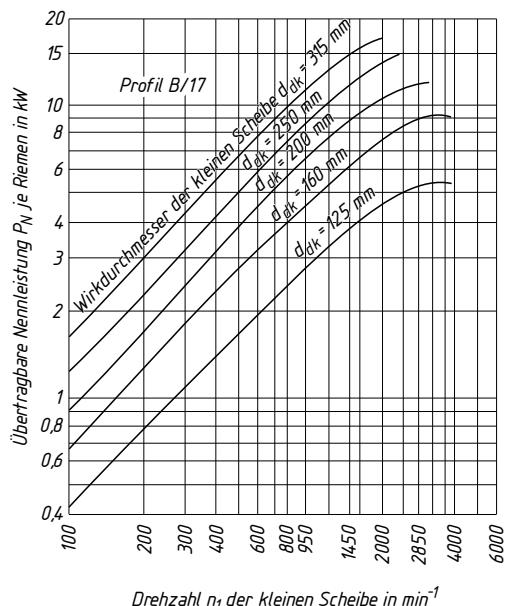
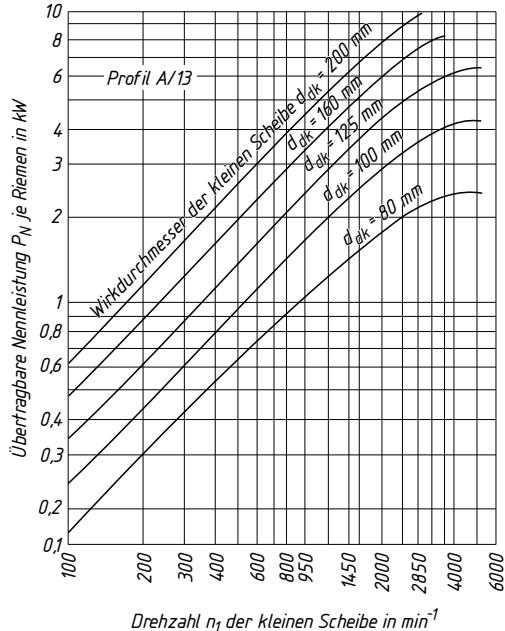
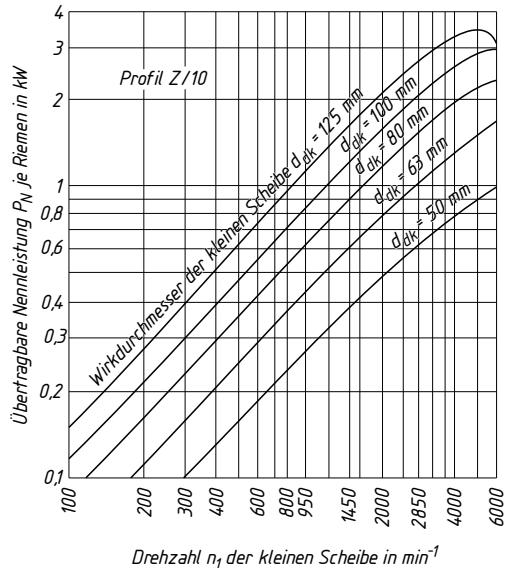
1)¹⁾ Maße nach Wahl des Herstellers.

2)²⁾ Hersteller-Angaben; vorzugsweise nach DIN 323 R'40.



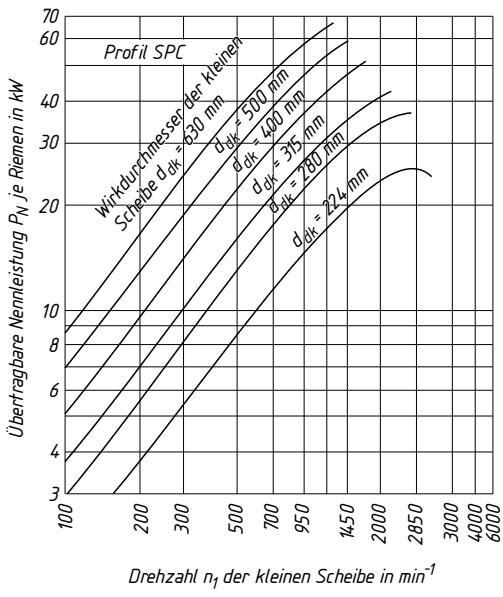
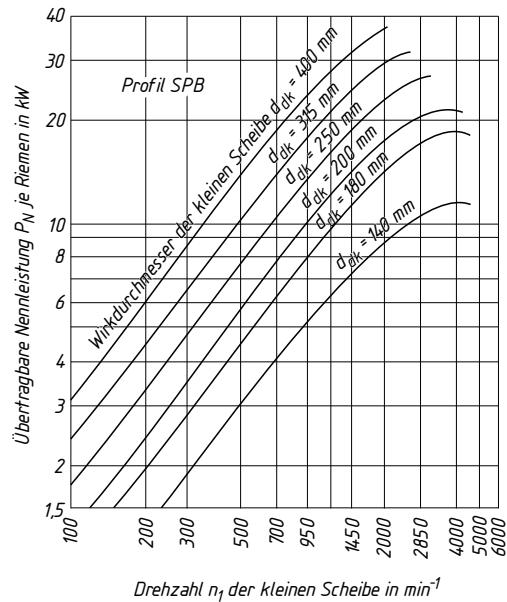
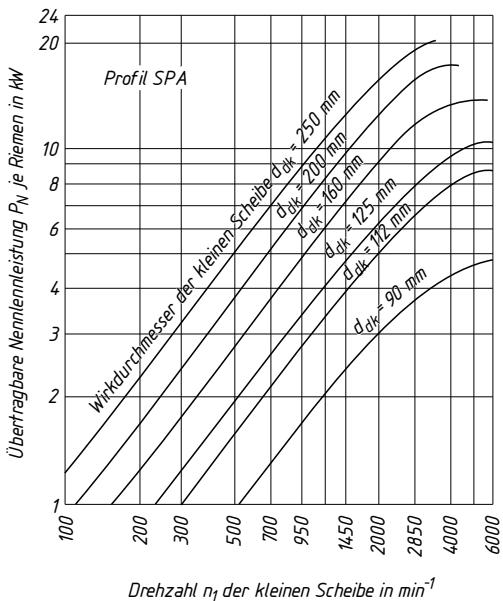
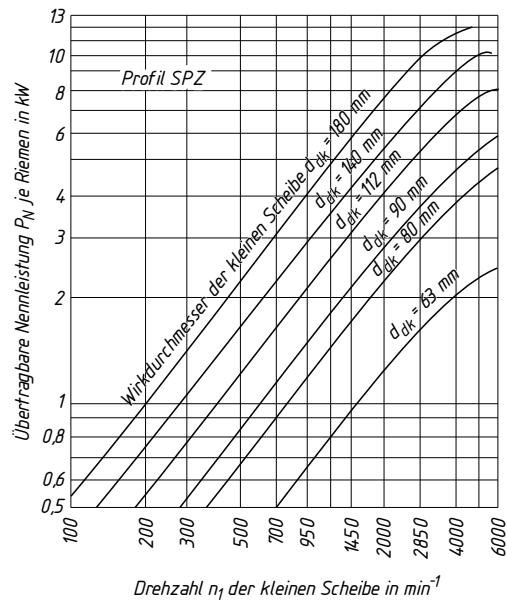
TB 16-15 Nennleistung der Keil- und Keilrippenriemen

a) Nennleistung je Riemen für Normalkeilriemen



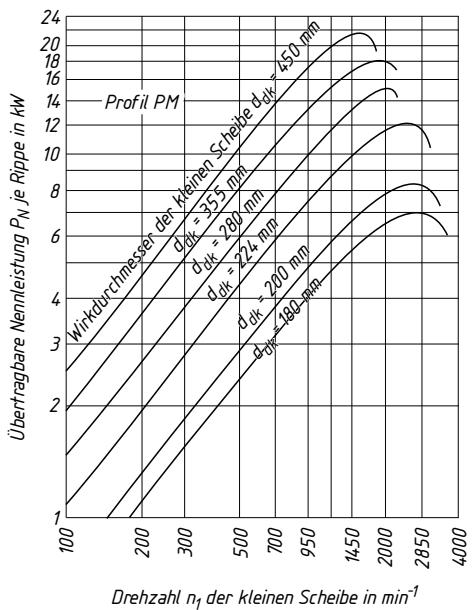
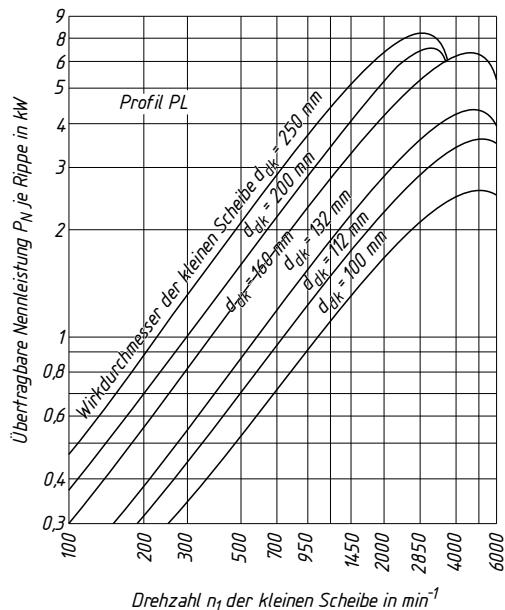
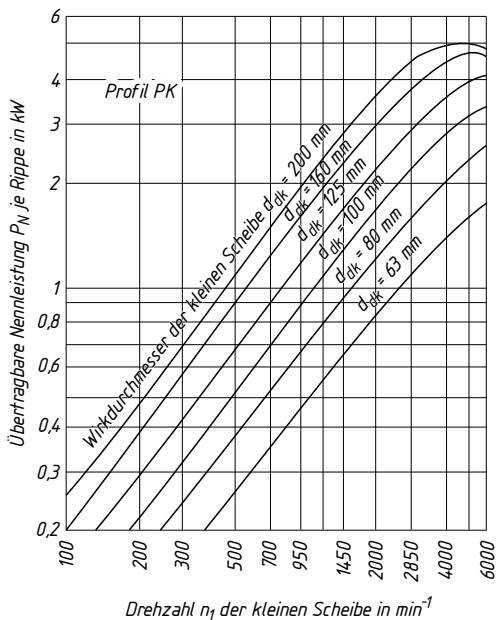
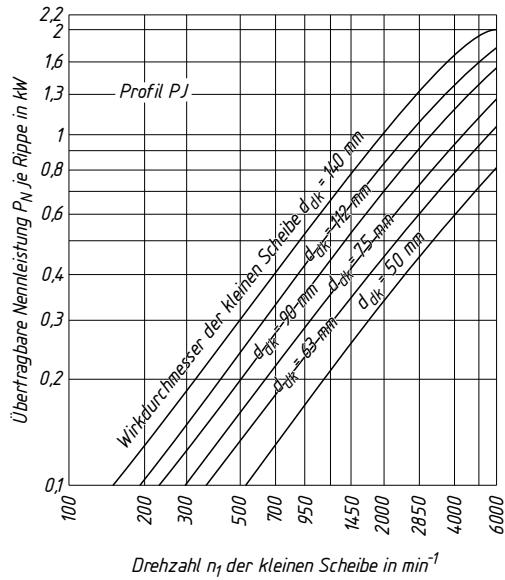
TB 16-15 Fortsetzung

b) Nennleistung je Riemen für Schmalkeilriemen



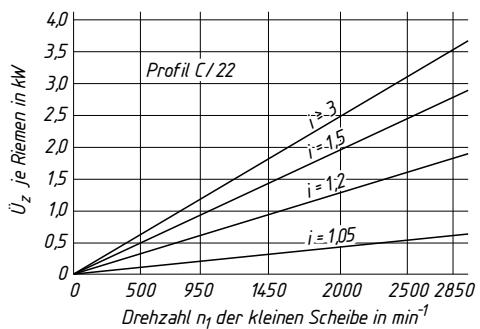
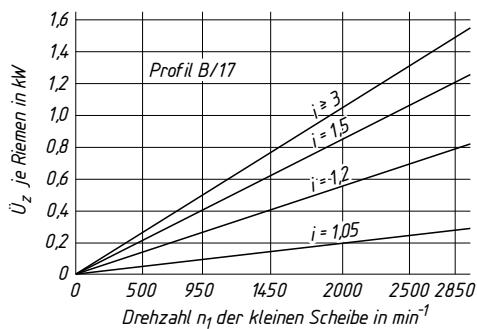
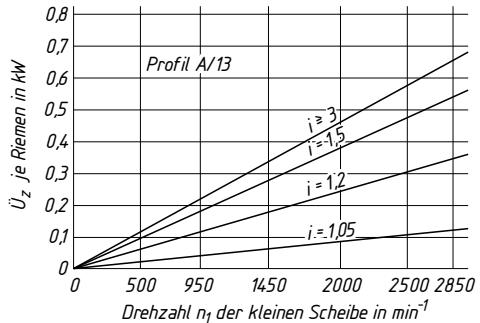
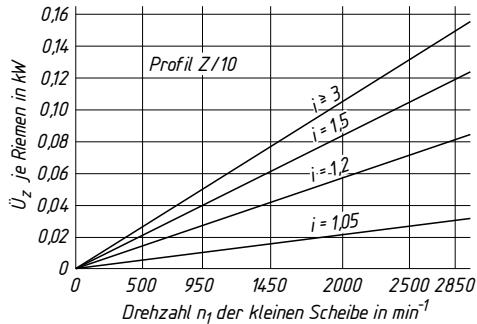
TB 16-15 Fortsetzung

c) Nennleistung je Rippe für Keilrippenriemen

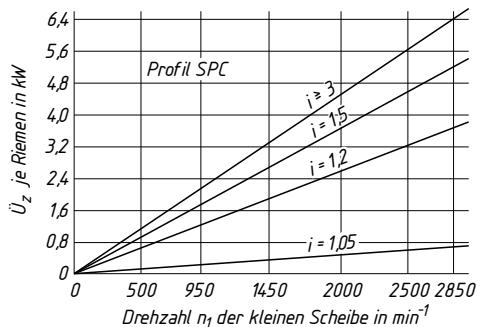
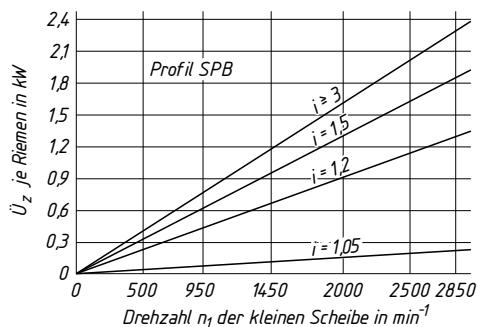
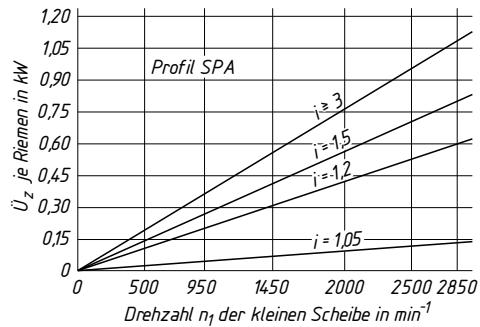
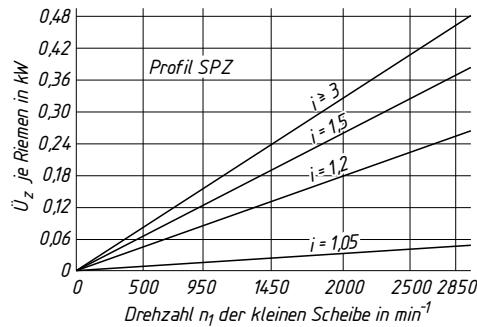


TB 16-16 Leistungs-Übersetzungszuschlag \dot{U}_z in kW (bei $i < 1$ wird $\dot{U}_z = 1$)

a) je Riemen für Normalkeilriemen

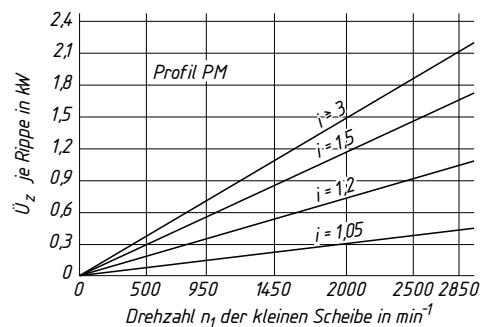
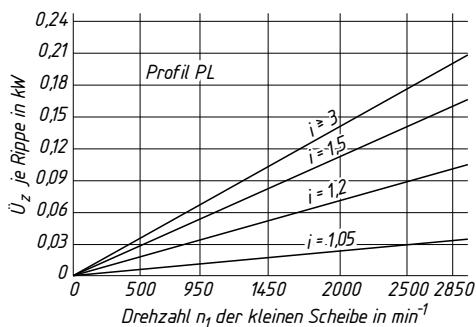
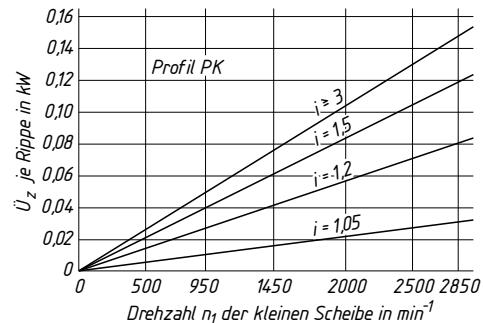
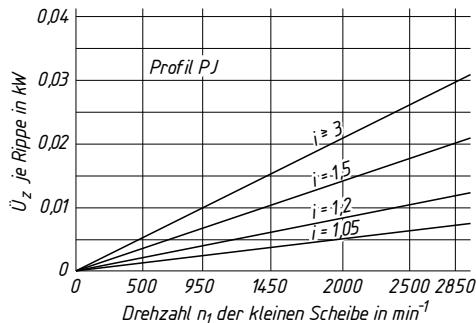


b) je Riemen für Schmalkeilriemen



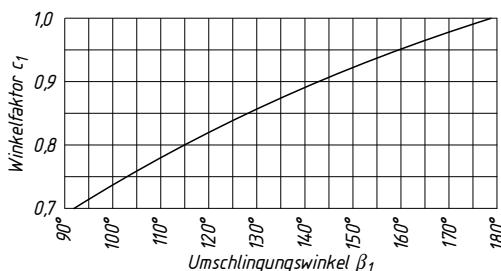
TB 16-16 Fortsetzung

c) je Rippe für Keilrippenriemen

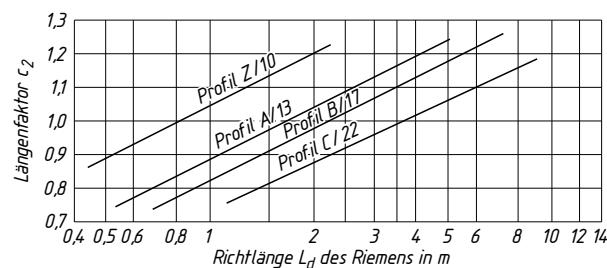


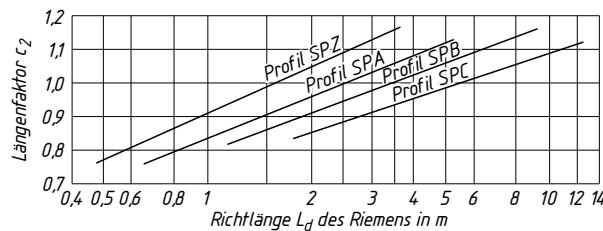
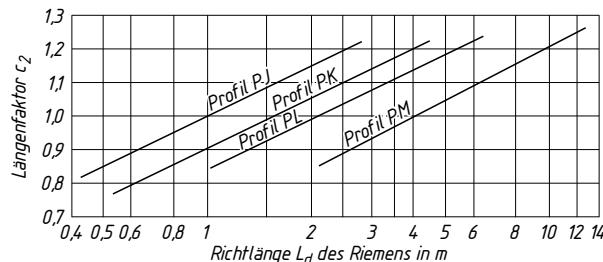
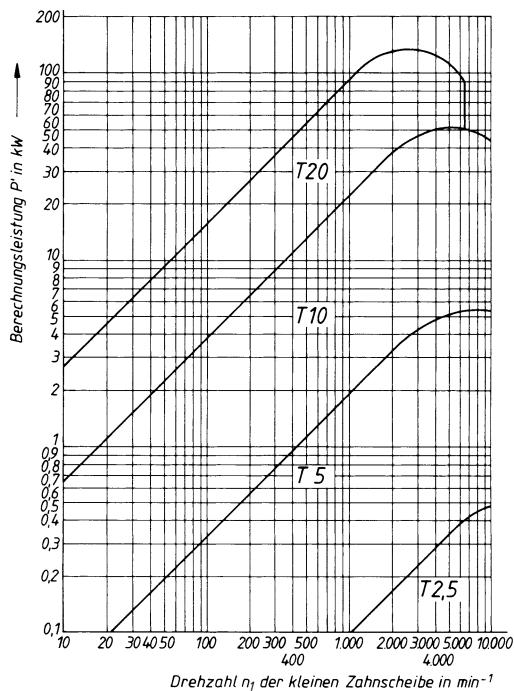
TB 16-17 Korrekturfaktoren zur Berechnung der Keil- und Keilrippenriemen

a) Winkelfaktor c_1



b) Längenfaktor c_2 für Normalkeilriemen



TB 16-17 Fortsetzungc) Längenfaktor c_2 für Schmalkeilriemend) Längenfaktor c_2 für Keilrippenriemen**TB 16-18 Wahl des Profils von Synchronriemen**

TB 16-19 Daten von Synchroflex-Zahnriemen nach Werknorm

a) Einsatzbereiche

Riemenprofil	P_{\max} kW	n_{\max} 1/min	v_{\max} m/s	typische Anwendungsbereiche
T 2,5	0,5	20000	80	Feinwerktrantriebe, Filmkameraantriebe, Steuerantriebe
T 5	5	10000	80	Büromaschinenantriebe, Küchenmaschinenantriebe, Tachoantriebe, Steuer- und Regelantriebe
T 10	30	10000	60	Werkzeugmaschinen (Haupt- und Nebenantriebe), Textilmaschinen- und Druckereimaschinenantriebe
T 20	100	6500	40	schwere Baumaschinen, Papiermaschinen, Textilmaschinen, Pumpen, Verdichter

b) Scheibenzähnezahl

Riemenprofil	Teilung p mm	Zahnhöhe h_z mm	Länge L_d mm	Scheibenzähnezahl		Mindestzähnezahl bei Gegenbiegung
				z_{\min}	z_{\max}	
T 2,5	2,5	0,7	120 ... 1475	10	114	11
T 5	5	1,2	100 ... 1500	10	114	12
T 10	10	2,5	260 ... 4780	12	114	15
T 20	20	5,0	1260 ... 3620	15	114	20

c) Riemenbreiten und zulässige Umfangskraft

Riemenprofil	zulässige Umfangskraft F_{zul} in N bei der Riemenbreite b in mm									
	4	6	10	16	25	32	50	75	100	150
T 2,5	39	65	117	195	312	403	—	—	—	—
T 5	—	150	300	510	870	1110	1800	2730	3660	—
T 10	—	—	—	1200	2000	2700	4300	6600	8800	13400
T 20	—	—	—	—	—	4750	7750	12000	16000	24500

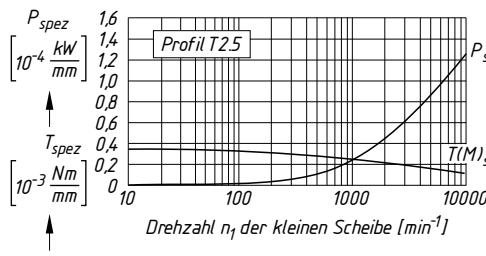
d) Riemen-Zähnezahlen z_R (Auszug)

Profil T 2,5	64	71	72	73	80	84	90	92	98	106	114	116	122	127	132	152	168
	192	200	216	240	248	260	312	380	520	590							
Profil T 5	66	68	71	73	78	80	82	84	91	92	96	100	101	102	105	109	110
	112	115	118	122	124	126	130	138	140	144	145	150	153	156	160	163	168
	180	184	185	188	198	215	220	232	243	263	276	300					
Profil T 10	66	68	69	70	72	73	75	76	78	80	81	84	85	88	89	92	96
	97	98	101	108	111	114	115	121	124	125	130	132	135	139	140	142	145
	146	150	156	161	175	178	188	196	225	310	478						
Profil T 20	63	73	89	94	118	130	155	181									

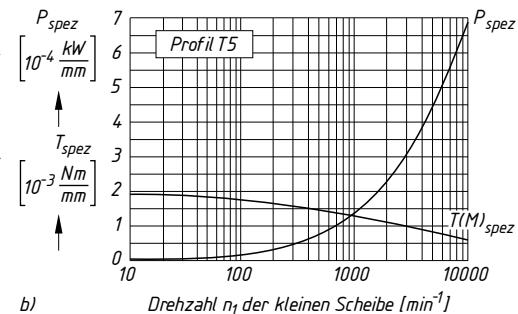
TB 16-20 Zahntragfähigkeit – spezifische Riemenzahnbelastbarkeit von Synchroflex-Zahnriemen
(nach Werknorm)

Riemenprofil T 2,5

Riemenprofil T 5



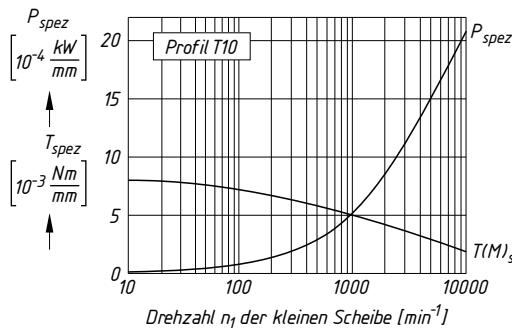
a)



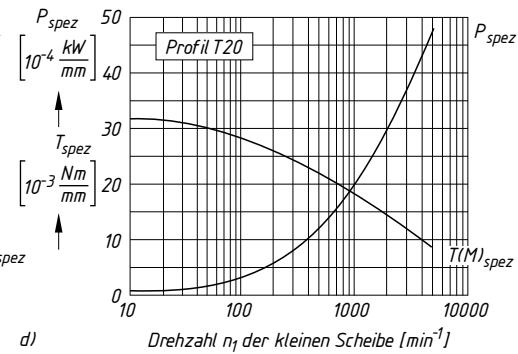
b)

Riemenprofil T 10

Riemenprofil T 20

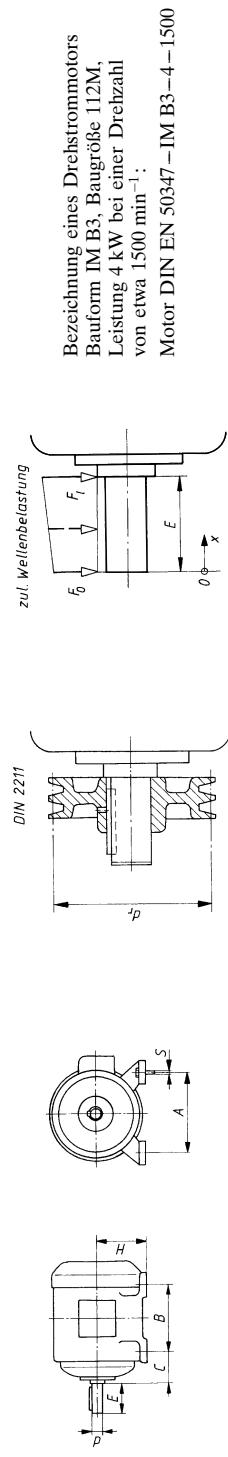


c)



d)

TB 16-21 Oberflächengekühlte Drehstromsynchrongmotoren mit Käfigläufer nach DIN EN 50347



Maße in mm

Baugröße	H	B	A	C	S	Wellenleistung bei n_s in mm^{-1}		Leistung P in kW bei Synchrodrehzahl n_s in min^{-1}		Läufer-Trägheitsmoment J in kg m^2		Kipp- zu Nenn-drehmoment T_{Kd} in $\text{N m}^{(4)}$		zul. Wellenbelastung ⁶⁾ für $n_s = 1500 \text{ min}^{-1}$, wenn Kraftangriff bei n_s in min^{-1}		Schmalkeilfriemenscheibe bei $n_s = 1500 \text{ min}^{-1}$, bei $F_0 = 1500 \text{ kN}$		Kupplung bei $n_s = 1500 \text{ min}^{-1}$ z. B. Bauart Hadeflex-XW Größe ⁷⁾	
						3000	≤1500	3000	1500	3000	1500	x = 0	F_0 in kN	$x = E$	F_0 in kN	Profil d_{ik} mm	Rillen z		
7IM	71	90	112	45	M6	14 × 30	0,37	0,25	—	—	0,00034	0,00054	2,0	1,9	0,45	0,53	—	—	—
7IM	71	90	112	45	M6	14 × 30	0,55	0,37	—	—	0,00039	0,00068	2,4	2,25	0,45	0,53	—	—	—
80M	80	100	125	50	M8	19 × 40	0,75	0,55	0,37	—	0,00089	0,00134	2,2	2,0	0,52	0,63	SPZ	63	1
80M	80	100	125	50	M8	19 × 40	1,1	0,75	0,55	—	0,00120	0,00182	2,4	2,3	0,52	0,63	SPZ	63	1
90S	90	100	140	56	M8	24 × 50	1,5	1,1	0,75	—	0,00210	0,00316	2,6	2,2	0,78	0,92	SPZ	71	1
100L	100	125	140	56	M8	24 × 50	2,2	1,5	1,1	—	0,00250	0,00383	3,0	2,6	0,78	0,92	SPZ	71	2
112M	112	140	160	63	M10	28 × 60	3	2,2 ⁽³⁾	1,5	—	0,00325	0,00488	2,8	2,4	1,06	1,31	SPZ	90	2
132S	132	140	216	89	M10	28 × 60	4	2,2	1,5	—	0,0055	0,0094	3,3	2,5	1,04	1,27	SPZ	112	2
132M	132	178	216	89	M10	38 × 80	5,5 ⁽³⁾	5,5	3	—	0,0080	0,0180	3,4	3,4	1,53	1,94	SPZ	125	2
160M	160	210	254	108	M12	42 × 110	11 ⁽³⁾	7,5	7,5	—	—	0,0138	—	—	—	SPZ	140	3	
160L	160	210	254	108	M12	42 × 110	15	11	7,5	—	0,0230	0,045	4,0	3,6	1,53	1,94	SPZ	140	4
180M	180	241	279	121	M12	48 × 110	22	18,5	7,5	—	0,0615	0,101	2,9	2,7	1,59	2,04	SPZ	140	5
180L	180	279	279	121	M12	48 × 110	—	22	15	—	0,0753	0,118	3,0	2,9	1,95	2,35	SPZ	160	5
200L	200	305	318	133	M16	55 × 110	30 ⁽³⁾	30	18,5 ⁽³⁾	15	—	0,144	—	3,0	1,95	SPZ	180	4	
225S	225	356	356	149	M16	55 × 110	60 × 140	—	37	18,5	0,142	0,222	2,6	2,7	2,75	3,35	SPA	180	5
225M	225	311	356	149	M16	55 × 110	60 × 140	45	45	18,5	—	0,356	—	2,8	2,95	SPA	200	5	
250M	250	349	406	168	M20	60 × 140	55	55	37	30	0,461	0,461	3,0	2,8	2,70	3,75	SPB	224	4
280S	280	368	457	190	M20	65 × 140	75 × 140	75	45	37	0,424	0,677	2,7	2,7	3,60	4,40	SPB	224	4
280M	280	419	457	190	M20	65 × 140	75 × 140	90	55	45	0,816	1,06	3,2	2,7	7,20	8,70	—	—	—
315S	315	406	508	216	M24	65 × 140	80 × 170	110	110	75	1,19	2,00	3,2	2,8	8,10	9,90	—	—	—
315M	315	406	508	216	M24	65 × 140	80 × 170	132	90	75	1,45	2,35	3,2	2,8	8,10	9,90	—	—	—

- 1) Toleranzklassen: $d \leq 48$; $k_6, d \geq 55$; m6.
- 2) Nenndrehzahl bei asynchronen Drehstrommotoren etwa 0,5 ... 10% (bei großen Leistungen) niedriger.
- 3) oder nächsthöhere Leistung (s. DIN EN 50347).
- 4) nach AEG.
- 5) bei direkter Einschaltung.
- 6) nach Siemens. Bei Kraftangriff innerhalb des Wellenendes gilt: $F_{zul} \approx F_0 + (F_1 - F_0)x/E$.
- 7) für normale Betriebsbedingungen.

Bezeichnung eines Drehstrommotors
Bauform IM B3, Baugröße 112M,
Leistung 4 kW bei einer Drehzahl
von etwa 1500 min^{-1} ;
Motor DIN EN 50347-1M B3-4-1500

17 Kettengetriebe

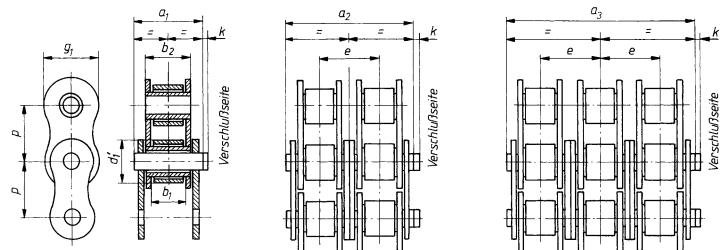
TB 17-1 Rollenketten nach DIN 8187 (Auszug)

Bezeichnung einer Einfach-Rollenkette nach DIN 8187 mit Ketten-Nr. 16 B mit 92 Gliedern:

Rollenkette DIN 8187 – 16 B – 1 × 92

Bezeichnung einer Zweifach-Rollenkette nach DIN 8187 mit Ketten-Nr. 08 B mit 120 Gliedern:

Rollenkette DIN 8187 – 08 B – 2 × 120



Maße in mm

Ketten-Nr.	p						Einfach-Rollenkette (-1)			Zweifach-Rollenkette (-2)			Dreifach-Rollenkette (-3)						
		b ₁	b ₂	d' ₁	e	g ₁	k	a ₁	Bruchkraft N min	Gelehnfläche cm ²	Ge- gewicht kg/m ≈	a ₂	Bruchkraft N min	Gelehnfläche cm ²	Ge- gewicht kg/m ≈	a ₃	Bruchkraft N min	Gelehnfläche cm ²	Ge- gewicht kg/m ≈
		min	max	max		max	max	kg/m	kg/m	kg/m	max	max	kg/m	kg/m	max	kg/m	kg/m	kg/m	
03	5	2,5	4,15	3,2	—	4,1	2,5	7,4	2200	0,06	0,08	—	—	—	—	—	—	—	
04	6	2,8	4,1	4	—	5	2,9	7,4	3000	0,08	0,12	—	—	—	—	—	—	—	
05 B	8	3	4,77	5	5,64	7,1	3,1	8,6	5000	0,11	0,18	14,3	7800	0,22	0,36	19,9	11100	0,33	0,54
06 B	9,525	5,72	8,53	6,35	10,24	8,2	3,3	13,5	9000	0,28	0,41	23,8	16900	0,56	0,78	34	24900	0,84	1,18
081	12,7	3,3	5,8	7,75	—	9,9	1,5	10,2	8200	0,21	0,28	—	—	—	—	—	—	—	
082	12,7	2,38	4,6	7,75	—	9,9	—	8,2	10000	0,17	0,26	—	—	—	—	—	—	—	
083	12,7	4,88	7,9	7,75	—	10,3	1,5	12,9	12000	0,32	0,42	—	—	—	—	—	—	—	
084	12,7	4,88	8,8	7,75	—	11,1	1,5	14,8	16000	0,36	0,59	—	—	—	—	—	—	—	
085	12,7	6,38	9,07	7,77	—	9,9	2	14	6800	0,32	0,38	—	—	—	—	—	—	—	
08 B	12,7	7,75	11,3	8,51	13,92	11,8	3,9	17	18000	0,5	0,70	31	32000	1,01	1,35	44,9	47500	1,51	2,0
10 B	15,875	9,65	13,28	10,16	16,59	14,7	4,1	19,6	22400	0,67	0,95	36,2	44500	1,34	1,8	52,8	66700	2,02	2,8
12 B	19,05	11,68	15,62	12,07	19,46	16,1	4,6	22,7	29000	0,89	1,25	42,2	57800	1,79	2,5	61,7	86700	2,68	3,8
16 B	25,4	17,02	25,4	15,88	31,8	21	5,4	36,1	60000	2,1	2,7	68	106000	4,21	5,4	99,9	160000	6,31	8
20 B	31,75	19,56	29	19,05	36,45	26,4	6,1	43,2	95000	2,96	3,6	79	170000	5,91	7,2	116	250000	8,87	11
24 B	38,1	25,4	37,9	25,4	48,36	33,4	6,6	53,4	160000	5,54	6,7	101	280000	11,09	13,5	150	425000	16,63	21
28 B	44,45	30,99	46,5	27,95	59,56	37,0	7,4	65,1	200000	7,39	8,3	124	360000	14,79	16,6	184	530000	22,18	25
32 B	50,8	30,99	45,5	29,21	58,55	42,2	7,9	67,4	250000	8,1	10,5	126	450000	16,21	21	184	670000	24,31	32
40 B	63,5	38,1	55,7	39,37	72,29	52,9	10	82,6	355000	12,75	16	154	630000	25,5	32	227	950000	38,25	48
48 B	76,2	45,72	70,5	48,26	91,21	63,8	10	99,1	560000	20,61	25	190	1000000	23	50	281	1500000	61,84	75
56 B	88,9	53,34	81,3	53,98	106,6	77,8	11	114	850000	27,9	35	221	1600000	55,8	70	330	2240000	83,71	105
64 B	101,6	60,96	92	63,5	119,89	90,1	13	130	1120000	36,25	60	250	2000000	72,5	120	370	3000000	108,74	180
72 B	114,3	68,58	103,8	72,39	136,27	103,6	14	147	1400000	46,19	80	283	2500000	92,4	160	420	3750000	137,57	240

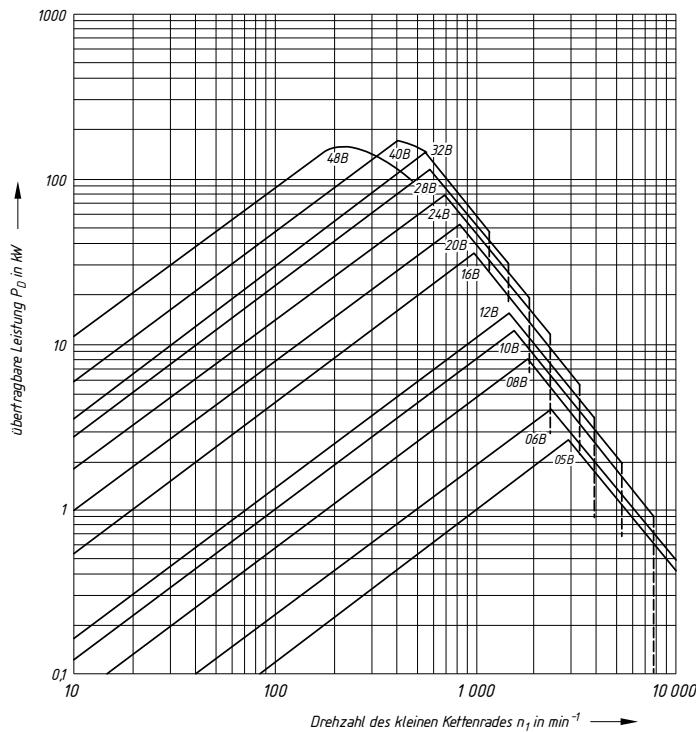
TB 17-2 Haupt-Profilabmessungen der Kettenräder nach DIN 8196 (Auszug), s. hierzu Lehrbuch, Bild 17-12

Maße in mm

Ketten-Nr.	B ₁ (h14) einfach	B ₁ (h14) mehrfach	B ₂	B ₃	e	A min	F ¹⁾ min	r ₄ max
03	2,3	—	—	—	—	9	3,0	
04	2,6	2,5	8,0	—	5,5	9	3,5	0,4
05 B	2,8	2,7	8,3	14,0	5,65	10	5	
06 B	5,3	5,2	15,4	25,7	10,24	15	6	
08 B	7,2	7,0	21,0	34,8	13,92	20	8	
10 B	9,1	9,0	25,6	42,2	16,59	23	10	0,6
12 B	11,1	10,8	30,3	49,7	19,46	27	11	
16 B	16,2	15,8	47,7	79,6	31,88	42	15	
20 B	18,5	18,2	54,6	91,1	36,45	50	18	0,8
24 B	24,1	23,6	72,0	120,3	48,36	63	23	
28 B	29,4	28,8	88,4	147,9	59,56	76	25	
32 B	29,4	28,8	87,4	145,9	58,55	79	29	1
40 B	36,2	35,4	107,7	180,0	72,19	97	36	
48 B	43,4	42,5	133,7	224,9	91,21	116	43	

¹⁾ nach Herstellerangaben

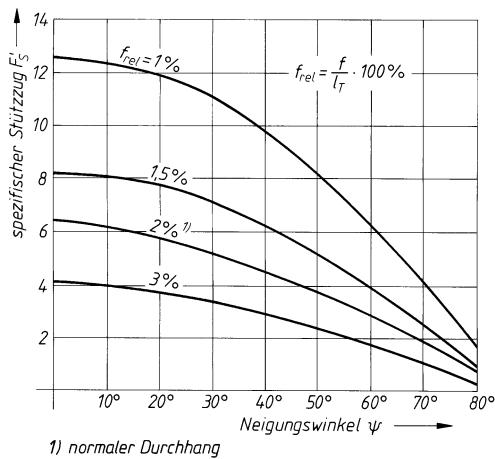
TB 17-3 Leistungsdiagramm nach DIN ISO 10823 für die Auswahl von Einfach-Rollenketten Typ B nach DIN 8187-1



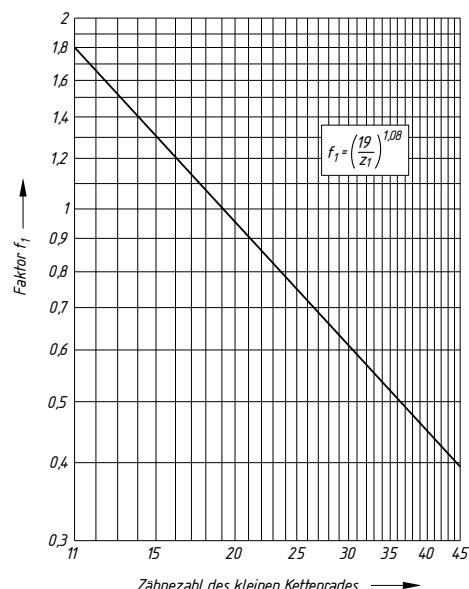
Anmerkung 1: Die Nennwerte für die Leistung von Zweifach- bzw. Dreifachketten können errechnet werden, indem der P_D -Wert für Einfachketten mit dem Faktor 1,7 bzw. 2,5 multipliziert wird.

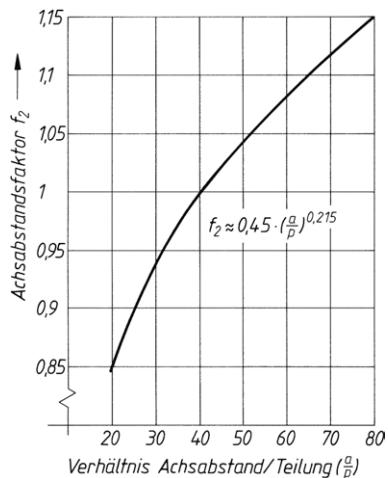
Anmerkung 2: Für das Leistungsschaubild gelten folgende Bedingungen: $z_1 = 19$ Zähne, $X = 120$ Glieder, $i = 1 : 3$ bis $3 : 1$, $L_h = 15\,000$ h, optimale Betriebsbedingungen.

TB 17-4 Spezifischer Stützzug

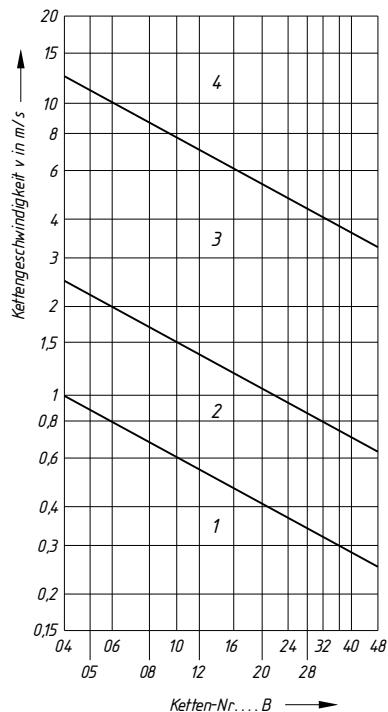


TB 17-5 Faktor f_1 zur Berücksichtigung der Zähnezahl des kleinen Rades nach DIN ISO 10823



TB 17-6 Achsabstands faktor f_2 **TB 17-7** Umweltfaktor f_6 (nach Niemann)

Umweltbedingungen	f_6
Staubfrei und beste Schmierung	1
Staubfrei und ausreichende Schmierung	0,9
Nicht staubfrei und ausreichende Schmierung	0,7
Nicht staubfrei und Mangelschmierung	0,5 für $v \leq 4 \text{ m/s}$ 0,3 für $v = 4 \dots 7 \text{ m/s}$
Schmutzig und Mangelschmierung	0,3 für $v \leq 4 \text{ m/s}$ 0,15 für $v = 4 \dots 7 \text{ m/s}$
Schmutzig und Trockenlauf	0,15 für $v \leq 4 \text{ m/s}$

TB 17-8 Schmierbereiche nach DIN ISO 10823

Bereiche:

- 1 Manuell in regelmäßigen Abständen erfolgende Ölzufluhr durch Sprühdose, Ölkanne oder Pinsel
- 2 Tropfschmierung
- 3 Ölbad oder Schleuderscheibe
- 4 Druckumlaufschmierung mit Filter und gegebenenfalls Ölkuhler

18 Elemente zur Führung von Fluiden (Rohrleitungen)

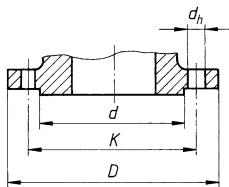
TB 18-1 Rohrarten – Übersicht

Rohrart Benennung	Technische Liefer- bedingungen	Maßnorm	Werkstoffe Beispiele	Anwendung
nahtlose Stahlrohre für Druckbeanspruchung (für Gefahrenkategorie I bis III)	DIN EN 10216-1	DIN EN 10220	P195TR1 P265TR2	unlegierte Stähle bei Raumtemperatur $d_a = 10,2$ bis 711 mm
	DIN EN 10216-2	DIN EN 10220	16Mo3 X11CrMo9-1+NT	warmfeste Stähle für höhere Temperaturen, $d_a = 10,2$ bis 711 mm
	DIN EN 10216-3	DIN EN 10220	P275NL1 P690QH	legierte Feinkornbaustähle für höhere Beanspruchung, $d_a = 10,2$ bis 711 mm
	DIN EN 10216-4	DIN EN 10220	P265NL X10N19	kaltzähe Stähle für tiefe Temperaturen $d_a = 10,2$ bis 711 mm
	DIN EN 10216-5	DIN EN 10220	X2CrNi18-9	nichtrostende Stähle $d_a = 10,2$ bis 711 mm
geschweißte Rohre für Druckbeanspruchung (für Gefahrenkategorie I bis III)	DIN EN 10217-1	DIN EN 10220	P195TR1 P265TR2	unlegierte Stähle bei Raumtemperatur $d_a = 10,2$ bis 2540 mm, Güte TR1 und TR2
	DIN EN 10217-2	DIN EN 10220	P195GH 16Mo3	warmfeste Stähle für höhere Temperaturen, $d_a = 10,2$ bis 508 mm
	DIN EN 10217-3	DIN EN 10220	P275NL1 P460NL2	legierte Feinkornstähle für höhere Beanspruchung, HWF: $d_a = 10,2$ bis 508 mm SAW: $d_a = 406,4$ bis 2540 mm
	DIN EN 10217-4	DIN EN 10220	P215NL P265NL	kaltzähe Stähle für tiefe Temperaturen, $d_a = 10,2$ bis 508 mm
	DIN EN 10217-5	DIN EN 10220	P235GH P265GH 16Mo3	unterpulvergeschweißte Rohre für höhere Temperaturen (mit Längs- bzw. Spiralnaht) $d_a = 406,4$ bis 2540 mm
	DIN EN 10217-6	DIN EN 10220	P215NL P265NL	unterpulvergeschweißte Rohre für tiefe Temperaturen (mit Längs- bzw. Spiralnaht) $d_a = 406,4$ bis 2540 mm
geschweißte Rohre für den Maschinenbau und allgemeine technische Anwendungen	DIN EN 10296-1	DIN EN 10220	E235 E335K E420M	unlegierte und legierte Stähle bei Raumtemperatur $d_a = 10,2$ bis 2540 mm
nahtlose Rohre für den Maschinenbau und allgemeine Anwendungen	DIN EN 10297-1	DIN EN 10220	E335K2 34CrMo4 16MnCr5	legierte und unlegierte Stähle bei Raumtemperatur, $d_a = 26,9$ bis 610 mm (teilweise zur Wärmebehandlung geeignet)
Rohre und Fittings für den Transport wässriger Flüssigkeiten und Trinkwasser, verfügbar mit Beschichtung und Auskleidung	DIN EN 10224	DIN EN 10224	L235 L275 L355	nahtlose und geschweißte Rohre aus unlegierten Stählen $d_a = 26,9$ bis 2743 mm
Stahlrohre für Rohrleitungen für brennbare Medien	DIN EN 10208-1	DIN EN 10220	L235GA L360GA	unlegierte nahtlose und geschweißte Stahlrohre in der Anforderungsklasse A $d_a = 33,7$ bis 1626 mm
	DIN EN 10208-2	DIN EN 10220	L245NB L360QB L555MB	unlegierte und legierte nahtlose und geschweißte Stahlrohre in der Anforderungsklasse B $d_a = 33,7$ bis 1626 mm
nahtlose kaltgezogene Präzisionsstahlrohre	DIN EN 10305-1	DIN EN 10305-1	E235 E410 42CrMo4 15S10	Fahrzeugbau, Möbelindustrie, allgemeiner Maschinenbau glatte Oberfläche ($R_a \leq 4 \mu\text{m}$), maßgenau, $d_a = 4$ bis 260 mm
geschweißte kaltgezogene Präzisionsstahlrohre	DIN EN 10305-2	DIN EN 10305-2	E155 E355	wie DIN EN 10305-1 $d_a = 4$ bis 150 mm

TB 18-1 Fortsetzung

Rohrart Benennung	Technische Liefer- bedingungen	Maßnorm	Werkstoffe Beispiele	Anwendung
geschweißte maßgewalzte Präzisionsstahlrohre	DIN EN 10305-3	DIN EN 10305-3	E155 E355	wie DIN EN 10305-1 $d_a = 6$ bis 193,7 mm
Präzisionsstahlrohre für Hydraulik und Pneumatik	DIN EN 10305-4	DIN EN 10305-4	E215 E235 E355	nahtlose kaltgezogene Rohre $d_a = 4$ bis 80 mm
	DIN EN 10305-6	DIN EN 10305-6	E155 E195 E235	geschweißte kaltgezogene Rohre $d_a = 4$ bis 80 mm
geschweißte Rohre aus nichtrostenden Stählen für allgemeine Anforderungen	DIN 17455	DIN EN ISO 1127	X6Cr17 X5CrNi18-10 X2CrNiMo17-12-2	Lebensmittel-, Pharma-, Automobilindustrie, Hausinstallation Berechnungsspannung 80 % ($v = 0,8$) $d_a = 6$ bis 1016 mm
geschweißte Rohre aus nichtrostendem Stahl	DIN EN 10312	DIN EN ISO 1127	X5CrNi18-10	Transport von Wasser und anderen wässrigen Flüssigkeiten
nahtlose Stahlrohre für schwellende Beanspruchung	DIN 2445-1 DIN EN 10216-1	DIN EN 10220	P195TR2 P235TR2	hydraulische Hochdruckanlagen bis 500 bar warmgefertigte Rohre $d_a = 21,3$ bis 355,6 mm
	DIN 2445-2 DIN EN 10305-4	DIN EN 10305-4	E235 E355	hydraulische Hochdruckanlagen bis 500 bar Präzisionsstahlrohre $d_a = 4$ bis 50 mm
Stahlrohre für Wasserleitungen	DIN EN 10216-1 DIN EN 10217-1	DIN 2460	P195TR1 P235TR1	Trinkwasserleitungen, meist mit Umhüllung und Auskleidung, bis 120 °C DN 80 bis DN 2000 (geschweißt) DN 80 bis DN 500 (nahtlos) PN 16 bis PN 125
Gasleitungen aus Stahlrohren	DIN EN 10216-1 DIN EN 10217-1	DIN 2470-1	P195TR1 P235TR1	Öffentliche Gasversorgung DN 25 bis > DN 600 ≤ 16 bar, ≤ 120 °C
Rohre aus unleg. Stahl mit Eignung zum Schweißen und Gewindestchneiden	DIN EN 10255	DIN EN 10255	S195T	Transport von flüssigen und gasförmigen Medien. Nicht für Trinkwasser. $d_a = 10,2$ bis 165,1 mm (R1/8 bis R6)
Gewinderohre mit Güte-vorschrift	DIN EN 10216-1 DIN EN 10217-1	DIN 2442	P195TR1 P235TR1	Flüssigkeiten, Luft und ungefährliche Gase Ausführung: nahtlos und geschweißt $d_a = 10,2$ bis 165,1 mm PN 1 bis PN 100
Rohre und Formstücke aus duktilem Gusseisen	DIN EN 545	DIN EN 545	$R_m \geq 420 \text{ N/mm}^2$	Wasserleitungen, oberirdisch oder erdverlegt, DN 40 bis DN 2000 Muffenrohre bis 64 bar Flanschrohre PN 10 bis PN 40
	DIN EN 969	DIN EN 969		Transport von Luft oder brennbaren Gasen bis zu einem Druck von 16 bar oberirdisch oder erdverlegt DN 40 bis DN 600
nahtlose Rohre aus Kupfer und Kupferlegierungen	DIN EN 12449	DIN EN 12449	Cu-DHP, CuFe2P, CuSn6, CuZn37, CuZn38Mn1Al	allgemeine Verwendung $d_a = 3$ bis 450 mm, $t = 0,3$ bis 20 mm
nahtlose Rohre aus Kupfer	DIN EN 1057	DIN EN 1057	CW024A (Cu-DHP)	Kalt- und Warmwasseranlagen, Heizungssysteme, gasförmige und flüssige Hausbrennstoffe, Abwasser $d_a = 6$ bis 267 mm
nahtlose Rohre aus Aluminium, gezogen	DIN EN 754-7	DIN EN 754-7		Rohrleitungen, auch bei tiefen Temperaturen $d_a = 3$ bis 350 mm
nahtlose Rohre aus Aluminium, strang gepresst	DIN EN 755-7	DIN EN 755-7	ENAW-1080A-H112	Rohrleitungen, auch bei tiefen Temperaturen $d_a = 8$ bis 450 mm -270 °C bis 100 °C
Rohre aus Polypropylen	DIN 8078	DIN 8077	PP-H100 PP-B80 PP-R80	Rohrleitungen für Säuren, Laugen, schwache Lösungsmittel, Gas, Wasser, Getränke $d_a = 100$ bis 1000 mm, PN 2,5 bis PN 20 -10 °C bis 80 °C

TB 18-2 Anschlussmaße für runde Flansche PN 6, PN 40 und PN 63 nach DIN EN 1092-2¹⁾
(Auszug DN 20 bis DN 600)



Maße in mm

Nennweite DN	PN 6 ²⁾					PN 40 ³⁾					PN 63							
	Außen- durchmesser <i>D</i>	Dichtleiste <i>d</i>	Lochkreis- durchmesser <i>K</i>	Lochdurch- messer <i>d_h</i>	Schrauben		Außen- durchmesser <i>D</i>	Dichtleiste <i>d</i>	Lochkreis- durchmesser <i>K</i>	Lochdurch- messer <i>d_h</i>	Schrauben		Außen- durchmesser <i>D</i>	Dichtleiste <i>d</i>	Lochkreis- durchmesser <i>K</i>	Lochdurch- messer <i>d_h</i>	Schrauben	
					Anzahl	Nenngröße					Anzahl	Nenngröße						
20	90	48	65	11	4	M10	105	56	75	14	4	M12	—	—	—	—	—	—
25	100	58	75	11	4	M10	115	65	85	14	4	M12	—	—	—	—	—	—
32	120	69	90	14	4	M12	140	76	100	19	4	M16	—	—	—	—	—	—
40	130	78	100	14	4	M12	150	84	110	19	4	M16	170	84	125	23	4	M20
50	140	88	110	14	4	M12	165	99	125	19	4	M16	180	99	135	23	4	M20
60	150	98	120	14	4	M12	175	108	135	19	8	M16	190	108	145	23	8	M20
65	160	108	130	14	4	M12	185	118	145	19	8	M16	205	118	160	23	8	M20
80	190	124	150	19	4	M16	200	132	160	19	8	M16	215	132	170	23	8	M20
100	210	144	170	19	4	M16	235	156	190	23	8	M20	250	156	200	28	8	M24
125	240	174	200	19	8	M16	270	184	220	28	8	M24	295	184	240	31	8	M27
150	265	199	225	19	8	M16	300	211	250	28	8	M24	345	211	280	34	8	M30
200	320	254	280	19	8	M16	375	284	320	31	12	M27	415	284	345	37	12	M33
250	375	309	335	19	12	M16	450	345	385	34	12	M30	470	345	400	37	12	M33
300	440	363	395	23	12	M20	515	409	450	34	16	M30	530	409	460	37	16	M33
350	490	413	445	23	12	M20	580	465	510	37	16	M33	600	465	525	41	16	M36
400	540	463	495	23	16	M20	660	535	585	41	16	M36	670	535	585	44	16	M39
450	595	518	550	23	16	M20	685	560	610	41	20	M36	—	—	—	—	—	—
500	645	568	600	23	20	M20	755	615	670	44	20	M39	—	—	—	—	—	—
600	755	676	705	28	20	M24	890	735	795	50	20	M45	—	—	—	—	—	—

¹⁾ Teil 1: Stahlflansche, Teil 2: Gusseisenflansche, Teil 3: Flansche für Kupferlegierungen, Teile 4 bis 6: Flansche aus Al-Legierungen, anderen metallischen und nichtmetallischen Werkstoffen.

Die Anschlußmaße der Flansche nach dieser Norm sind mit Flanschen aus anderen Werkstoffen kompatibel.

²⁾ Die Anschlussmaße gelten bis DN 100 auch für PN 2,5.

³⁾ Die Anschlussmaße gelten bis DN 100 auch für PN 25.

TB 18-3 Auswahl von PN nach DIN EN 1333 (bisher „Nenndruckstufen“)

PN 2,5	PN 6	PN 10	PN 16
PN 25	PN 40	PN 63	PN 100

PN: Alphanumerische Kenngröße für Referenzzwecke, bezogen auf eine Kombination von mechanischen und maßlichen Eigenschaften eines Bauteils eines Rohrleitungssystems.

Der zulässige Druck eines Rohrleitungsteiles hängt von der PN-Stufe (ausgedrückt in bar), dem Werkstoff und der Auslegung des Bauteiles, der zulässigen Temperatur usw. ab und ist in den Tabellen der Druck/Temperatur-Zuordnungen in den entsprechenden Normen angegeben.

TB 18-4 Bevorzugte DN-Stufen (Nennweiten) nach DIN EN ISO 6708

DN 10	DN 15	DN 20	DN 25	DN 32	DN 40	DN 50	DN 60	DN 65	DN 80	DN 100	DN 125	DN 150	DN 200
DN 250	DN 300	DN 350	DN 400	DN 450	DN 500	DN 600	DN 700	DN 800	DN 900	DN 1000	DN 1100	DN 1200	DN 1400
DN 1500	DN 1600	DN 1800	DN 2000	DN 2200	DN 2400	DN 2600	DN 2800	DN 3000	DN 3200	DN 3400	DN 3600	DN 3800	DN 4000

DN: Die Bezeichnung umfasst die Buchstaben DN, gefolgt von einer dimensionslosen ganzen Zahl, die indirekt mit der physikalischen Größe der Bohrung oder Außendurchmesser der Anschlüsse, ausgedrückt in mm, in Beziehung steht.

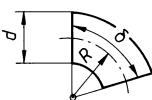
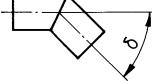
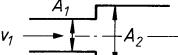
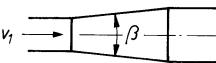
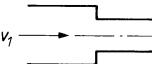
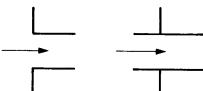
TB 18-5 Wirtschaftliche Strömungsgeschwindigkeiten in Rohrleitungen für verschiedene Medien (Richtwerte) bezogen auf den Zustand in der Leitung

Leitungssystem Fluid	Strömungs- geschwindigkeit v in m/s
Wasserleitungen	
Allgemein	1 ... 3
Hauptleitungen	1 ... 2
Nebenleitungen	0,5 ... 0,7
Fernleitungen	1,5 ... 3
Saugleitungen von Pumpen	0,5 ... 1
Druckleitungen von Pumpen	1,5 ... 3
Presswasserdruckleitungen	15 ... 20
Wasserturbinen	2 ... 6
Luftleitungen	
Pressluftleitungen	2 ... 10
Luft (bezogen auf Normzustand)	10 ... 40
Gasleitungen	
Hochdrucknetze	5 ... 15
Niederdrucknetz, Hauptleitungen	3 ... 10
Hausleitungen	0,5 ... 1
Dampfleitungen	
Sattdampf	15 ... 25
Heißdampf	30 ... 60
Ölleitungen	
viskose Flüssigkeiten allgemein	1 ... 2
Schmierölleitungen in Kraftmaschinen	0,5 ... 1
Brennstoffleitungen in Kraftmaschinen	20
Ölhydraulik	
Saugleitungen (v groß ... klein)	0,6 ... 1,3
Druckleitungen (p klein ... groß)	3 ... 6
Rückleitungen	2 ... 4

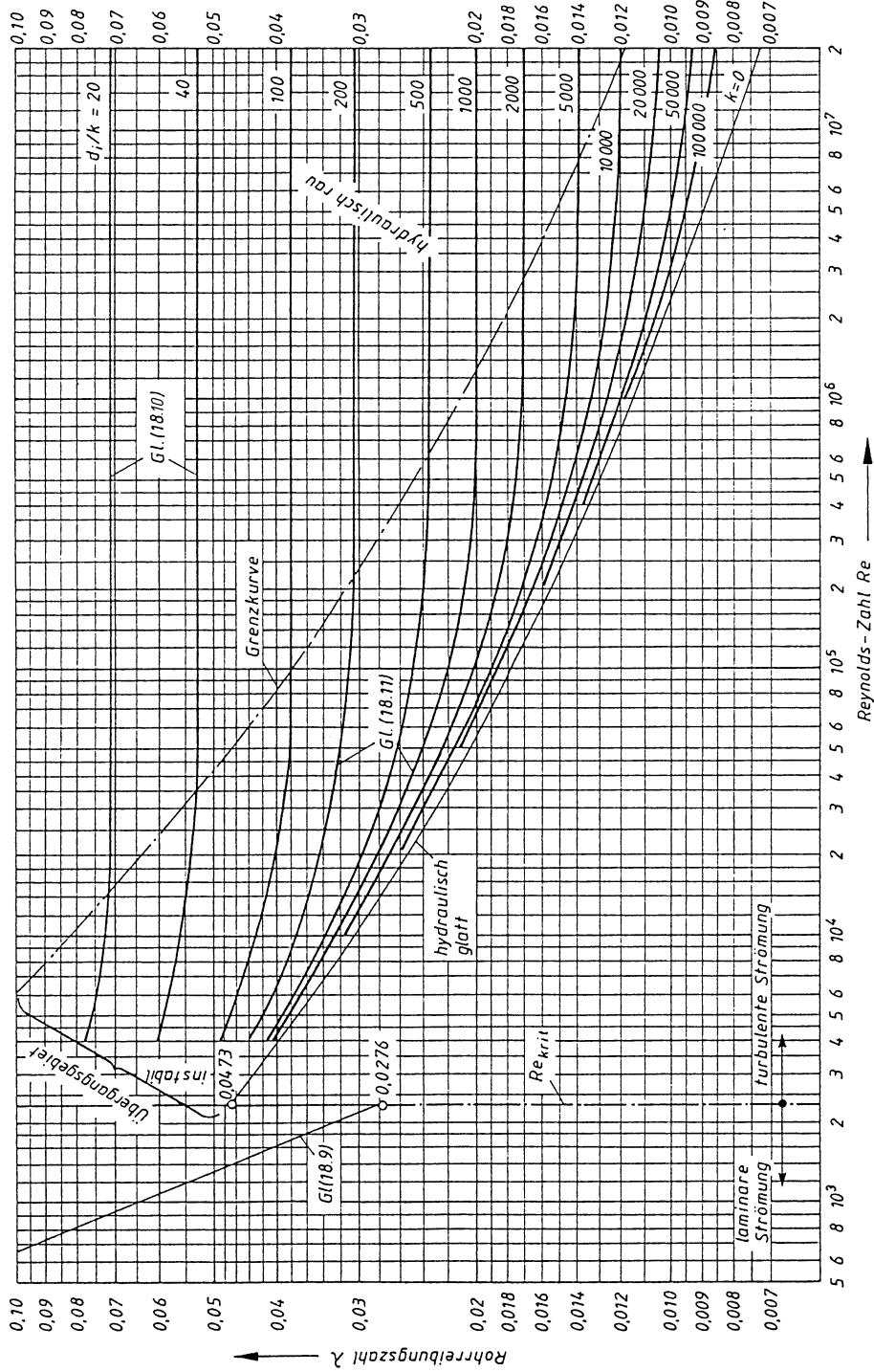
TB 18-6 Mittlere Rauigkeitshöhe k von Rohren (Anhaltswerte)

Rohrart	Zustand der Rohrinnenwand	k in mm
neue gezogene und gepresste Rohre aus Kupfer, Cu-Legierungen, Al-Legierungen, Glas, Kunststoff	technisch glatt (auch Rohre mit Metallüberzug)	0,001 ... 0,002
nahtlose Stahlrohre	neu, mit Walzhaut gebeizt gleichmäßige Rostnarben mäßig verrostet und leicht verkrustet starke Verkrustung	0,02 ... 0,06 0,03 ... 0,04 0,15 0,15 ... 0,4 2 ... 4
neue Stahlrohre mit Überzug	Metallspritzüberzug verzinkt, handelsüblich bitumiert zementiert	0,08 ... 0,09 0,10 ... 0,16 0,01 ... 0,05 ca. 0,18
neue geschweißte Stahlrohre	mit Walzhaut	0,04 ... 0,10
gusseiserne Rohre	neu, typische Gusshaut neu, bituminisiert gebraucht, angerostet verkrustet	0,2 ... 0,6 0,1 1 ... 1,5 1,5 ... 4
Stahlrohre nach mehrjährigem Betrieb	Mittelwert für Erdgasleitungen Mittelwert für Ferngasleitungen Mittelwert für Wasserleitungen	0,2 ... 0,4 0,5 ... 1 0,4 ... 1,2
Betonrohre, Holzrohre	neu	0,2 ... 1
Rohre aus Asbestzement	neu, glatt	0,03 ... 0,1

TB 18-7 Widerstandszahl ζ von Rohrleitungselementen (Richtwerte)

Kreiskrümmer 90° ¹⁾ (Rohrbogen), glatt (rau)	$R/d = 1$ $R/d = 2$ $R/d = 4$ $R/d = 10$	0,21 (0,51) 0,14 (0,30) 0,11 (0,23) 0,11 (0,20)	
			
Kniestücke, glatt (rau), Abknickwinkel	$22,5^\circ$ 30° 60° 90°	0,07 (0,11) 0,11 (0,17) 0,47 (0,68) 1,13 (1,27)	
			
Gusskrümmer 90°	DN 50 DN 200 DN 500	1,3 1,8 2,2	
Abzweigstücke (T-Stücke), rechtwinklig (strömungsgerecht)			
	Strom-Trennung	1,3 (0,9)	
	Strom-Vereinigung	0,9 (0,4)	
Rohrerweiterung			
	plötzlich von A_1 nach A_2	$\zeta_1 = (1 - A_1/A_2)^2$	
	stetig, Erweiterungswinkel β	10° 0,20 20° 0,45 30° 0,60	
Ausströmung		1,0	
Rohrverengung			
	stetig	ca. 0,05	
	plötzlich, scharfkantig	0,5	
	Kante gebrochen	0,25	
Rohreinläufe			
	kantig, scharfkantig (gebrochen) vorstehendes Rohrstück, scharfkantig Saugkorb mit Fußventil	0,5 (0,25) 3 ca. 2,5	
Durchgangsventil	DIN Freifluss	4 ... 5 0,6 ... 2	
Eckventil	DIN Bauart Boa	2 ... 4 1,3 ... 2	
Schieber ohne Leitrohr		0,2 ... 0,3	
Rückschlagklappen		DN 50 DN 200	1,4 0,8
Hähne mit vollem Durchgang			0,1 ... 0,15

¹⁾ $\delta \neq 90^\circ$: $\zeta = k \cdot \zeta_{90^\circ}$, wobei
$$\begin{array}{|c|c|c|c|c|} \hline \delta & 30^\circ & 60^\circ & 120^\circ & 180^\circ \\ \hline k & 0,4 & 0,7 & 1,25 & 1,7 \\ \hline \end{array}$$
.

TB 18.8 Rohrreibungszahl λ 

TB 18-9 Dichte und Viskosität verschiedener Flüssigkeiten und Gase

a) Flüssigkeiten (bei ca. 1 bar)

Medium	Temperatur t in °C	Dichte ϱ in kg/m³	kinematische Viskosität ν in m²/s
Wasser	0	999,8	$1,792 \cdot 10^{-6}$
	10	999,7	$1,307 \cdot 10^{-6}$
	20	998,2	$1,004 \cdot 10^{-6}$
	40	992,2	$0,658 \cdot 10^{-6}$
	60	983,2	$0,475 \cdot 10^{-6}$
	100	958,4	$0,295 \cdot 10^{-6}$
Erdöl roh (Persien)	10	895	$700 \cdot 10^{-6}$
	30	880	$25 \cdot 10^{-6}$
	50	868	$12 \cdot 10^{-6}$
Spindelöl	20	871	$15 \cdot 10^{-6}$
	60	845	$4,95 \cdot 10^{-6}$
	100	820	$2,44 \cdot 10^{-6}$
Dieselkraftstoff	20	850	$4,14 \cdot 10^{-6}$
Heizöl	20	930	$51,8 \cdot 10^{-6}$
Benzin	15	720	$0,78 \cdot 10^{-6}$
$MgCl_2$ -Sole (20 %)	-20	1184	$10,94 \cdot 10^{-6}$
	0	1184	$4,64 \cdot 10^{-6}$
	20	1184	$2,41 \cdot 10^{-6}$
Frigen 11	0	1536	$0,357 \cdot 10^{-6}$
Spiritus (90 %)	15	823	$2,19 \cdot 10^{-6}$
Glyzerin	20	1255	$680 \cdot 10^{-6}$
Bier	15	1030	$1,15 \cdot 10^{-6}$
Milch	15	1030	$2,9 \cdot 10^{-6}$
Wein	15	1000	$1,15 \cdot 10^{-6}$

b) Gase (Normzustand)¹⁾

Medium	Dichte ϱ_n ²⁾ in kg/m³	dynamische Viskosität η_n ³⁾ in Pa s	Konstante C	Gaskonstante R in J/(kg K)
Luft	1,293	$17,16 \cdot 10^{-6}$	110,4	287,06
Sauerstoff (O_2)	1,429	$19,19 \cdot 10^{-6}$	138	259,8
Stickstoff (N_2)	1,251	$16,62 \cdot 10^{-6}$	103	296,8
Kohlenoxid (CO)	1,250	$16,57 \cdot 10^{-6}$	101	296,8
Kohlendioxid (CO_2)	1,977	$13,70 \cdot 10^{-6}$	274	188,9
Wasserstoff (H_2)	0,0899	$8,41 \cdot 10^{-6}$	83	4124
Methan (CH_4)	0,717	$10,01 \cdot 10^{-6}$	198	518,3
Propan (C_3H_8)	2,019	$7,50 \cdot 10^{-6}$		188,6
Stadtgas	0,585	$12,70 \cdot 10^{-6}$	120	
Erdgas	0,78	$10,40 \cdot 10^{-6}$	165	

¹⁾ Durch Normtemperatur $T_n = 273,15$ K bzw. $t_n = 0^\circ\text{C}$ und Normdruck $p_n = 101325$ Pa = 1,013 bar festgelegter Zustand eines Stoffes.

²⁾ Bei der Betriebstemperatur T und dem Betriebsdruck p gilt

$$\varrho = \varrho_n \frac{p}{p_n} \frac{T_n}{T} = \frac{p}{RT}.$$

³⁾ Für die dynamische Viskosität bei der Betriebstemperatur gilt näherungsweise

$$\eta = \eta_n \sqrt{\frac{T}{T_n}} \frac{1 + C/T_n}{1 + C/T}.$$

Statt T_n und η_n können auch andere zusammengehörende Werte von T und η eingesetzt werden.

Es bedeuten: C Konstante

 p Druck im Betriebszustand (Absolutdruck)

 p_n Normdruck (101325 Pa = 1,013 bar)

 R individuelle Gaskonstante

 T absolute Temperatur im Betriebszustand

 T_n Normtemperatur (273,15 K)

 η_n dynamische Viskosität im Normzustand

 ϱ Dichte im Betriebszustand

 ϱ_n Dichte im Normzustand.

TB 18-10 Festigkeitskennwerte¹⁾ zur Wanddickenberechnung von Stahlrohren (Auswahl)

Stahlsorte (Werkstoffnummer)	R_m N/mm ² min	Spannungsart	Dehngrenze R_{eh} bzw. $R_{p0,2}$ und Zeitstandfestigkeit ²⁾ $R_{m/t/\theta}$ in N/mm ²														
			20 °C	100 °C	150 °C	200 °C	250 °C	300 °C	350 °C	400 °C	450 °C	500 °C	550 °C	600 °C	650 °C	700 °C	750 °C
Nahlose und geschweißte Rohre aus unlegierten und legierten Stählen bei Raumtemperatur (DIN EN 10216-1 und DIN EN 10216-1)																	
P195 (1.0107 und 1.0108)	320	$R_{eh}, R_{p0,2/\theta}$	195														
P235 (1.0254 und 1.0255)	360	$R_{eh}, R_{p0,2/\theta}$	235														
P265 (1.0258 und 1.0259)	410	$R_{eh}, R_{p0,2/\theta}$	265														
Nahlose Rohre aus warmfesten Stählen (DIN EN 10216-2)																	
P235GH (1.0345)	360	$R_{eh}, R_{p0,2/\theta}$	235	198	187	170	150	132	120	112	108						
		$R_{m/2 \cdot 10^5/\theta}$															
16Mo3 (1.5415)	450	$R_{eh}, R_{p0,2/\theta}$	280	243	237	224	205	173	159	156	150	146					
		$R_{m/2 \cdot 10^5/\theta}$															
10CrMo9-10 (1.7380)	480	$R_{eh}, R_{p0,2/\theta}$	280	249	241	234	224	219	212	207	193	180					
		$R_{m/2 \cdot 10^5/\theta}$															
Geschweißte Rohre aus warmfesten Stählen (DIN EN 10217-2)																	
P195GH (1.0348)	320	$R_{eh}, R_{p0,2/\theta}$	195	175	165	150	130	113	102	94							
P235GH (1.0345)	360	$R_{eh}, R_{p0,2/\theta}$	235	198	187	170	150	132	120	112							
P265GH (1.0425)	410	$R_{eh}, R_{p0,2/\theta}$	265	226	213	192	171	154	141	134							
16Mo3 (1.5415)	450	$R_{eh}, R_{p0,2/\theta}$	280	243	237	224	205	173	159	156							
Nahlose Rohre aus nichtrostenden austenitischen Stählen (DIN EN 10216-5)³⁾																	
X5CrNi18-10 (1.4301)	500	$R_{p0,2/\theta}$	195	155	140	127	118	110	104	98	95	92	90				
		$R_{m/10^5/\theta}$															
X6CrNiTi18-10 (1.4541)	460	$R_{p0,2/\theta}$	180	147	132	118	108	100	94	89	85	81	80				
		$R_{m/10^5/\theta}$															
X5CrNiMo17-12-2 (1.4401)	510	$R_{p0,2/\theta}$	205	175	158	145	135	127	120	115	112	110	108				
		$R_{m/10^5/\theta}$															

¹⁾ R_e für Wanddicke ≤ 16 mm.²⁾ Die für 20 °C angegebenen Festigkeitskennwerte gelten bis 50 °C, die für 100 °C angegebenen Werte bis 120 °C. Sonst ist zwischen den angegebenen Werten linear zu interpolieren, z. B. für 80 °C zwischen 20 und 100 °C und für 170 °C zwischen 150 und 200 °C. Aufrundung ist dabei nicht zulässig.³⁾ Lösungsgeglüht

TB 18-11 Rohrleitungen und Rohrverschraubungen für hydraulische Anlagen

Auslegung für schwelend beanspruchte Hochdruckanlagen als nahtlose Präzisionsstahlrohre nach DIN 2445-2, Lastfall A für Schwingbreite 120 bar. Rohraußendurchmesser und Wanddicken nach DIN EN 10305-1. Werkstoff: E235+N

Volumenstrom \dot{V} l/min	Rohrabmessungen in mm						Einschraubgewinde nach DIN 3852	
	Außen-durchmesser	Wanddicke bei zulässigem Druck der Anlage bar						
		100	160	250	315	400	500	metrisches Feingewinde
2,5	8	1,0	1,0	1,5	1,5	1,5	2,0	M14 × 1,5
6,3	10	1,0	1,0	1,5	1,5	2,0	2,5	M16 × 1,5
16	12	1,0	1,5	2,0	2,0	2,5	2,5	M18 × 1,5
40	16	1,5	1,5	2,0	2,5	3,0	3,5	M22 × 1,5
63	20	1,5	2,0	2,5	3,0	3,5	4,0	M27 × 2
100	25	2,0	2,5	3,0	3,5	4,5	6,0	M33 × 2
160	30	2,0	3,0	4,0	5,0	5,0	6,0	M42 × 2
250	38	3,0	4,0	5,0	5,5	7,0	8,0	M48 × 2
								G 1 1/2 A

Bestellbeispiel: 90 m Rohre – 25 × ID20 – EN 10305-1 – E235+N – Genauänge 1800 mm – Option 19 (90 m nahtlose Präzisionsstahlrohre mit einem Außendurchmesser von 25 mm, einem Innendurchmesser von 20 mm nach EN 10305-1, gefertigt aus der Stahlsorte E235 (1.0308) im normalgeglühten Zustand (+N), geliefert in Genauängen 1800 + 3 mm mit einem Abnahmeprüfzeugnis 3.1B (Option 19))

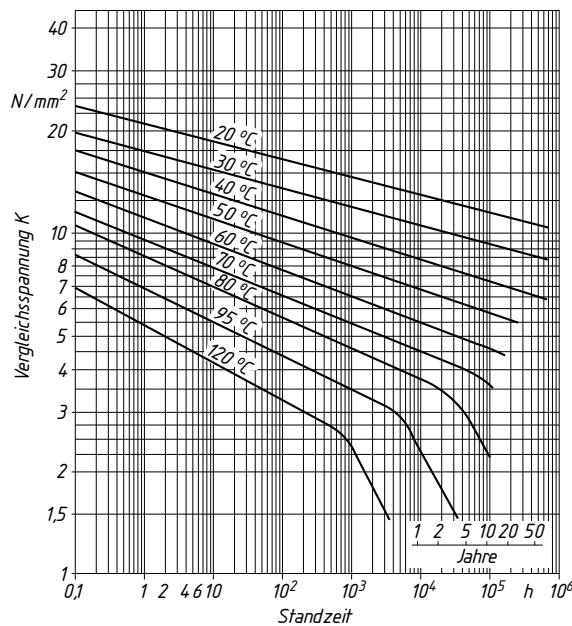
TB 18-12 Zulässige Stützweiten für Stahlrohre nach AD2000-Merkblatt HP100R (Auszug)

Rohr als Träger auf 2 Stützen mit Streckenlast¹⁾. Grenzdurchbiegung für DN ≤ 50: $f = 3 \text{ mm}$ und für DN > 50: $f = 5 \text{ mm}$

Nennweite DN	Außen-durchmesser $D(d_a)$ mm	Wanddicke $T(t)$ mm	Stützweiten ¹⁾ L in m		
			leeres Rohr	wassergefülltes Rohr	wassergefülltes Rohr mit Dämmung
25	33,7	2	2,9	2,7	1,8
		4	2,9	2,8	2,0
40	48,3	2	3,5	3,1	2,3
		4	3,5	3,3	2,5
50	60,3	2	4,5	3,9	2,9
		4,5	4,4	4,1	3,3
80	88,9	2,3	5,5	4,6	3,7
		5,6	5,4	5,0	4,3
100	114,3	2,6	6,3	5,1	4,4
		6,3	6,2	5,6	5,0
150	168,3	2,6	7,6	5,8	5,2
		7,1	7,5	6,6	6,1
200	219,1	2,9	8,7	6,5	5,9
		7,1	8,7	7,4	6,9
300	323,9	2,9	10,6	7,3	6,9
		8,0	10,6	8,7	8,3

¹⁾ Für die mittleren Felder einer durchlaufenden Rohrleitung (Durchlaufträger) beträgt die Stützweite $L' = 1,5 L$ (L = Tabellenwert).

TB 18-13 Zeitstandfestigkeit von Rohren aus Polypropylen (PP, Typ1) nach DIN 8078



19 Dichtungen

TB 19-1 Dichtungskennwerte für vorgeformte Feststoffdichtungen

a) Dichtungskennwerte nach AD 2000 – Merkblatt B7

Dichtungsart	Dichtungsform	Werkstoff	Dichtungskennwerte					
			für Flüssigkeiten			für Gase und Dämpfe		
			Vorverformung k_0 mm	$k_0 \cdot K_D$ N/mm	Betriebszustand k_1 mm	Vorverformung k_0 mm	$k_0 \cdot K_D$ N/mm	Betriebszustand k_1 mm
Weichstoff-dichtungen	Flachdichtung	Dichtungs-pappe getränk't	–	20 b_D	b_D	–	–	–
		Gummi	–	b_D	0,5 b_D	–	2 b_D	0,5 b_D
		PTFE	–	20 b_D	1,1 b_D	–	25 b_D	1,1 b_D
		Graphit ¹⁾	–	– ⁷⁾	– ⁷⁾	–	25 b_D	1,7 b_D
		Graphit ²⁾	–	– ⁷⁾	– ⁷⁾	–	20 b_D	1,3 b_D
		Faserstoff ³⁾	–	– ⁷⁾	– ⁷⁾	–	40 b_D	2 b_D
		Faserstoff ⁴⁾	–	– ⁷⁾	– ⁷⁾	–	35 b_D	2 b_D
Metall-weichstoff-dichtungen	Welldichtung	Al Cu,Mn weicher Stahl	–	8 b_D 9 b_D	0,6 b_D 0,6 b_D	–	30 b_D 35 b_D	0,6 b_D 0,7 b_D
		Blechummantelte Dichtung	–	10 b_D	0,6 b_D	–	45 b_D	b_D
			–	10 b_D 20 b_D	b_D b_D	–	50 b_D 60 b_D	1,4 b_D 1,6 b_D
Metall-dichtungen	Flachdichtung		–	0,8 b_D	–	$b_D + 5$	b_D	–
	Spießkantendichtung		–	0,8	–	5	1	–
	Ovalprofil-dichtung		–	1,6	–	6	2	–
	Runddichtung		–	1,2	–	6	1,5	–
	Ring-Joint-Dichtung		–	1,6	–	6	2	–
	Linsendichtung		–	1,6	–	6	2	–
	Kammprofil-dichtung		–	$0,4\sqrt{X}$	–	$9 + 0,2 X$	$0,5\sqrt{X}$	–
Kammprofilierte Stahl-dichtungen ⁵⁾		PTFE-Auf-lagen auf Weichstahl Graphit-Auflagen auf Weich-stahl	–	– ⁷⁾	– ⁷⁾	– ⁷⁾	15 b_D	1,1 b_D
		PTFE-Füllstoff Graphit-Füllstoff	–	– ⁷⁾	– ⁷⁾	– ⁷⁾	20 b_D	1,1 b_D
Spiraldichtungen mit weichem Füllstoff ⁶⁾		PTFE-Füllstoff Graphit-Füllstoff	–	– ⁷⁾	– ⁷⁾	– ⁷⁾	50 b_D	1,4 b_D
			–	– ⁷⁾	– ⁷⁾	– ⁷⁾	40 b_D	1,4 b_D

TB 19-1 Fortsetzung

b) Formänderungswiderstand K_D und $K_{D\theta}$
metallischer Dichtungswerkstoffe

Werkstoff	K_D 20 °C	$K_{D\theta}$ in N/mm ²		
		100 °C	200 °C	300 °C
Al, weich	100	40	20	(5)
Cu	200	180	130	100
Weicheisen	350	310	260	210
unleg. Stahl	400	380	330	260
legierter Stahl	450	450	420	390
austenit. Stahl	500	480	450	420

c) Hilfswert Z

Zustand und Gütewert	Werkstoffe mit bekannter Streckgrenze und Sicherheit gegen Streckgrenze bzw. $R_m/100000$		Werkstoffe ohne bekannte Streckgrenze mit Sicherheit gegen Zugfestigkeit
	bei Dehn- schrauben z. B. nach DIN 2510	bei Schaft- schräuben z. B. nach DIN EN ISO 4014	
Für den Betriebszustand			
bei $\varphi = 0,75$ $\varphi = 1,0$	1,6 1,38	1,75 1,51	2,91 2,52
Für den Einbau- und Prüfzustand			
bei $\varphi = 0,75$ $\varphi = 1,0$	1,34 (1,37) 1,16 (1,18)	1,46 (1,49) 1,27 (1,29)	2,26 1,95

Werte in Klammern gelten für $R_m/R_c > 0,8$

$\varphi = 0,75$ für unbearbeitete parallele Auflageflächen der zu verbindenden Teile

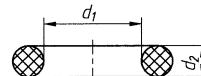
$\varphi = 1,0$ für spanabhebend bearbeitete parallele Auflageflächen

- 1) Expandierter Graphit ohne Metalleinlage
- 2) Expandierter Graphit mit Metalleinlage
- 3) Faserstoff mit Bindemittel ($h_D < 1 \text{ mm}$)
- 4) Faserstoff mit Bindemittel ($h_D \geq 1 \text{ mm}$)
- 5) beidseitig mit weichen Auflagen
- 6) einseitig oder beidseitig mit Ring-Verstärkung
- 7) Solange keine Dichtungskennwerte für Flüssigkeiten vorliegen, können die Dichtungskennwerte für Gas und Dämpfe verwendet werden.

TB 19-2 O-Ringe nach DIN 3771 (Auswahl) und Ringnutabmessungen

a) O-Ringe nach DIN 3771

Maße in mm

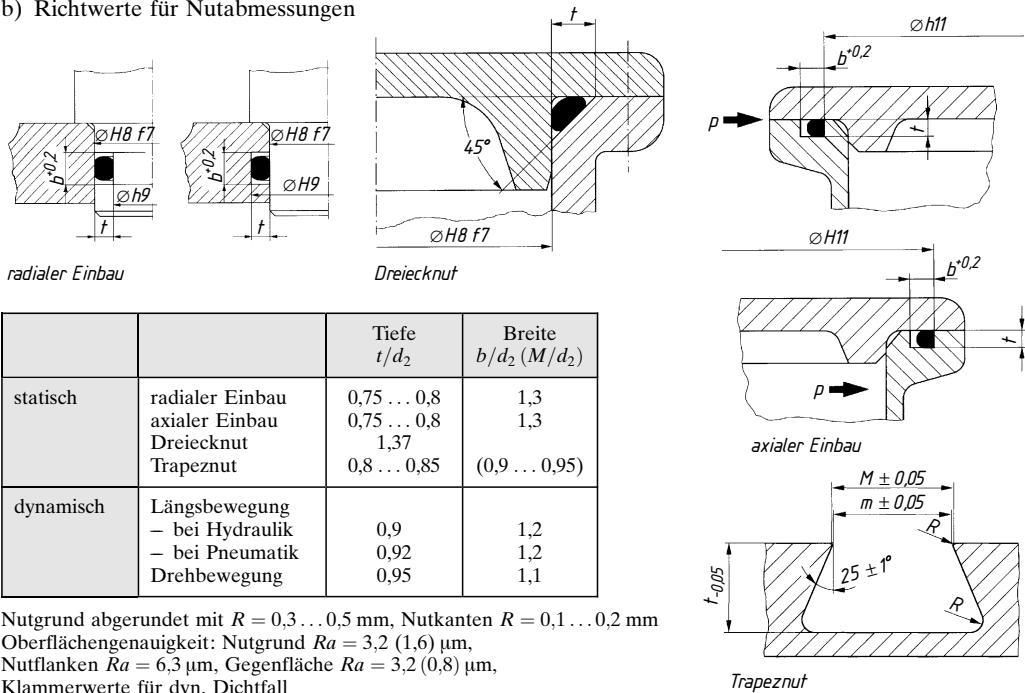


d_1	d_2	d_1	d_2	d_1	d_2	d_1	d_2
5		22,4		80		212	
5,3		25		85		224	
5,6		26,5		90		230	
6		28		95		236	
6,3		30	2,65	100		343	
6,7		32,5	3,55	106		250	
6,9		34,5		109		265	
7,1		37,5		112		280	
7,5	1,8	40		115		290	
8		42,5		118		300	
8,5		45		125		315	5,3
9		47,5		132		325	7
9,5		50		136		335	
10		53		140		345	
10,6		56		145		355	
11,2		60	3,55	150		365	
12,5		63	5,3	155		375	
14		65		160		400	
15	1,8	67		170		425	
16		69		180		450	
18	2,65	71		190		475	7
20		75		200		500	

Bezeichnung eines O-Rings von Innendurchmesser $d_1 = 20 \text{ mm}$, Ringdicke $d_2 = 2,65 \text{ mm}$, Sortenmerkmal S, Werkstoff NBR (Acrylnitril-Butadien-Kautschuk) mit 70 IRHD (International Rubber Hardness Degree (entspr. etwa Shore-A-Härte)): O-Ring DIN 3771-20 x 2,65-S-NBR70.

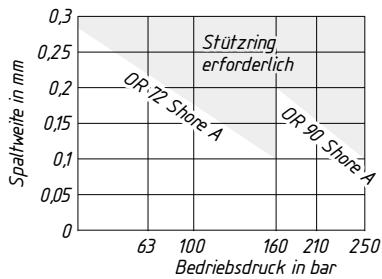
TB 19-2 Fortsetzung

b) Richtwerte für Nutabmessungen

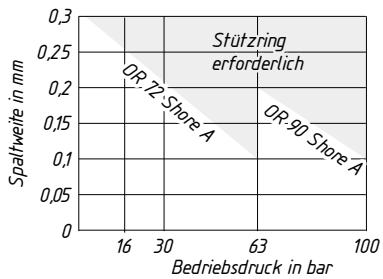


TB 19-3 Zulässige Spaltweiten für O-Ringe

a) ruhende Dichtung

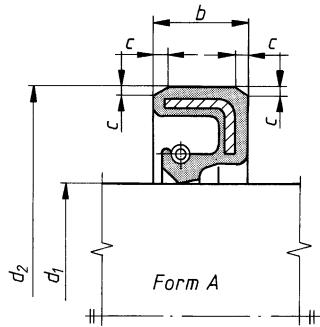


b) axial bewegte Dichtung



TB 19-4 Radial-Wellendichtringe nach DIN 3760 (Auszug)

a) Abmessungen der Radial-Wellendichtringe



Maße in mm

Wellen-Ø d_1	d_2	b ±0,2	c min
6	16 22	7	0,3
7	22	7	0,3
8	22 24	7	0,3
9	22	7	0,3
10	22 24 26	7	0,3
12	22 25 30	7	0,3
14	24 30	7	0,3
15	26 30 35	7	0,3
16	30 35	7	0,3
18	30 35	7	0,3
20	30 35 40	7	0,3
22	35 40 47	7	0,3
25	35 40 47 52	7	0,3
28	40 47 52	7	0,4
30	40 42 47 52	7	0,4

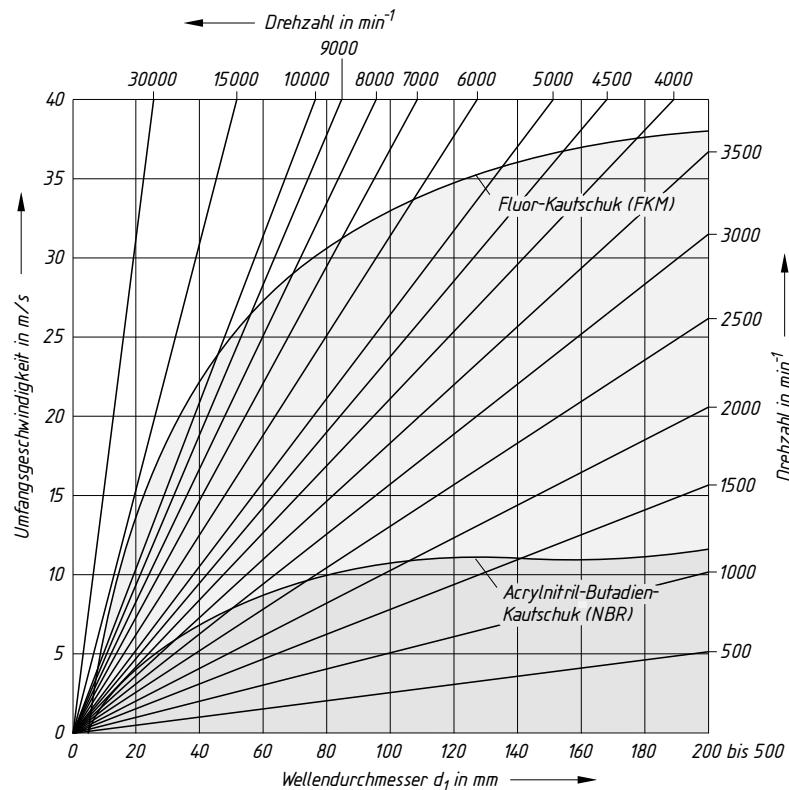
Wellen-Ø d_1	d_2	b ±0,2	c min
32	45	8	0,4
	47		
	52		
35	47 50 52 55	8	0,4
	55		
	62		
38	52 55 62	8	0,4
	55		
	62		
40	55 62	8	0,4
	55		
	62		
42	55 62	8	0,4
	55		
	62		
45	60 62 65	8	0,4
	62		
	65		
48	65 68 72	8	0,4
	68		
	72		
50	70 72 80	8	0,4
	72		
	80		
55	75 80 85	8	0,4
	75		
	80		
60	85 90	10	0,5
	90		
	85		
65	90 95	10	0,5
	95		
	90		
70	90 95	10	0,5
	95		
	90		
75	90 95	10	0,5
	95		
	90		
80	100 110	10	0,5
	110		
	100		
85	110 120	12	0,8
	120		
	110		
90	110 120	12	0,8
	120		
	110		

Wellen-Ø d_1	d_2	b ±0,2	c min
95	120 125	12	0,8
100	120 125 130	12	0,8
105	130	12	0,8
110	130 140	12	0,8
115	140	12	0,8
120	150	12	0,8
125	150	12	0,8
130	160	12	0,8
135	170	12	0,8
140	170 175	15	1
145	175		
150	180 190	15	1
160	190		
170	200		
180	210 220	15	1
190	230		
200			
210	240 250	15	1
220	260		
230			
240	270 280	15	1
250	280		
260	300 320	20	1
280	340		
300			
320	360 380	20	1
340	400		
360			
380	420 440	20	1
400	460		
420			
440	480 500	20	1
460	520		
480	540		
500			

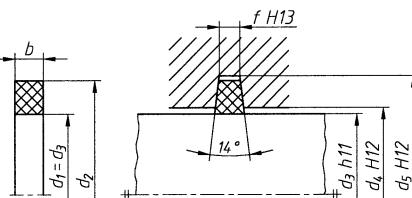
Bezeichnung eines Radial-Wellendichtringes Form A für Wellendurchmesser $d_1 = 30$ mm, Außendurchmesser $d_2 = 42$ mm und Breite $b = 7$ mm, Elastomerteil aus FKM (Fluor-Kautschuk): RWDR DIN 3760-A30 × 42 × 7-FKM

TB 19-4 Fortsetzung

b) Maximal zulässige Drehzahlen bei drucklosem Betrieb



TB 19-5 Filzringe und Ringnuten nach DIN 5419 (Auszug)



Maße in mm

Wellen-Ø d_3	Filzring b	d_2	d_4	Ringnut d_5	f
17	4	27	18	28	
20		30	21	31	3
25		37	26	38	
26		38	27	39	
28		40	29	41	
30		42	31	43	
32		44	33	45	
35	5	47	36	48	
36		48	37	49	
38		50	39	51	
40		52	41	53	
42		54	43	55	
45		57	46	58	
48		64	49	65	
50		66	51	67	
52		68	53	69	
55	6,5	71	56	72	
58		74	59	75	
60		76	61,5	77	
65		81	66,5	82	

Wellen-Ø d_3	Filzring b	d_2	d_4	Ringnut d_5	f
70			88	71,5	89
72			90	73,5	91
75			93	76,5	94
78		7,5	96	79,5	97
80			98	81,5	99
82			100	83,5	101
85			103	86,5	104
88			108	89,5	109
90		8,5	110	92	111
95			115	97	116
100			124	102	125
105			129	107	130
110			134	112	135
115			139	117	140
120			144	122	145
125			153	127	154
130		11	158	132	159
135			163	137	164
140		12	172	142	173
145			177	147	178

Bezeichnung eines Filzringes für Innendurchmesser $d_1 = 35$ mm, Filzhärte M5: Filzring DIN 5419 M5-35

TB 19-6 V-Ringdichtung (Auszug aus Werksnorm)

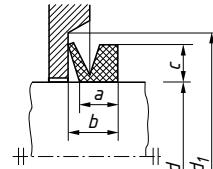
Maße in mm

Wellen-durchmesser <i>d</i>	<i>d</i> ¹⁾			V-Ring A		V-Ring S	
		<i>c</i>	<i>d</i> ₁	<i>a</i>	<i>b</i> ²⁾	<i>a</i>	<i>b</i> ²⁾
19– 21	18						
21– 24	20						
24– 27	22						
27– 29	25						
29– 31	27	4	<i>d</i> + 12	4,7	6,0 ± 0,8	7,9	9,0 ± 0,8
31– 33	29						
33– 36	31						
36– 38	34						
38– 43	36						
43– 48	40						
48– 53	45						
53– 58	49	5	<i>d</i> + 15	5,5	7,0 ± 1,0	9,5	11,0 ± 1,0
58– 63	54						
63– 68	58						
68– 73	63						
73– 78	67						
78– 83	72						
83– 88	76	6	<i>d</i> + 18	6,8	9,0 ± 1,2	11,3	13,5 ± 1,2
88– 93	81						
93– 98	85						
98–105	90						
105–115	99						
115–125	108						
125–135	117	7	<i>d</i> + 21	7,9	10,5 ± 1,5	13,1	15,5 ± 1,5
135–145	126						
145–155	135						
155–165	144						
165–175	153						
175–185	162	8	<i>d</i> + 24	9,0	12,0 ± 1,8	15,0	18,0 ± 1,8
185–195	171						
195–210	180						

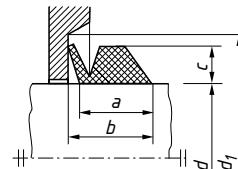
¹⁾ Ringdurchmesser vor Einbau

²⁾ Maß in eingebautem Zustand

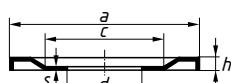
V-Ring A



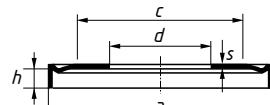
V-Ring S


TB 19-7 Nilos-Ringe (Auszug aus Werksnorm)

a) außen dichtend



Lagerreihe 60, 62, 63

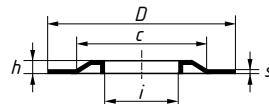


Lagerreihe 320X

Wellen-durchmesser <i>d</i>	Rillenkugellager Lagerreihe 60				Rillenkugellager Lagerreihe 62				Rillenkugellager Lagerreihe 63				Kegelrollenlager Lagerreihe 320X			
	<i>a</i>	<i>c</i>	<i>s</i>	<i>h</i>	<i>a</i>	<i>c</i>	<i>s</i>	<i>h</i>	<i>a</i>	<i>c</i>	<i>s</i>	<i>h</i>	<i>a</i>	<i>c</i>	<i>s</i>	<i>h</i>
25	43,7	34			47	36			54,8	40			46	39		3,7
30	50	40			56,2	44			64,8	48			53,8	44		
35	56,2	44			64,8	48			70,7	54			60	53		4,2
40	62,2	51			72,7	57			80,5	60			66,5	56		
45	69,7	56			77,8	61			90,8	75	0,3		73,5	63	0,3	4,7
50	74,6	61			82,8	67			98,9	80			78,6	68		5,0
55	83,5	67	0,3		90,8	75			108	89			88,4	76		
60	88	71			100,8	85			117,5	95			93,2	80		5,7
65	93,5	78			110,5	90			127,5	100			98,4	86		6,0
70	103	83			115,8	95			137	110			107,5	92		
75	108	89			120,5	100			147	110			113	98		
80	117,5	95			129	106			157,5	130			122,5	105		
85	123	104			138,5	115			164	135	0,5		128	110	0,5	7,2
90	129	106			148	124			174	140			137	116		
95	137	110	0,5	3,5	157,5	130			184	150			142	122		8,5
100	142	117			167	135			199	165			147	127		8,2

TB 19-7 Fortsetzung

b) innen dichtend



Lagerreihe 60, 62, 63, 320X

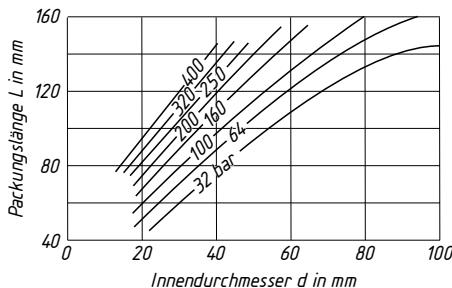
Bohrungs-durchmesser <i>D</i>	Rillenkugellager Lagerreihe 60				Rillenkugellager Lagerreihe 62				Rillenkugellager Lagerreihe 63				Kegelrollenlager Lagerreihe 320X						
	<i>i</i>	<i>c</i>	<i>s</i>	<i>h</i>	<i>D</i>	<i>i</i>	<i>c</i>	<i>s</i>	<i>h</i>	<i>D</i>	<i>i</i>	<i>c</i>	<i>s</i>	<i>h</i>	<i>D</i>	<i>i</i>	<i>c</i>	<i>s</i>	<i>h</i>
47	29	38			52	31,5	42			62	32,2	47			47	28,1	38		
55	35	46			62	36,3	47		2,5	72	37,2	56			55	32,2	47		2,5
62	40,2	52			72	43	56			80	45	65			62	37	51		
68	46	57		2,5	80	48	62			90	51	70			68	43	58		
75	51	63			85	53	68			100	56	80	0,3		75	48	64		
80	56	67		0,3	90	57,5	73	0,3	3	110	62	86			80	53	68	0,3	3
90	61,5	74			100	64,5	80			120	67	93			90	60	80		
95	67	80			110	70	85			130	73	102			95	63	82		
100	74	86,5			120	74,5	95			140	77,5	110			100	70	88		
110	77	90		3	125	79,5	102			150	82,6	120			110	74,5	95		
115	82	95			130	85	105			160	87,2	125			115	79,5	102		
125	86,5	105			140	92	112			170	95	138			125	85	112		3,5
130	91,5	110			150	98	125		3,5	180	100	140	0,5		130	90	114		
140	98	118			160	103	125	0,5		190	106	150			140	95	122	0,5	
145	103	123	0,5	3,5	170	110	137			200	115	160			145	97,8	130		
150	108	128			180	115	145		4	215	118	170			150	105	132		4

TB 19-8 Stopfbuchsen

a) Empfohlene Abmaße für Packungen nach DIN 3780

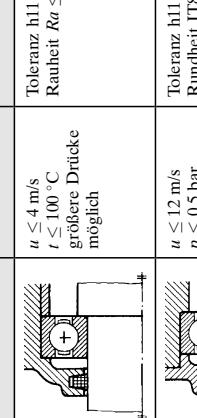
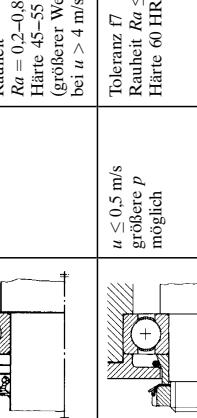
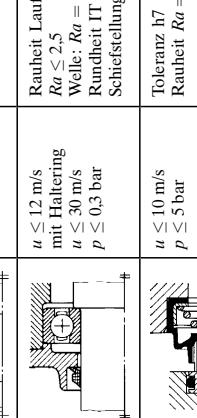
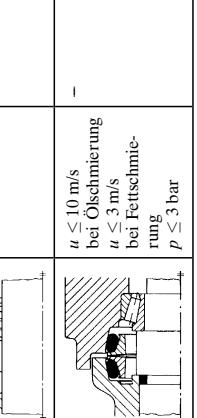
Maße in mm

Innendurchmesser <i>d</i>	4 ... 4,5	5 ... 7	8 ... 11	12 ... 18	20 ... 26	28 ... 36	38 ... 50	53 ... 75	80 ... 120	125 ... 200
Ringdicke	2,5	3,0	4,0	5,0	6,0	8,0	10,0	12,5	16,0	20,0

b) Empfohlene Packungslängen *L* in Abhängigkeit von Druck *p* und Innendurchmesser *d* bei üblichen Querschnitten


TB 19.9 Konstruktionsrichtlinien für Lagerdichtungen (nach Halliger)

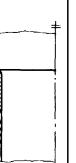
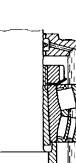
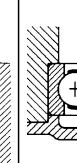
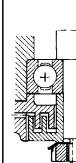
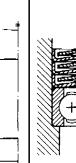
a) Berührende Lagerdichtungen

Art der Dichtung	Beispiel	Einsatzbereich	Anforderungen an die Lauffläche	Dichtungsvermögen		Vorteile	Nachteile	Bemerkungen
				Nach innen (Schmierstoff)	Nach außen			
Filzring		$u \leq 4 \text{ m/s}$ $t \leq 100^\circ \text{C}$ größere Drücke möglich	Toleranz h11 Rauheit $R_a \leq 0.8$	Fett	Geringe Verunreinigung, wenig Feuchtigkeit	Preiswerte Dichtung, geringe Bearbeitungskosten, einfache Montage	Elastizität des Filzes lässt nach (Spaltbildung), Reibungswärme	Filz muss mit Öl getränkt sein; bei $t > 100^\circ \text{C}$ Ring mit PTFE-, Graphit-, Kunststoff- oder Glasfasern
Radial-Wellendichtung		$u \leq 12 \text{ m/s}$ $p \leq 0.5 \text{ bar}$	Toleranz h11 Rundheit IT8 Rauheit $R_a = 0.2\text{--}0.8^{(1)}$ Härte 45...55 HRC (größerer Wert bei $u > 4 \text{ m/s}$)	Öl Fett	Mäßige Verunreinigung, Spritzwasser	Gute Abdichtung, solange Lippe und Gleitfläche unbeschädigt	Hohe Forderungen an die Lauffläche und Montage, Verschleiß der Lauffläche	Viele Bauformen, bei großen Durchmessern auch teuer; u abhängig vom Werkstoff und Wellendurchmesser (s. TB 19.4b) und Druck (Sonderformen bis 100 bar); bei erhöhtem Schmutzfall Ausführung mit Staublippe verwenden, auf Schmierung der Dichtlippe achten
O-Ring		$u \leq 0.5 \text{ m/s}$ größere p möglich	Toleranz h7 Rauheit $R_a \leq 0.8^{(1)}$ Härte 60 HRC	Öl Fett	Schlamm	Geringes Einbauvolumen	Starke Schwankung des Reibmomentes, altert	u bis 4 m/s bei Sonderquerschnitten, z. B. Quadratring; empfindlich gegen mechanische Beschädigung
V-Ring		$u \leq 12 \text{ m/s}$ mit Halterung $u \leq 30 \text{ m/s}$ $p \leq 0.3 \text{ bar}$	Rauheit Lauffläche $R_a \leq 2.5$ Welle: $R_a = 12.5$ Rundheit IT 14 ... 15 Schiessstellung 1 ... 4°	Fett Öl	Geringe Verunreinigung, Spritzwasser	Preiswerte Dichtung, geringe Bearbeitungskosten, einfache Montage, klein bauend	Begrenzte Dichtungswirkung, nicht unter Flüssigkeitsspiegel verwenden	Bei Fluchtungsfehlern seitlich abstützen, bei $u > 15 \text{ m/s}$ heißt sich die Dichtlippe ab; vielfach als Vordichtung und Spritzscheibe eingesetzt; bei Öl im Lagerraum V-Ring gegen Innenwand schleifen lassen
Axial-Gleitringdichtung (mit Dichtbalg)		$u \leq 10 \text{ m/s}$ $p \leq 5 \text{ bar}$	Toleranz h7 Rauheit $R_a = 1.0^{(2)}$	Öl Fett	Geringe Verunreinigung, flüssige Medien unter Druck	Hohe Betriebssicherheit und Lebensdauer, selbstanschließend	Teuer, größerer Platzbedarf	Leckverluste verringern sich während Einfüllvorgang; andere Bauformen auch für höchste Anforderungen an Drehzahl, Druck und Temperatur
Laufwerk-dichtung		$u \leq 10 \text{ m/s}$ bei Ölschmierung $u \leq 3 \text{ m/s}$ bei Fettschmiereung $p \leq 3 \text{ bar}$	-	Öl Fett	Sehr starke Verunreinigung, Spritzwasser	Hohe Betriebssicherheit und Lebensdauer	Relativ teuer	Geeringe Anforderungen an den Einbaauraum (große axiale, radiale und winklige Abweichungen zulässig), selbsttätiger Verschleißausgleich
Nilos-Ring								Siehe berührungsfreie Dichtungen

 u zulässige Umfangsgeschwindigkeit (Standardtypen), p zul. Druckdifferenz zwischen Lagerraum und Umgebung, t zul. Temperatur an der Dichtung

TB 19.9 Fortsetzung

b) Berührungsreie Lagerdichtungen

Art der Dichtung	Beispiel	Einsatzbereich	Dichtungsvermögen		Vorteile	Nachteile	Bemerkungen
			Nach innen (Schmierstoff)	Nach außen			
einfacher Spalt		$p = 0 \text{ bar}$ u unbegrenzt	Fett	Geringe Verunreinigung	kostengünstig	Schmutz und Feuchtigkeit kann in Lagerraum durch Spalt kriechen	Spaltbreite $0.1 \dots 0.3 \text{ mm}$, Spalt möglichst lang wählen, Rillen im Gehäuse oder in der Welle sowie Fettfüllung im Spalt erhöhen die Schutzwirkung
Spalt mit Spritzring		$p = 0 \text{ bar}$ u unbegrenzt	Öl (Fett)	-	Größere Spaltbreite als bei einfacher Spalt möglich		Spritzring schleudert Öl in Auffangraum (nicht immer erforderlich), Ölrückflussbohrung zum Lagerraum unter Ölneiveau legen, da sonst Schaum Ölrückfluss behindern kann
Gewindeförmige Rillen		Kleiner Druck möglich u unbegrenzt	Öl	-	In radialer Richtung geringer Platzbedarf	Nur eine Drehrichtung zulässig, fördert Staub in Lagerraum, nur im Betrieb wirksam	Rillen, im Gehäuse oder auf der Welle angeordnet, fördert Staub in dem das Öl im Lagerraum zurück
Labyrinth		$p = 0 \text{ bar}$ $u \leq 5 \text{ m/s}$ bei Fettfüllung	Fett (Öl)		Starke Verunreinigung, Feuchtigkeit	Sehr gute Abdichtung, wenn mit steifem Fett gefüllt	Nachschnierung der Labyrinthe erhöht Dichtwirkung, Spalte klein halten (s. einfacher Spalt), bei größerer Durchbiegung der Welle abgeschrägte Stege verwenden (sonst wird Schmutz nach innen gepumpt), radiales Labyrinth wegen Montage geteilt ausführen
Labyrinth als Kautschuk		$p = 0 \text{ bar}$ u unbegrenzt	Fett (Öl)		Starke Verunreinigung, Feuchtigkeit	Kleiner bauend, kostengünstiger	Neben den abgebildeten Z-Lamellen können die Labyrinth aus federnden Lamellenringen, Kolbenringen, Kunststoffteilen etc. aufgebaut sein
Nilosring		$p = 0 \text{ bar}$ $u \leq 5 \text{ m/s}$	Fett	Mäßige Verunreinigung, Spritzwasser	Kostengünstig, räumsparend, gleitet i. R.	Schleift in der Einlaufphase bis sich infolge Abnutzung ein Spalt bildet (Reibungswärme)	Sonderform auch berührungsfrei, für höhere Drehzahlen; bei starkerem Schwanfall und Spritzwasser 2 Nilosringe mit Fettfüllung im Zwischenraum anordnen

c) Dichtungswerkstoff (Auswahl)

Werkstoff	Acrylnitril-Butadien-Kautschuk NBR	Acrylat-Kautschuk ACM	Silikon-Kautschuk MVQ	Fluor-Kautschuk FKM	Polytetrafluorethylen PTFE
BetriebsTemperatur t in °C	-40 ... 100	-30 ... 150	-60 ... 160	-30 ... 200	-70 ... 200 (260)
Relative Kosten	1,0	3,0	5,0	25,0	>25,0

20 Zahnräder und Zahnradgetriebe (Grundlagen)

TB 20-1 Zahnfleckendauerfestigkeit $\sigma_{H\lim}$ und Zahnußdauerfestigkeit $\sigma_{F\lim}$ in N/mm² der üblichen Zahnradwerkstoffe für die Werkstoff-Qualitätsanforderungen *ME* (obere Werte) und *ML* (untere Werte); Einzelheiten siehe DIN 3990 Teil 5 und ISO 6336-5.

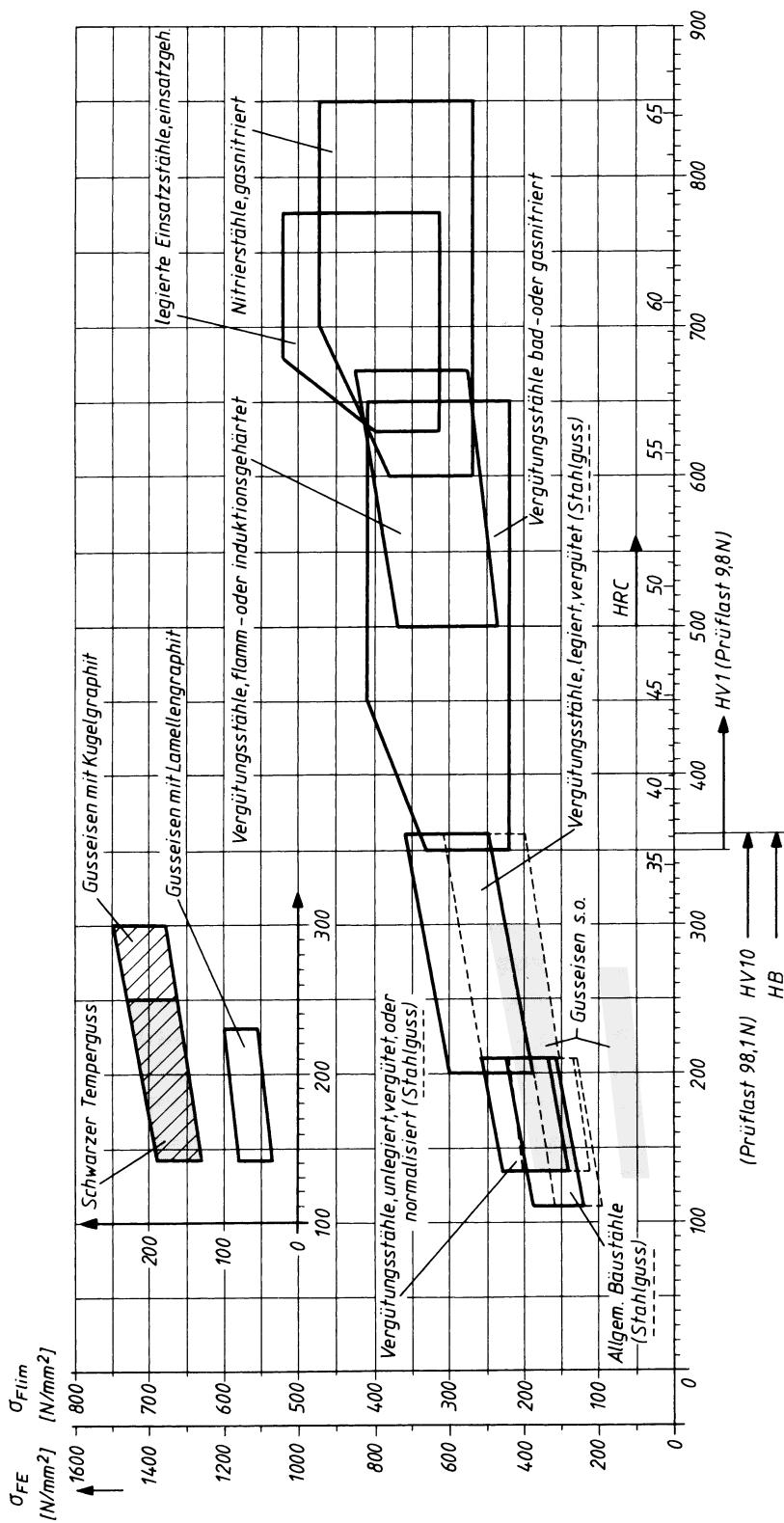
Nr.	Art, Norm, Behandlung	Bezeichnung	Flankenhärte ¹⁾	$\sigma_{F\lim}^{2)}$ (N/mm ²)	$\sigma_{H\lim}^{2)}$ (N/mm ²)	
1	Gusseisen mit Lamellengraphit DIN EN 1561	EN-GJL-200	190 HB	55 ... 80	330 ... 400	
2		EN-GJL-250	220 HB	70 ... 95	360 ... 435	
3	Schwarzer Temperguss DIN EN 1562	EN-GJMB-350	150 HB	125 ... 185	350 ... 485	
4		EN-GJMB-650	235 HB	180 ... 220	470 ... 575	
5	Gusseisen mit Kugelgraphit DIN EN 1563	EN-GJS-400	180 HB	140 ... 200	360 ... 520	
6		EN-GJS-600	240 HB	205 ... 230	560 ... 610	
7		EN-GJS-900	300 HB	225 ... 250	640 ... 700	
8	Stahlguss, unlegiert DIN 16293	GS 200+N	160 HB	115 ... 180	280 ... 415	
9		GS 240+N	180 HB	125 ... 185	315 ... 445	
10	Allgemeine Baustähle DIN EN 10025	S235JR	120 HB	125 ... 190	315 ... 430	
11		E 295	160 HB	140 ... 210	350 ... 485	
12		E 335	190 HB	160 ... 225	375 ... 540	
13	Vergütungsstähle DIN EN 10083	C45E N	190 HB	160 ... 260	470 ... 590	
14	(auch als GS, dann $\sigma_{H\lim}$ um rd. 80 N/mm ² $\sigma_{F\lim}$ um rd. 40 N/mm ² niedriger)	34CrMo4 + QT	270 HB	220 ... 335	540 ... 800	
15		42CrMo4 + QT	300 HB	230 ... 335	540 ... 800	
16		34CrNiMo6 + QT	310 HB	235 ... 345	580 ... 840	
17		30CrNiMo8 + QT	320 HB	240 ... 355	610 ... 870	
18		36CrNiMo16 + QT	350 HB	250 ... 365	640 ... 915	
19	Vergütungsstahl flamm- oder induktionsgehärtet	C45E (Umlaufhärtung, $b < 20$ mm)	50 HRC 56 HRC	Fuß mitgehärtet 230 ... 380 270 ... 410	980 ... 1275 1060 ... 1330	
20		34CrMo4 (Umlauf- oder Einzelzahnhärtung)				
21		42CrMo4 (Umlaufhärtung)		Fuß nicht mitgehärtet 150 ... 230		
22		34CrNiMo6 (Einzelzahnhärtung)				
23	Vergütungsstahl und Einsatzstahl langzeit-gasnitriert	42CrMo4 + QT (Nitrierhärtetiefe < 0,6 mm, $R_m > 800$ N/mm ² , $m < 16$ mm)	48 ... 57 HRC	260 ... 430	780 ... 1215	
24		16MnCr5 + QT (Nitrierhärtetiefe < 0,6 mm, $R_m > 700$ N/mm ² , $m < 10$ mm)				
25	Vergütungs- und Einsatzstähle nitrocarburiert	C45E N für $d < 300$ mm, $m < 6$ mm	30 ... 45 HRC	225 ... 290	650 ... 780	
26		16MnCr5N für $d < 300$ mm, $m < 6$ mm	45 ... 57 HRC	225 ... 385	650 ... 950	
27		42CrMo4 + QT $d < 600$ mm, $m < 10$ mm				
28		34Cr4 + QT Kernfestigkeit bis 45 HRC, Kfz-Getriebe	55 ... 60 HRC	300 ... 450	1100 ... 1350	
29	Einsatzstähle DIN 17210, DIN EN 10084 einsatzgehärtet	16MnCr5 Standardstahl, normal bis $m = 20$ mm	58 ... 62 HRC	310 ... 525	1300 ... 1650	
30		15CrNi6, für große Abmessungen; über $m = 16$ mm				
31		18CrNiMo7-6, für große Abmessungen; über $m = 16$ mm bei Stoßbelastung über $m = 5$ mm				

¹⁾ HB Brinell-Härtewert, HRC Rockwell-Härtewert C.

²⁾ Festigkeitswerte nach ISO 6336-5 gelten für das Standard-Referenz-Prüfrad und Standard-Betriebsbedingungen.

Untere Grenzwerte und ohne Streubereich angegebene Werte (*ML*) sind sicher erreichbar, obere Werte (*ME*) nur bei umfassender Kontrolle. Einzelheiten siehe ISO 6336-5.

TB 20-2 Übersicht zur Dauerfestigkeit für Zahnhfußbeanspruchung der Prüfräder nach DIN 3990 (Härtewerte nach Brinell HB, Rockwell HRC und Vickers HV1, HV10) gültig für Prüfdrabtmessungen: $m = 3 \dots 10$ ($Y_x = 1$) mm, $R_z = 10 \mu\text{m}$ $Y_{R,\text{relT}} = 1$), $v = 10 \text{ m/s}$, $b = 10 \dots 50$ mm, Geradverzahnung mit Verzahnungsqualität 4 bis 7, $q_s = 2,5$ ($Y_{\delta,\text{relT}} = 1$), $K_A = K_{F\beta} = K_{Fa} = 1$, $\sigma_{FE} = Y_{ST} \cdot \sigma_{F,\text{lim}} = 2 \cdot \sigma_{F,\text{lim}}$



Normalerweise werden Werte aus dem mittleren Bereich gewählt. Für bestimmte Werkstoffe s. TB 20-1.

TB 20-3 Werkstoffauswahl für Schneckengetriebe

a) Werkstoffe für Schnecke und Schneckenrad (Auswahl)

Schnecke				Schneckenrad		
A	allgemeiner Baustahl DIN EN 10025	E335	gehärtet und vergütet	1	Gusseisen DIN EN 1561	GJL-150, GJL-200, GJL-250, GJL-300, GJL-350
		E360		2	Gusseisen DIN EN 1563	GJS-500, GJS-600, GJS-700
	Vergütungsstahl DIN EN 10083	C45		3	Kupfer-Zinn- Legierung (Bronze)	G-CuSn12 (Formguss) G-CuSn10Zn (Formguss)
		C60				
		34CrMo4				
		42CrMo4				
B	Einsatzstahl DIN 17210	C15	einsatz- gehärtet	4		GZ-CuSn12 (Schleuderguss) GC-CuSn12 (Strangguss)
		17Cr3		5	Aluminium- Legierung	GK-AlCu4TiMg Kokillenguss
		16MnCr5		6	Kunststoff	Polyamide

b) geeignete Werkstoffpaarungen

Werkstoffkennzeichen nach a)		Eigenschaften und Verwendungsbeispiele		
Schnecke	Schneckenrad			
A	1	geringe Gleitgeschwindigkeit und mäßige Belastung; Hebezeuge, Werkzeugmaschinen, allgemeiner Maschinenbau		
	2	bei mittleren Belastungen und Drehzahlen	bevorzugte Paarung für Getriebe aller Art	
	3			
	4	bei hohen Belastungen und mittleren Drehzahlen	Universalgetriebe, Fahrzeuggetriebe	
B	1 ... 4	wie bei Paarung A mit 1 ... 4, jedoch bei hohen Drehzahlen		
	5 und 6	korrosionsbeständig, für geringe Belastungen, Leichtbau, Apparatebau		

TB 20-4 Festigkeitswerte für Schneckenradwerkstoffe (in Anlehnung an Niemann u. DIN 3996)

Nr.	Schneckenradwerkstoff	Norm	Flanken härte	$\sigma_{H\lim}^{1)}$ N/mm ²	E-Modul N/mm ²	$Z_E^{2)}$ $\sqrt{N/mm^2}$
1	G-CuSn12 GZ-CuSn12 G-CuSn12Ni GZ-CuSn12Ni G-CuSn10Zn GZ-CuSn10Zn	DIN 1705	80 HB	265	88 300	147
2			95 HB	425		
3			90 HB	310		
4			100 HB	520	98 100	152
5			75 HB	350		
6			85 HB	430		
7	G-CuZn25Al5 GZ-CuZn25Al5	DIN 1709	180 HB	500	107 900	157
8			190 HB	550		
9	GZ-CuAl10Ni ³⁾	DIN 1714	160 HB	660	122 600	164
10	GJL-250 ³⁾ GJS-400 ³⁾	DIN EN 1561 DIN EN 1563	250 HB	350	98 100	152
11			260 HB	490	175 000	182

¹⁾ für Schnecken aus St, Einsatzgehärtet und geschliffen: $\sigma_{H\lim}$ (Tabellenwerte)

für Schnecken aus St, vergütet, ungeschliffen: $0,72 \cdot \sigma_{H\lim}$

für Schnecken aus GJL: $0,5 \cdot \sigma_{H\lim}$.

²⁾ für Schnecken aus St: Z_E (Tabellenwerte)

für Schnecken aus GJL: $Z_E = \sqrt{(E_1 \cdot E_2) / [2,86 \cdot (E_1 + E_2)]}$ mit E_1 für GJL; E nach Tabelle.

³⁾ für $v_g \leq 0,5 \text{ m/s}$ (Handbetrieb).

TB 20-5 Schmierölauswahl (nach DIN 51 509)

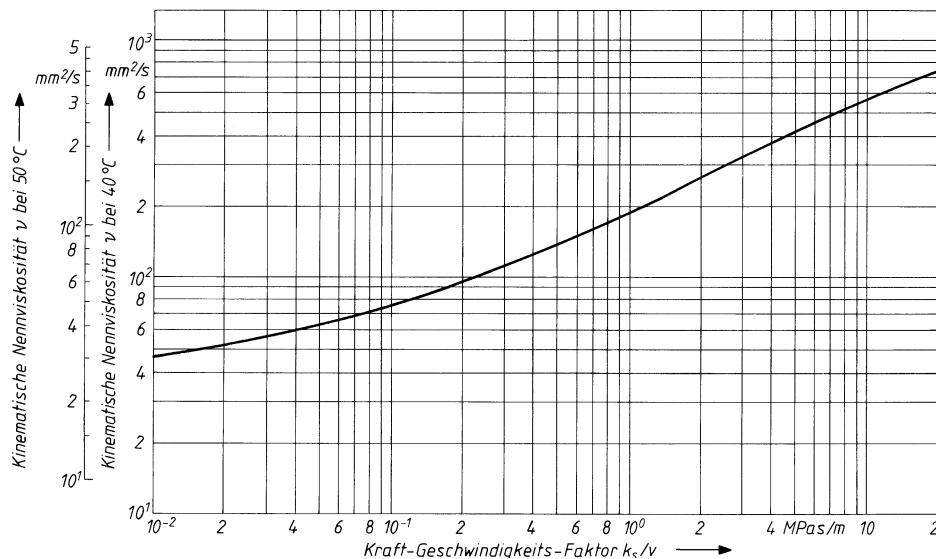
Viskosität der Schmieröle			Schmieröle				
			ohne verschleißverringерnde Wirkstoffe		mit verschleißverringерnden Wirkstoffen		
ISO-Viskositätsklassen nach DIN 51 519 (v ₄₀ in mm ² /s)	Kennzahl (v ₅₀ in mm ² /s)	SAE-Viskositätsklassen nach DIN 51511 (Motoren)	SAE-Viskositätsklassen nach DIN 51512 (Kfz-Getriebe)	Schmieröle C und C-T nach DIN 51517 und Schmieröle C-L (alterungsbeständig)	Schmieröle N nach DIN 51501 (ohne bes. Anforderung)	Schmieröle TD-L nach DIN 51515 (Turbinen-, Pumpen- und Generatoren)	
22	16	10 W	75	×	×	×	
32				×	×	×	
46	25			×	×	×	
46	20 W			×	×	×	
68	36		80	×	×	×	
68				×	×	×	
100	68	30	40	×	×	×	
150	92	×		×	×		
220	114	90	50	×	×	×	
220	144			×	×	×	
320	169	149		×	–	–	
460	225			×	–	–	
680	324			–	–	–	

TB 20-6 Richtwerte für den Einsatz von Schmierstoffarten und Art der Schmierung, abhängig von der Umfangsgeschwindigkeit bei Wälz- und Schraubwälzgetrieben

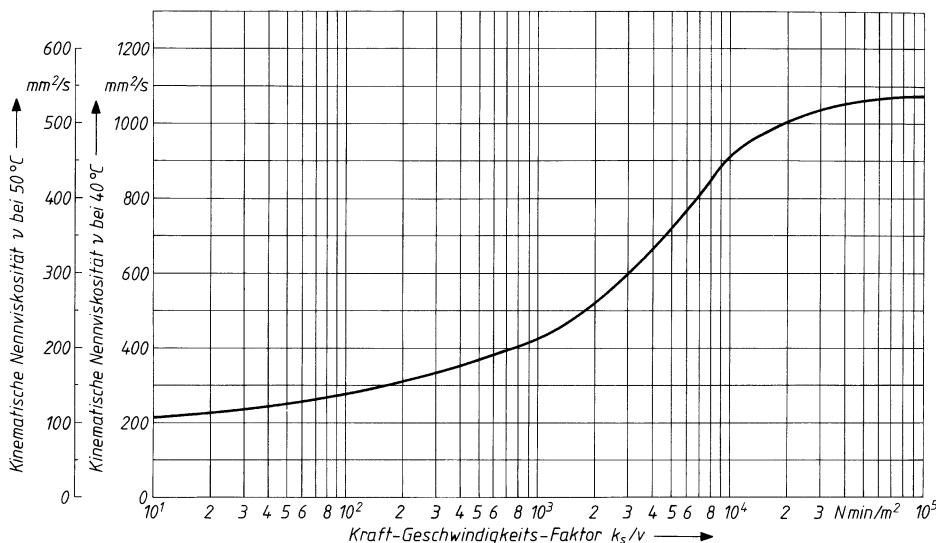
	Umfangs-geschwindigkeit	Schmierstoff	Art der Schmierung
Stirn- und Kegelradgetriebe	bis 1 m/s bis 4 m/s bis 15 m/s über 15 m/s	Haftschmierstoffe Schmierfette Haftschmierstoffe Schmieröle Schmieröle	Sprüh- oder Auftragschmierung Tauchschmierung Sprühschmierung Tauchschmierung Druckumlauf- oder Spritzschmierung
Schneckengetriebe Schnecke (Schneckenrad) eintauchend	bis 4 m/s (bis 1 m/s) bis 10 m/s (bis 4 m/s) über 10 m/s (über 4 m/s)	Schmierfette Schmieröle Schmieröle	Tauchschmierung Tauchschmierung Spritzschmierung in Eingriffsrichtung

TB 20-7 Viskositätsauswahl von Getriebeölen (DIN 51509) gültig für eine Umgebungstemperatur von etwa 20 °C

a) für Stirnrad- und Kegelradgetriebe



b) für Schneckengetriebe



TB 20-8 Reibungswerte bei Schneckenradsätzen (Schnecke aus St, Radkranz aus Bronze, gefräst)

Gleitgeschwindigkeit	v_g (m/s)	<0,5	1	2	4	6	>10
Schnecke gedreht oder gefräst, vergütet	$\mu \approx$	0,09	0,08	0,065	0,055	0,045	0,04
	$\varrho \approx (\circ)$	4,5	4,3	3,7	3,1	2,6	2,3
Schnecke gehärtet, Flanken geschliffen	$\mu \approx$	0,05	0,04	0,035	0,025	0,02	0,015
	$\varrho \approx (\circ)$	3	2,3	2	1,4	1,15	1

TB 20-9 Wirkungsgrade für Schneckengetriebe, Richtwerte für Überschlagsrechnungen

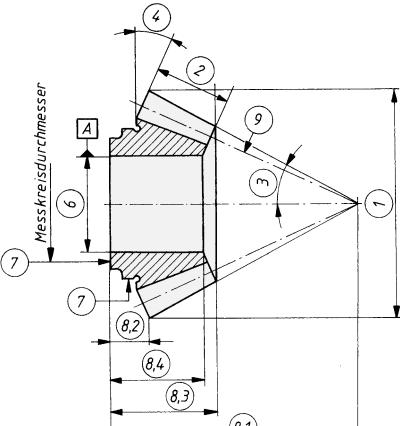
Zähnezahl der Schnecke	z_1	1	2	3	4
Gesamtwirkungsgrad	$\eta_{\text{ges}} \approx$	0,7	0,8	0,85	0,9

TB 20-10 Zeichnungsangaben für Stirnräder nach DIN 3966 T1

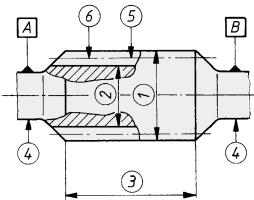
Angaben in der Zeichnung		zusätzliche Angaben	
		Stirnrad	außenverzahnt
		Modul	m_n
		Zähnezahl	z
		Bezugsprofil	Verzahnung Werkzeug
		Schrägungswinkel	β
		Flankenrichtung	
		Teilkreisdurchmesser	d
		Grundkreisdurchmesser	d_b
		Profilverschiebungsfaktor ²⁾	x
		Zahnhöhe	h
		Kopfhöhenänderung	$k \cdot m_n$
		Verzahnungsqualität, Toleranzfeld Prüfgruppe nach DIN 3961 ¹⁾	
		Zahndicke mit Abmaßen	s_n
Prüfmaße der Zahndicke ¹⁾	Zahndickensehne und Höhe über der Sehne	\bar{s}	
		\bar{h}	
	Zahnweite über k Zähne	W_k	
		$k =$	
	Radiales bzw. diametrales Prüfmaß	M_r bzw. M_d	
	und Messkugel bzw. Messrollendurchmesser	D_M	
	Zweiflanken-Wälzabstand	a''	
Zusätzliche Verzahnungstoleranzen und Prüfangaben:			
Gegenrad	Sachnummer		
	Zähnezahl	z	
	Achsabstand im Gehäuse mit Abmaßen	$a \pm$	
	Wälzlängen oder Eingriffsstrecke	L_a, L_f g_a	
Ergänzende Angaben (bei Bedarf):			
¹⁾ Diese Prüfungen sind dem Hersteller freigestellt, wenn keine Angaben erfolgen.			
²⁾ Vorzeichen nach DIN 3960			

Angaben sind neben den Angaben in der Zeichnung für die Herstellung des Zahnrades unbedingt erforderlich.

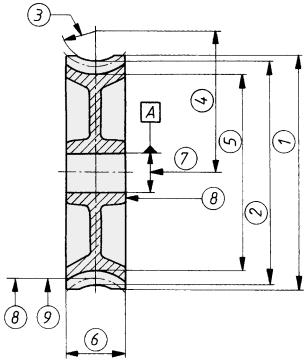
TB 20-11 Zeichnungsangaben für Kegelräder nach DIN 3966 T2

Angaben in der Zeichnung		zusätzliche Angaben					
		Geradzahn-Kegelrad Modul m_p Zähnezahl z Teilkegelwinkel δ Äußerer Teilkreisdurchmesser d_e Äußere Teilkegellänge R_e Planradzähnezahl z_p Zahndicken-Halbwinkel ψ_p Fußwinkel ϑ_f oder Fußkegelwinkel δ_f Profilwinkel α_p Verzahnungsqualität					
1 Kopfkreisdurchmesser d_{ae} 2 Zahnbreite b 3 Kopfkegelwinkel δ_a 4 Komplementwinkel des Rückenkegelwinkels = δ 5 Kennzeichen des Bezugselementes. Für die Rundlauf- und Planlauftolerierung ist das Bezugselement die Radachse 6 Rundlauftoleranz (z. B. $\pm 0.02 A $) und Planlauftoleranz (z. B. $\pm 0.01 A $) nach DIN ISO 1101. Angaben sind erforderlich, wenn Hinweis auf Allgemeintoleranzen nach DIN ISO 2768 nicht genügt. 8.1 Einbaumaß (wird allgemein am fertigen Werkstück festgestellt und auf dem Werkstück angegeben) 8.2 Äußerer Kopfkreisabstand 8.3 Innerer Kopfkreisabstand 8.4 Hilfsebenenabstand 9 Oberflächenkennzeichen für die Zahnflanken nach DIN ISO 1302 (vgl. Lehrbuch Kapitel 2)		Prüfmaße der Zahndicke Zahndickensehne im Rückenkegel \bar{s} Höhe über der Sehne \bar{h} Zusätzliche Verzahnungstoleranzen und Prüfangaben: <table border="1"> <tr> <td>Gegen rad</td> <td>Sachnummer</td> </tr> <tr> <td></td> <td>Zähnezahl z</td> </tr> </table> Achsenwinkel im Gehäuse mit Abmaßen Σ Ergänzende Angaben (bei Bedarf): Verzahnungs-Bezugsprofil		Gegen rad	Sachnummer		Zähnezahl z
Gegen rad	Sachnummer						
	Zähnezahl z						
		Angaben sind neben den Angaben in der Zeichnung für die Herstellung des Kegelrades erforderlich.					

TB 20-12 Zeichnungsangaben für Schnecken nach DIN 3966 T3

Angaben in der Zeichnung	zusätzliche Angaben	
	Schnecke	
1	Zähnezahl	z_1
2	Mittenkreisdurchmesser	z_{m1}
3	Modul (Axialmodul)	m
4	Zahnhöhe	h_1
5	Flankenrichtung	rechtssteigend linkssteigend
6	Steigungshöhe	p_{z1}
	Mittensteigungswinkel	γ_m
	Flankenform nach DIN 3975	A, N, I, K
	Axialleitung	p_x
	Sachnummer des Schneckenrades	
	Verzahnungsqualität	
	Zahndicke mit Abmaßen	s_{mn}
Prüfmaße der Zahndicke ¹⁾	Zahndickensehne bei Meßhöhe	
	Prüfmaß bei Messrollen-durchmesser	M
		D_M
	Erzeugungswinkel	α_0
Flanken-form I	Grundkreis-durchmesser	d_{b1}
	Grundsteigungs-winkel	γ_b
	Zusätzliche Verzahnungstoleranzen und Prüfangaben:	
Ergänzende Angaben (bei Bedarf):		
¹⁾ Diese Prüfungen sind dem Hersteller freigestellt, wenn keine Angaben erfolgen.		
Angaben sind neben den Angaben in der Zeichnung zur Herstellung unbedingt erforderlich.		

TB 20-13 Zeichnungsangaben für Schneckenräder nach DIN 3966 T3

Angaben in der Zeichnung	zusätzliche Angaben																					
	<table border="1"> <thead> <tr> <th colspan="2">Schneckenrad</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>Zähnezahl</td><td>z_2</td></tr> <tr> <td>Modul (Stirnmodul)</td><td>m</td></tr> <tr> <td>Teilkreisdurchmesser</td><td>d_2</td></tr> <tr> <td>Profilverschiebungsfaktor</td><td>x_2</td></tr> <tr> <td>Zahnhöhe</td><td>h_2</td></tr> <tr> <td>Flankenrichtung</td><td>rechtssteigend linkssteigend</td></tr> <tr> <td>Verzahnungsqualität</td><td></td></tr> <tr> <td>Flankenspiel (bei Bedarf)</td><td></td></tr> <tr> <td>Zusätzliche Verzahnungstoleranzen und Prüfangaben:</td><td></td></tr> </tbody> </table>		Schneckenrad		Zähnezahl	z_2	Modul (Stirnmodul)	m	Teilkreisdurchmesser	d_2	Profilverschiebungsfaktor	x_2	Zahnhöhe	h_2	Flankenrichtung	rechtssteigend linkssteigend	Verzahnungsqualität		Flankenspiel (bei Bedarf)		Zusätzliche Verzahnungstoleranzen und Prüfangaben:	
Schneckenrad																						
Zähnezahl	z_2																					
Modul (Stirnmodul)	m																					
Teilkreisdurchmesser	d_2																					
Profilverschiebungsfaktor	x_2																					
Zahnhöhe	h_2																					
Flankenrichtung	rechtssteigend linkssteigend																					
Verzahnungsqualität																						
Flankenspiel (bei Bedarf)																						
Zusätzliche Verzahnungstoleranzen und Prüfangaben:																						
1 Außendurchmesser d_{e2}	Schnecke	Sachnummer																				
2 Kopfkreisdurchmesser d_{a2}		Zähnezahl z_1																				
3 Kopfkehlhalbmesser $r_k = a - \frac{d_{a2}}{2}$	Achsabstand im Gehäuse $a \pm$ mit Abmaßen																					
4 Kehlkreis-Mittenabstand gleich Achsabstand a	Ergänzende Angaben (bei Bedarf):																					
5 Fußkreisdurchmesser d_f (bei Bedarf)																						
6 Zahnbreite b_2	Angaben sind neben den Angaben in der Zeichnung für die Herstellung des Schneckenrades unbedingt erforderlich.																					
7 Kennzeichen der Bezugselemente Bezugselement für die Rundlauf- und Planlauftoleranz ist die Radachse																						
8 Rundlauftoleranz und Planlauftoleranz des Radkörpers																						
9 Oberflächenkennzeichen nach DIN ISO 1302 (vgl. Lehrbuch Kapitel 2)																						

21 Außenverzahnte Stirnräder

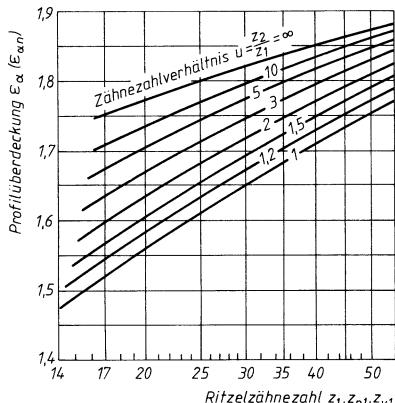
TB 21-1 Modulreihe für Zahnräder nach DIN 780 (Auszug)

Moduln m für *Stirn-* und *Kegelräder* in mm

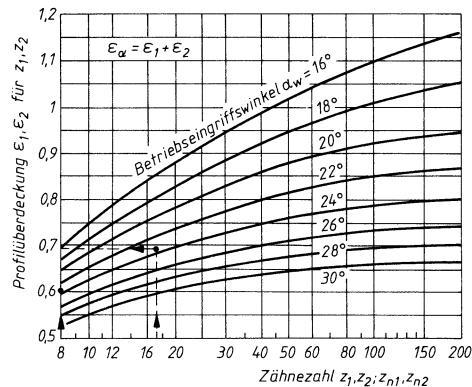
Reihe 1	0,1 0,9 10	0,12 1 12	0,16 1,25 16	0,20 1,5 20	0,25 2 25	0,3 2,5 32	0,4 3 40	0,5 4 50	0,6 5 60	0,7 6	0,8 8
Reihe 2	0,11 0,95 11	0,14 1,125 14	0,18 1,375 18	0,22 1,75 22	0,28 2,25 28	0,35 2,75 36	0,45 3,5 45	0,55 4,5 55	0,65 5,5 70	0,75 7	0,85 9

Die Moduln gelten im Normalschnitt; Reihe 1 ist gegenüber Reihe 2 zu bevorzugen.

TB 21-2a Profilüberdeckung ε_α bei Null- und V-Null-Getrieben (überschlägige Ermittlung)

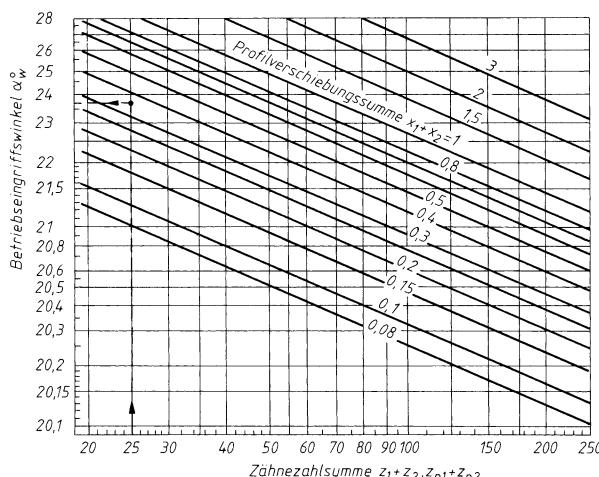


TB 21-2b Profilüberdeckung ε_α bei V-Getrieben (überschlägige Ermittlung)



das eingezeichnete Ablesebeispiel *Geradstirnrad-Getriebe* bei $\alpha_w = 23,7^\circ$ für $z_1 = 8$ wird $\varepsilon_1 \approx 0,6$; für $z_2 = 17$ wird $\varepsilon_2 \approx 0,69$; somit $\varepsilon_\alpha = \varepsilon_1 + \varepsilon_2 \approx 1,3$

TB 21-3 Betriebseingriffswinkel α_w (überschlägige Ermittlung)

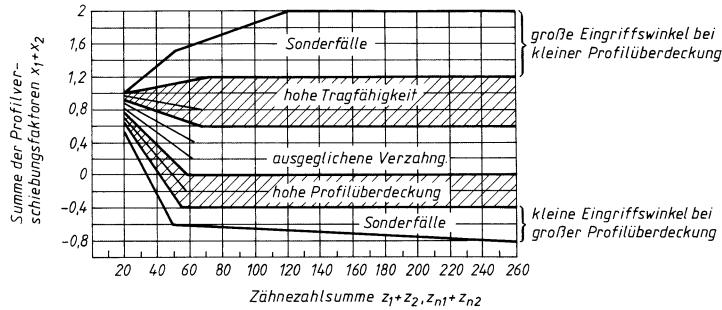


(das eingezeichnete Ablesebeispiel mit $z_1 + z_2 = 8 + 17 = 25$; $x_1 + x_2 = 0,36$ ergibt $\alpha_w \approx 23,7^\circ$; s. TB 21-2b)

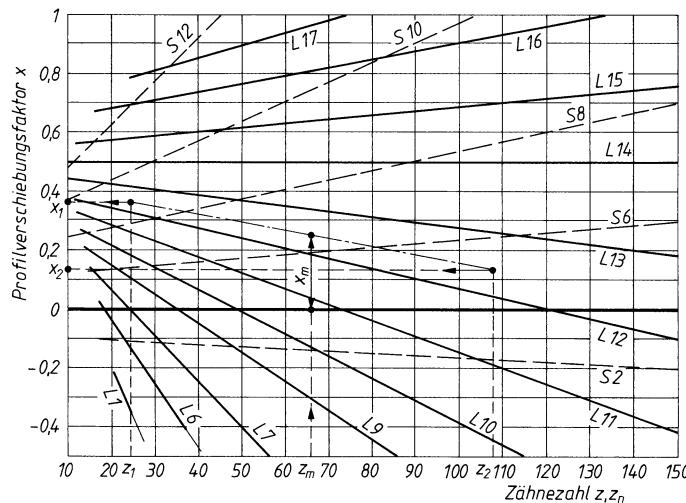
TB 21-4 Evolventenfunktion $\text{inv } \alpha = \tan \alpha - (\pi/180^\circ) \cdot \alpha$ (Wertetabelle)

α°	,0	,1	,2	,3	,4	,5	,6	,7	,8	,9
10	0,0017941	0,0018489	0,0019048	0,0019619	0,0020201	0,0020795	0,0021400	0,0022017	0,0022646	0,0023288
11	0,0023941	0,0024607	0,0025285	0,0025975	0,0026678	0,0027394	0,0028123	0,0028865	0,0029620	0,0030389
12	0,0031171	0,0031966	0,0032775	0,0033598	0,0034434	0,0035285	0,0036150	0,0037029	0,0037923	0,0038831
13	0,0039754	0,0040692	0,0041644	0,0042612	0,0043595	0,0044593	0,0045607	0,0046636	0,0047681	0,0048742
14	0,0049819	0,0050912	0,0052022	0,0053147	0,0054290	0,0055448	0,0056624	0,0057817	0,0059027	0,0060254
15	0,0061498	0,0062760	0,0064039	0,0065337	0,0066652	0,0067985	0,0069337	0,0070706	0,0072095	0,0073501
16	0,0074927	0,0076372	0,0077835	0,0079318	0,0080820	0,0082342	0,0083883	0,0085444	0,0087025	0,0088626
17	0,0090247	0,0091889	0,0093551	0,0095234	0,0096937	0,0098662	0,0100407	0,0102174	0,0103963	0,0105573
18	0,010760	0,010946	0,011133	0,011323	0,011515	0,011709	0,011906	0,012105	0,012306	0,012509
19	0,012715	0,012923	0,013134	0,013346	0,013562	0,013779	0,013999	0,014222	0,014447	0,014674
20	0,014904	0,015137	0,015372	0,015609	0,015849	0,016092	0,016337	0,016585	0,016836	0,017089
21	0,017345	0,017603	0,017865	0,018129	0,018395	0,018665	0,018937	0,019212	0,019490	0,019770
22	0,020054	0,020340	0,020629	0,020921	0,021217	0,021514	0,021815	0,022119	0,022426	0,022736
23	0,023049	0,023365	0,023684	0,024006	0,024332	0,024660	0,024992	0,025326	0,025664	0,026005
24	0,026350	0,026697	0,027048	0,027402	0,027760	0,028121	0,028484	0,028852	0,029223	0,029600
25	0,029975	0,030357	0,030741	0,031129	0,031521	0,031916	0,032315	0,032718	0,033124	0,033534
26	0,033947	0,034364	0,034785	0,035209	0,035637	0,036069	0,036505	0,036945	0,037388	0,037835
27	0,038286	0,038742	0,039201	0,039664	0,040131	0,040602	0,041076	0,041556	0,042039	0,042526
28	0,043017	0,043513	0,044012	0,044516	0,045024	0,045537	0,046054	0,046575	0,047100	0,047630
29	0,048164	0,048702	0,049245	0,049792	0,050344	0,050901	0,051462	0,052027	0,052597	0,053172
30	0,053751	0,054336	0,054924	0,055518	0,056116	0,056720	0,057328	0,057940	0,058558	0,059181
31	0,059808	0,060441	0,061079	0,061721	0,062369	0,063022	0,063680	0,064343	0,065012	0,065685
32	0,066364	0,067048	0,067738	0,068432	0,069133	0,069838	0,070549	0,071266	0,071988	0,072716
33	0,073449	0,074188	0,074932	0,076683	0,076439	0,077200	0,077968	0,078741	0,079520	0,080306
34	0,081097	0,081894	0,082697	0,083506	0,084321	0,085142	0,085970	0,086804	0,087644	0,088490
35	0,089342	0,090201	0,091067	0,091938	0,092816	0,093701	0,094592	0,095490	0,096395	0,097306
36	0,098224	0,099149	0,100080	0,101019	0,101964	0,102916	0,103875	0,104841	0,105814	0,106795
37	0,107782	0,108777	0,109779	0,110788	0,111805	0,112829	0,113860	0,114899	0,115945	0,116999
38	0,118061	0,119130	0,120207	0,121291	0,122384	0,123484	0,124592	0,125709	0,126833	0,127965
39	0,129106	0,130254	0,131411	0,132576	0,133750	0,134931	0,136122	0,137320	0,138528	0,139743
40	0,140968	0,142201	0,143443	0,144694	0,145954	0,147222	0,148500	0,149787	0,151083	0,152388
41	0,153702	0,155025	0,156348	0,157700	0,159052	0,160414	0,161785	0,163165	0,164556	0,165956
42	0,167366	0,168786	0,170216	0,171656	0,173106	0,174566	0,176037	0,177518	0,179009	0,180511
43	0,182024	0,183547	0,185080	0,186625	0,188180	0,189746	0,191324	0,192912	0,194511	0,196122
44	0,197744	0,199377	0,201022	0,202678	0,204346	0,206026	0,207717	0,209420	0,211135	0,212863

TB 21-5 Wahl der Summe der Profilver-schiebungsfaktoren $\Sigma x = (x_1 + x_2)$



TB 21-6 Aufteilung von $\Sigma x = (x_1 + x_2)$ mit Ablesebeispiel



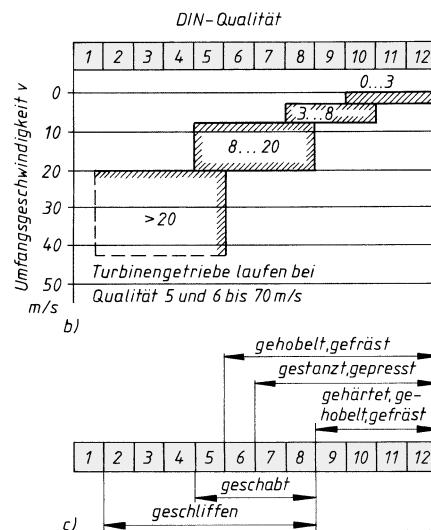
Ablesebeispiel: Gegeben seien $z_1 = 24$, $z_2 = 108$, damit $i = 4,5$, Summe der Profilverschiebungsfaktoren $x_1 + x_2 = +0,5$ (ausgeglichenere Verzahnung mit höherer Tragfähigkeit nach TB 21-5). Man trage über der mittleren Zähnezahl $z_m = (z_1 + z_2)/2 = (24 + 108)/2 = 66$ den Mittelwert der Summe der Profilverschiebungsfaktoren $x_m = (x_1 + x_2)/2 = 0,25$ von der 0-Linie auf. Durch diesen Punkt ziehe man eine den benachbarten L -Linien ($i > 1!$) angepasste Gerade. Diese gibt dann über z_1 und z_2 die zugehörigen Werte $x_1 = +0,36$ und $x_2 = +0,14$ an. Dabei ist zu beachten, dass die Summe der gefundenen Werte x_1 und x_2 mit der vorgegebenen Summe der Profilverschiebungsfaktoren genau übereinstimmt. Bei Übersetzung $i < 1$ S-Linien verwenden.

TB 21-7 Verzahnungsqualität (Anhaltswerte)

- nach Verwendungsbereichen
- nach Umfangsgeschwindigkeiten am Teilkreis
- nach Herstellungsverfahren

DIN-Qualität											
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
<i>Lehrzahn</i>											
Turbinen											
Brennkraftmasch.											
Schiffbau											
Dampfmaschinen											
Textilmaschinen											
Druckereimasch.											
Apparatebau											
Eisenbahn- u. Signalfab.											
Hebe- u. Fördermasch.											
Büromaschinen											
Uhren u. feinmech. Appar.											
Werkzeugmaschinen											
Messgeräte											
Flugzeugbau											
Kraftfahrzeuge											
Schienenfahrzeuge											
Landmaschinen											

a)



Bei gehärteten Schräg- oder Doppelschrägverzahnungen Qualität 8 oder feiner, sonst Zahnbruchgefahr.

TB 21-8 Zahndickenabmaße, Zahndickentoleranzen

a) oberes Zahndickenabmaß A_{sne} in μm nach DIN 3967 (Auszug)

Teilkreisdurchmesser (mm)		Abmaßreihe										
über	bis	a	ab	b	bc	c	cd	d	e	f	g	h
–	10	–100	–85	–70	–58	–48	–40	–33	–22	–10	–5	0
10	50	–135	–110	–95	–75	–65	–54	–44	–30	–14	–7	0
50	125	–180	–150	–125	–105	–85	–70	–60	–40	–19	–9	0
125	280	–250	–200	–170	–140	–115	–95	–80	–56	–26	–12	0
280	560	–330	–280	–230	–190	–155	–130	–110	–75	–35	–17	0
560	1000	–450	–370	–310	–260	–210	–175	–145	–100	–48	–22	0

b) Zahndickentoleranzen T_{sn} in μm nach DIN 3967 (Auszug)

Teilkreisdurchmesser (mm)		Toleranzreihe									
über	bis	21	22	23	24	25	26	27	28	29	30
–	10	3	5	8	12	20	30	50	80	130	200
10	50	5	8	12	20	30	50	80	130	200	300
50	125	6	10	16	25	40	60	100	160	250	400
125	280	8	12	20	30	50	80	130	200	300	500
280	560	10	16	25	40	60	100	160	250	400	600
560	1000	12	20	30	50	80	130	200	300	500	800

c) zulässige Zahndickenschwankung R_s in μm nach DIN 3962 T1 (Auszug)

Verzahnungs- qualität		m (m_n) von 1 bis 2 mm							m (m_n) von 2 bis 3,55 mm							m (m_n) von 3,55 bis 6 mm						
		6	7	8	9	10	11	12	6	7	8	9	10	11	12	6	7	8	9	10	11	12
d in mm	über 10 bis 50	8	12	16	22	32	45	63	10	14	20	28	36	56	71	11	16	22	32	45	63	90
	über 50 bis 125	10	14	20	28	40	56	80	12	16	22	32	45	63	90	14	20	28	36	50	71	100
	über 125 bis 280	12	16	22	32	45	63	90	14	20	28	36	50	71	100	16	22	32	45	63	80	110
	über 280 bis 560	14	18	25	36	50	71	100	16	22	32	40	56	80	110	18	25	36	50	71	90	125
	über 560 bis 1000	14	20	28	40	56	80	110	18	25	36	45	63	90	125	20	28	36	56	80	100	140
Verzahnungs- qualität		m (m_n) von 6 bis 10 mm							m (m_n) von 10 bis 16 mm							m (m_n) von 16 bis 25 mm						
		6	7	8	9	10	11	12	6	7	8	9	10	11	12	6	7	8	9	10	11	12
d in mm	über 10 bis 50	14	18	25	36	50	71	100	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–
	über 50 bis 125	16	22	32	45	63	80	110	18	25	36	50	71	100	140	–	–	–	–	–	–	–
	über 125 bis 280	18	25	36	50	71	90	125	20	28	40	56	80	110	160	22	32	45	63	90	125	160
	über 280 bis 560	20	28	40	56	80	110	140	22	32	45	63	90	125	160	25	36	50	71	100	140	180
	über 560 bis 1000	22	32	45	63	80	125	160	25	36	50	71	100	140	180	28	40	56	80	110	140	200

TB 21-8 Fortsetzung

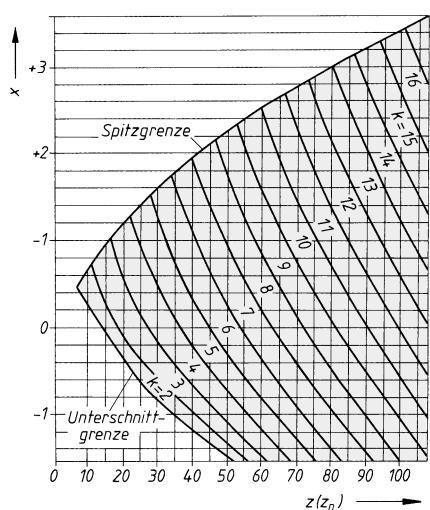
d) Empfehlungen zu TB 21-8 und TB 21-9

Anwendungsbereich	A_{sne} -Reihe	T_{sn} -Reihe	Achsabstand/Achsabmaß
Allgemeiner Maschinenbau	b	26	js7
dsgl. reversierend, Scheren, Fahrwerke	c	25	js6
Werkzeugmaschinen	f	24/25	js6
Landmaschinen	e	27/28	js8
Kraftfahrzeuge	d	26	js7
Kunststoffmaschinen, Lok-Antriebe	c, cd	25	js7

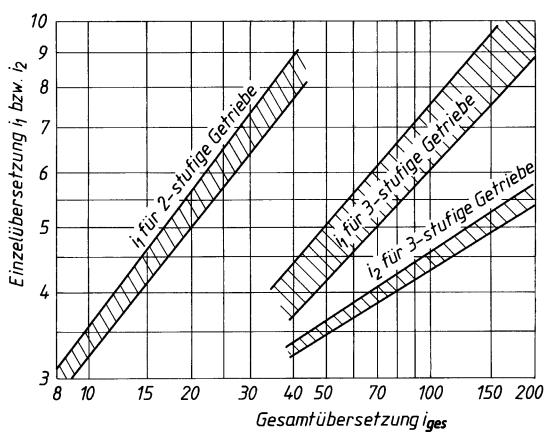
TB 21-9 Achsabstandsabmaße A_{ae} , A_{ai} von Gehäusen für Stirnradgetriebe nach DIN 3964 (Auszug)

Achsabstand a (Nennmaß) in mm	Achslage-Genauigkeitsklasse 1 bis 3							
	Achslage-Genauigkeitsklasse 4 bis 6							
	Achslage-Genauigkeitsklasse 7 bis 9							
	ISO-Symbol js							
	5	6	7	8	9	10	11	
über bis 18	+ 4 - 4	+ 5,5 - 5,5	+ 9 - 9	+13,5 -13,5	+ 21,5 - 21,5	+ 35 - 35	+ 55 - 55	
über bis 30	+ 4,5 - 4,5	+ 6,5 - 6,5	+10,5 -10,5	+16,5 -16,5	+ 26 - 26	+ 42 - 42	+ 65 - 65	
über bis 50	+ 5,5 - 5,5	+ 8 - 8	+12,5 -12,5	+19,5 -19,5	+ 31 - 31	+ 50 - 50	+ 80 - 80	
über bis 80	+ 6,5 - 6,5	+ 9,5 - 9,5	+15 -15	+23 -23	+ 37 - 37	+ 60 - 60	+ 95 - 95	
über bis 120	+ 7,5 - 7,5	+11 -11	+17,5 -17,5	+27 -27	+ 43,5 - 43,5	+ 70 - 70	+110 -110	
über bis 180	+ 9 - 9	+12,5 -12,5	+20 -20	+31,5 -31,5	+ 50 - 50	+ 80 - 80	+125 -125	
über bis 250	+10 -10	+14,5 -14,5	+23 -23	+36 -36	+ 57,5 - 57,5	+ 92,5 - 92,5	+145 -145	
über bis 315	+11,5 -11,5	+16 -16	+26 -26	+40,5 -40,5	+ 65 - 65	+105 -105	+160 -160	
über bis 400	+12,5 -12,5	+18 -18	+28,5 -28,5	+44,5 -44,5	+ 70 - 70	+115 -115	+180 -180	
über bis 500	+13,5 -13,5	+20 -20	+31,5 -31,5	+48,5 -48,5	+ 77,5 - 77,5	+125 -125	+200 -200	
über bis 630	+14 -14	+22 -22	+35 -35	+55 -55	+ 87 - 87	+140 -140	+220 -220	
über bis 800	+16 -16	+25 -25	+40 -40	+62 -62	+100 -100	+160 -160	+250 -250	
über bis 1000	+18 -18	+28 -28	+45 -45	+70 -70	+115 -115	+180 -180	+280 -280	

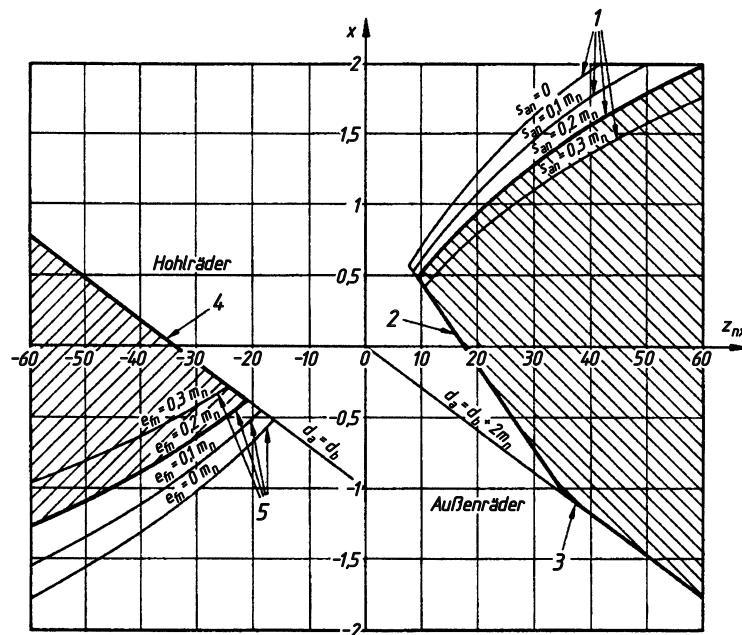
TB 21-10 Messzähnezahl k für Stirnräder



TB 21-11 Empfehlungen zur Aufteilung von i für zwei- und dreistufige Stirnradgetriebe



TB 21-12 Bereich der ausführbaren Evolventenverzahnungen mit Bezugsprofil nach DIN 867 für Außen- und Innenräder nach DIN 3960



- Kurven 1 Grenzwerte für Außenräder durch Zahnkopfdicke s_{an}
 Gerade 2 Grenzwerte für Außenräder durch Unterschnitt an den Fußflanken
 Gerade 3 Grenzwerte für Außenräder durch Mindest-Kopfkreisdurchmesser
 Gerade 4 Grenzwerte für Hohlräder für $d_a = d_b$
 Kurven 5 Grenzwerte für Hohlräder durch Zahnfußlückenweite e

TB 21-13 Ritzelzähnezahl z_1 (Richtwerte)¹⁾

a) abhängig von den Anforderungen an das Getriebe

Anforderungen an das Getriebe	Anwendungsbeispiele	Günstige Ritzelzähnezahl z_1
Zahnfußtragfähigkeit und Grübchentragfähigkeit ausgeglichen	Getriebe für den allgemeinen Maschinenbau (kleine bis mittlere Drehzahl)	$z_1 \approx 20 \dots 30$
Zahnfußtragfähigkeit wichtiger als die Grübchentragfähigkeit	Hubwerkgetriebe, teilweise Fahrzeuggetriebe	$z_1 \approx 14 \dots 20$
Grübchentragfähigkeit wichtiger als die Zahnfußtragfähigkeit	hochbelastete schnelllaufende Getriebe im Dauerbetrieb	$z_1 > 35$
Hohe Laufruhe	schnelllaufende Getriebe	

b) abhängig von der Wärmebehandlung und der Übersetzung

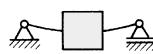
Wärmebehandlung der Zahnräder bzw. deren Werkstoff	Zähnezahl z_1 bei einem Zähnezahlverhältnis u			
	1	2	4	8
vergütet oder oberflächengehärtet gegen vergütet $< 230 \text{ HB}$	32 ... 60	29 ... 55	25 ... 50	22 ... 45
	$\geq 230 \text{ HB}$	30 ... 50	27 ... 45	23 ... 40
nitriert	24 ... 40	21 ... 35	19 ... 31	16 ... 26
einsatzgehärtet	21 ... 32	19 ... 29	16 ... 25	14 ... 22
Gusseisen, (GJS)	26 ... 45	23 ... 40	21 ... 35	18 ... 30

$z = 12$ praktisch kleinste Zähnezahl für Leistungsgetriebe (Gegenzähnezahl ≥ 23)

- 1) unterer Bereich für $n < 1000 \text{ min}^{-1}$
oberer Bereich für $n > 3000 \text{ min}^{-1}$.

TB 21-14 Ritzelbreite, Verhältniszahlen (Richtwerte)

a) Durchmesser-Breitenverhältnis $\psi_d = b_1/d_1$

Art der Lagerung	Wärmebehandlung			
	normal geglüht $HB < 180$	vergütet $HB > 200$	einsatz-, flamm- oder induktions- gehärtet	nitriert
ψ_d				
symmetrisch 	$\leq 1,6$	$\leq 1,4$	$\leq 1,1$	$\leq 0,8$
unsymmetrisch 	$\leq 1,3$	$\leq 1,1$	$\leq 0,9$	$\leq 0,6$
fliegend 	$\leq 0,8$	$\leq 0,7$	$\leq 0,6$	$\leq 0,4$

b) Modulbreitenverhältnis $\psi_m = b_1/m$

Lagerung	Verzahnungsqualität	ψ_m
Stahlkonstruktion, leichtes Gehäuse	11 ... 12	10 ... 15
Stahlkonstruktion oder fliegendes Ritzel	8 ... 9	15 ... 25
gute Lagerung im Gehäuse	6 ... 7	20 ... 30
genau parallele, starre Lagerung	6 ... 7	25 ... 35
$b/d_1 \leq 1$, genau parallele, starre Lagerung	5 ... 6	40 ... 60

TB 21-15 Berechnungsfaktoren

	q_H	Verzahnungsqualität						
		6	7	8	9	10	11	12
Geradverzahnung	K_1	9,6	15,3	24,5	34,5	53,6	76,6	122,5
	K_2				0,0193			
Schrägverzahnung	K_1	8,5	13,6	21,8	30,7	47,7	68,2	109,1
	K_2				0,0087			

TB 21-16 Flankenlinienabweichung

a) durch Verformung f_{sh} in μm , abhängig von b je Radpaar; Erfahrungswerte

Zahnbreite $b^1)$ in mm	bis 20	über 20 bis 40	über 40 bis 100	über 100 bis 260	über 260 bis 315	über 315 bis 560	über 560
sehr steife Getriebe und/oder $F_t/b < 200 \text{ N/mm}$ z. B. stationäre Turbogetriebe	5	6,5	7	8	10	12	16
mittlere Steifigkeit und/oder $F_t/b \approx 200 \dots 1000 \text{ N/mm}$ (meist Industriegetriebe)	6	7	8	11	14	18	24
nachgiebige Getriebe und/oder $F_t/b > 1000 \text{ N/mm}$	10	13	18	25	30	38	50

¹⁾ Bei ungleichen b ist die kleinere Breite einzusetzen.

b) Faktor K' zur Berücksichtigung der Ritzellage zu den Lagern (nach DIN 3990)

Anordnung	s/l	$K'^{1)}$ a) mit b) ohne Stützwirkung
	< 0,3	0,48 0,8
	< 0,3	-0,48 -0,8
	< 0,5	1,33 1,33
	< 0,3	-0,36 -0,6
	< 0,3	-0,6 -1,0

 T Einleitung oder Abnahme des Drehmoments

 d_{sh} Durchmesser der Ritzelwelle

 d_1 Teilkreisdurchmesser des Ritzels

¹⁾ mit Stützwirkung des Ritzelkörpers, wenn Ritzel mit Welle aus einem Stück, wobei $d_1/d_{sh} \geq 1,15$, ohne Stützwirkung bei $d_1/d_{sh} < 1,15$, ferner bei aufgestecktem Ritzel mit Passfederverbindung o. ä. sowie bei üblichen Pressverbänden.

Für andere Anordnungen und s/l -Grenzen sowie bei zusätzlichen Wellenbelastungen durch Riemen, Ketten u. ä. wird eine eingehende Analyse empfohlen.

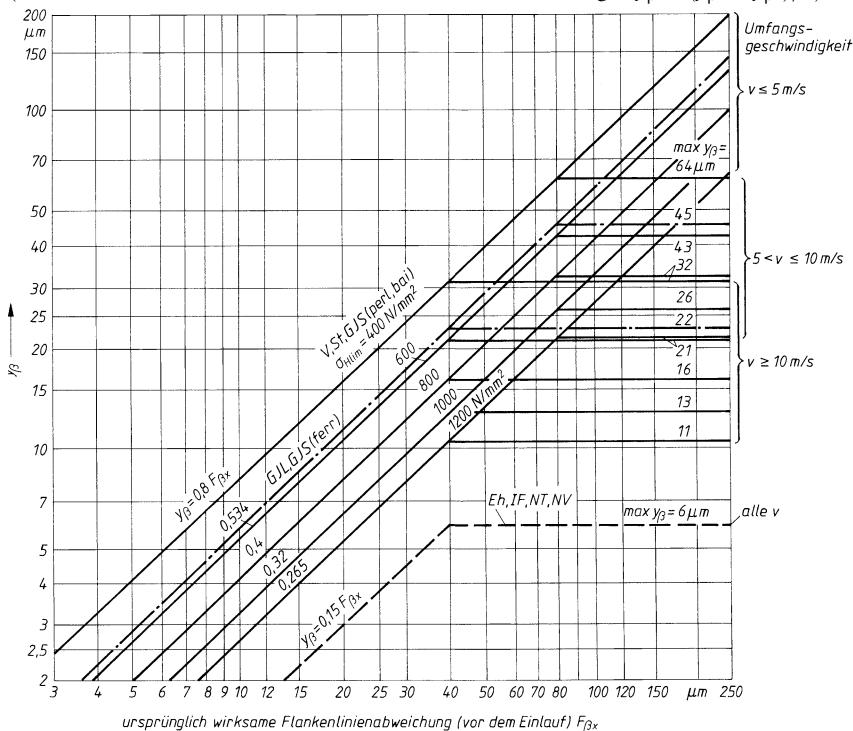
TB 21-16 Fortsetzung

c) zulässige Flankenlinien-Winkel-Abweichungen $f_{H\beta}$ in μm (nach DIN 3962)

DIN-Qualität	Zahnbreite b in mm			
	bis 20	>20 bis 40	>40 bis 100	>100 ¹⁾
6 geschliffen geschabt	8	9	10	11
7 oder feinst-wälzgefräst	11	13	14	16
8 steife Radkörper geschabt wälzgefräst	16	18	20	22
9	25	28	28	32
10	36	40	45	50
11	56	63	71	80
12	90	100	110	125

¹⁾ statt der angegebenen Werte können für $b > 160$ mm auch andere Sondertoleranzen vereinbart werden.

TB 21-17 Einlaufbeträge für Flankenlinien y_β in μm (nach DIN 3990)

(bei unterschiedlichen Werkstoffen für Ritzel 1 und Rad 2 gilt $y_\beta = (y_{\beta 1} + y_{\beta 2})/2$)

Vergütungsstahl, Baustahl (V : $R_m \geq 800 \text{ N/mm}^2$, St: $R_m < 800 \text{ N/mm}^2$) sowie GJS (perl, bai)

$$y_\beta = (320 \text{ N/mm}^2 / \sigma_{H\lim}) \cdot F_{\beta x} \leq \max y_\beta$$

Grauguss (GJL) und GJS (ferr)

$$y_\beta = 0.55 \cdot F_{\beta x} \leq \max y_\beta$$

Einsatzgeh. oder nitrierter Stahl

$$y_\beta = 0.15 \cdot F_{\beta x} \leq 6 \mu\text{m}$$

GJS (perl), (bai) Gusseisen mit Kugelgraphit, mit perlitischem, ferritischem, bainitischem Gefüge

Eh Einsatzstahl, einsatzgehärtet

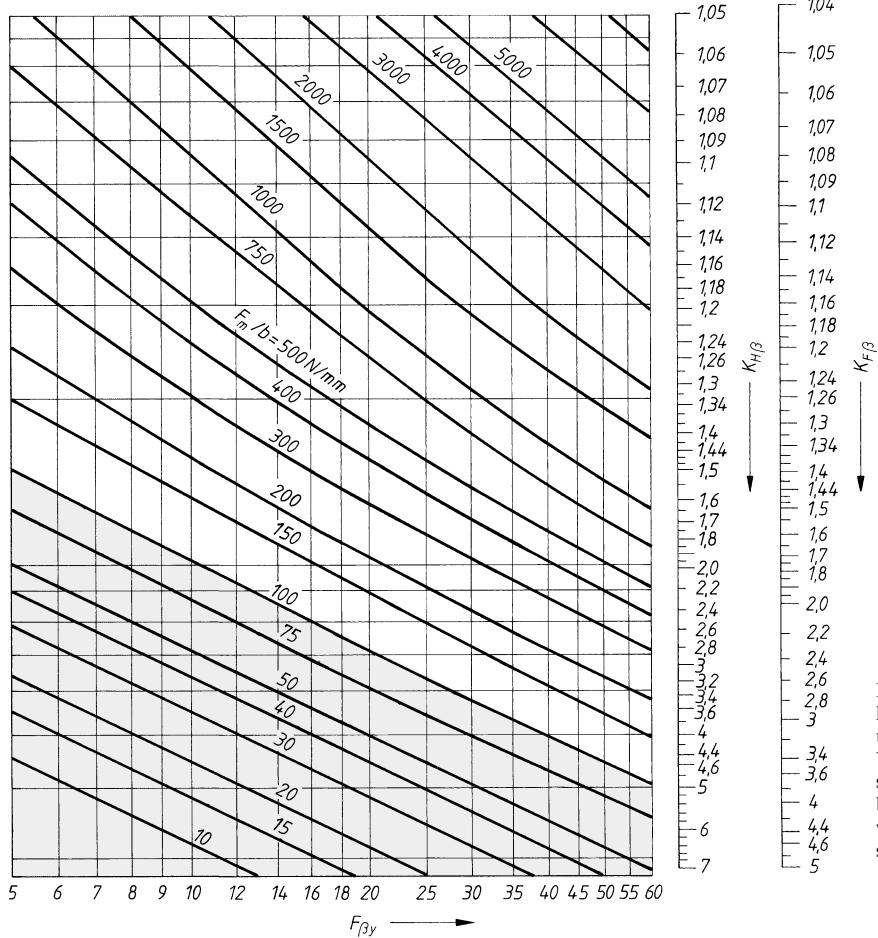
IF Stahl und GJS, induktions- oder flammgehärtet

NT Nitrierstahl, langzeit-gasnitriert

NV Vergütungs- und Einsatzstahl, langzeit-gasnitriert

TB 21-18 Breitenfaktor $K_{H\beta}$, $K_{F\beta}$, Anhaltswerte (nach DIN 3990)

Gültig für $F_m/b = K_A \cdot F_t/b \geq 100 \text{ N/mm}$, d. h. gerasterter Bereich nicht zugelassen



Bei $K_{H\beta} > 2$ ($K_{F\beta} > 1,8$) liegen die Werte erheblich über den tatsächlichen Verhältnissen, d. h. auf der sicheren Seite;
bei $K_{H\beta} > 1,5$ ($K_{F\beta} > 1,4$), wenn möglich, Konstruktion steifer ausführen.

TB 21-19 Stirnfaktoren K_{Fa} , K_{Ha}

a) vereinfachte Festlegung (nach DIN 3990)

Bei Paarung eines gehärteten Rades mit einem nicht gehärteten Gegenrad ist der Mittelwert einzusetzen. Bei unterschiedlicher Verzahnungsqualität ist von der größeren auszugehen.

			Linienbelastung $K_A \cdot F_t/b \geq 100 \text{ N/mm}$							< 100 N/mm	
Verzahnungsqualität DIN 3961 (ISO 1328)			6 (5)	7	8	9	10	11	12	6 (5) und größer	
gehärtet	Geradverzahnung $\beta = 0^\circ$	K_{Fa} K_{Ha}	1,0		1,1	1,2	$1/Y_\epsilon \geq 1,2$			2)	
	Schrägverzahnung $\beta > 0^\circ$	K_{Fa} K_{Ha}	1,0	1,1	1,2	1,4	$1/Z_\epsilon^2 \geq 1,2$			3)	
nicht gehärtet	Geradverzahnung $\beta = 0^\circ$	K_{Fa} K_{Ha}	1,0			1,1	1,2	$1/Y_\epsilon \geq 1,2$		2)	
	Schrägverzahnung $\beta > 0^\circ$	K_{Fa} K_{Ha}	1,0		1,1	1,2	1,4	$\varepsilon_{an} = \varepsilon_a / \cos^2 \beta_b \geq 1,4$		4)	

1) Einsatz- oder randschichtgehärtet, nitriert oder nitrokarboriert.

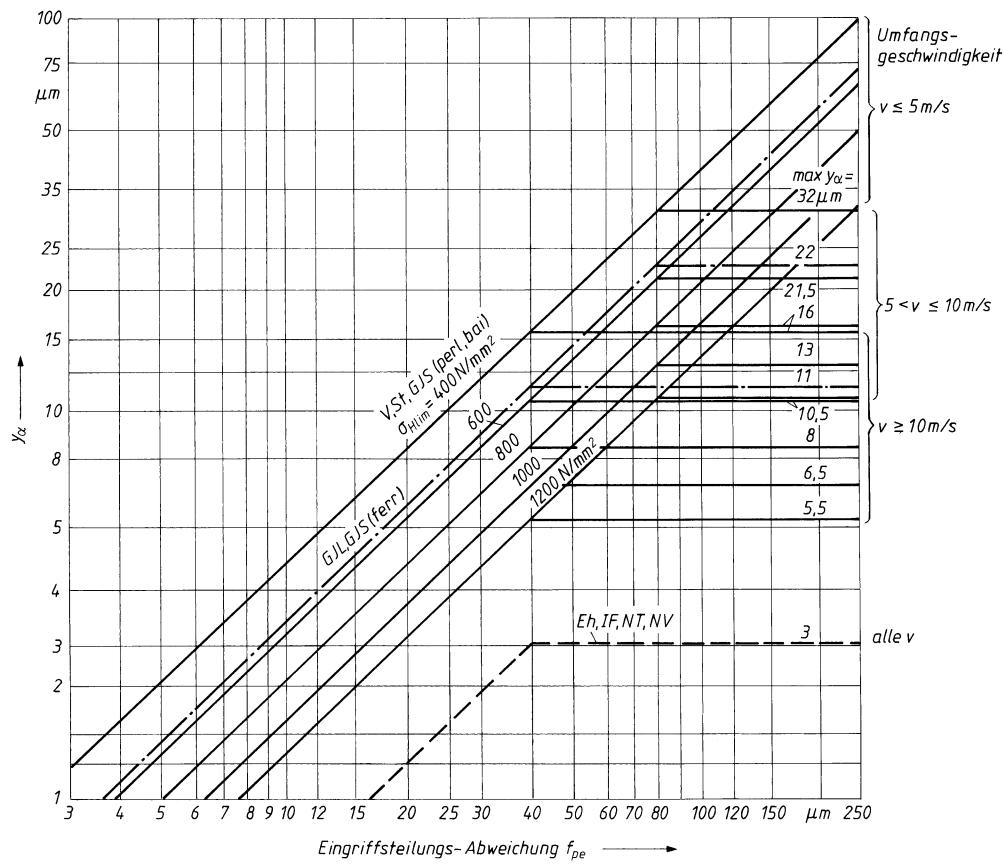
2) s. zu Gl. (21.82); 3) s. zu Gl. (21.88); 4) s. zu Gl. (21.36)

TB 21-19 Fortsetzung

b) Faktor q'_H zur Ermittlung der Eingriffsteilungsabweichung f_{pe}

Verzahnungsqualität nach DIN 3962 T1 ... T3								
	5	6	7	8	9	10	11	12
q'_H	1	1,4	1,96	2,75	3,85	6,15	9,83	15,75

c) Einlaufbetrag y_α in μm (nach DIN 3990); bei unterschiedlichen Werkstoffen für Ritzel (1) und Rad (2) gilt $y_\alpha = (y_{\alpha 1} + y_{\alpha 2})/2$



Vergütungsstahl, Baustahl ($V: R_m \geq 800 \text{ N/mm}^2$, St: $R_m < 800 \text{ N/mm}^2$) sowie GJS (perl, bai)

$$y_\alpha = (160 \text{ N/mm}^2 / \sigma_{H \min}) \cdot f_{pe} \leq \max y_\alpha$$

Grauguss (GJL) und GJS (ferr)

$$y_\alpha = 0,275 f_{pe} \leq \max y_\alpha$$

Einsatzgeh. oder nitrierter Stahl

$$y_\alpha = 0,075 f_{pe} \leq 3 \mu\text{m}$$

GJS (perl), (bai) Gusseisen mit Kugelgraphit, mit perlitischem, ferritischem, bainitischen Gefüge

Eh Einsatzstahl, einsatzgehärtet

IF Stahl und GJS, induktions- oder flammgehärtet

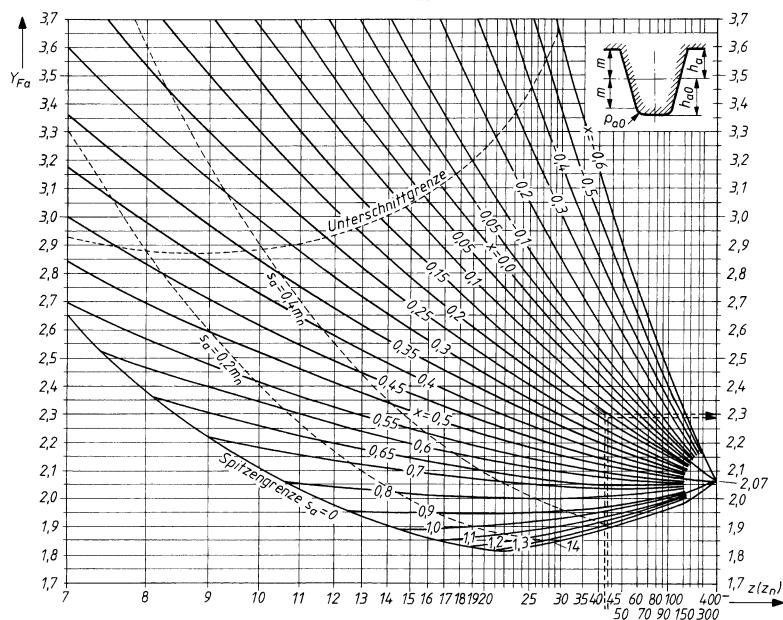
NT Nitrierstahl, langzeit-gasnitriert

NV Vergütungs- und Einsatzstahl, langzeit-gasnitriert

TB 21-20 Korrekturfaktoren zur Ermittlung der Zahndurchstoßspannung für Außenverzahnung
(nach DIN 3990)

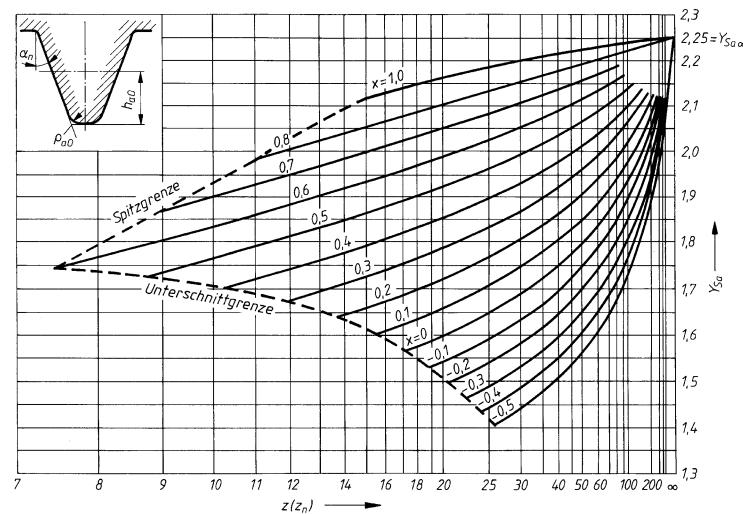
a) Formfaktor Y_{Fa}

Bezugsprofil $\alpha = 20^\circ$, $h_a = m$, $h_{a0} = 1,25 \cdot m$, $q_{a0} = 0,25 \cdot m$

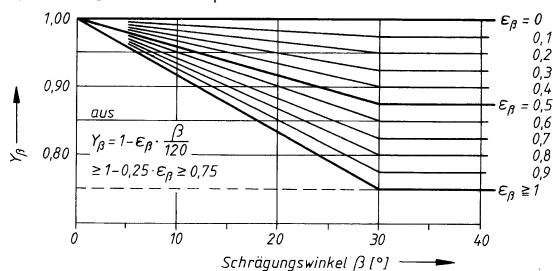


b) Spannungskorrekturfaktor Y_{Sa}

Bezugsprofil $\alpha = 20^\circ$, $h_a = m$, $h_{a0} = 1,25 \cdot m$, $q_{a0} = 0,25 \cdot m$

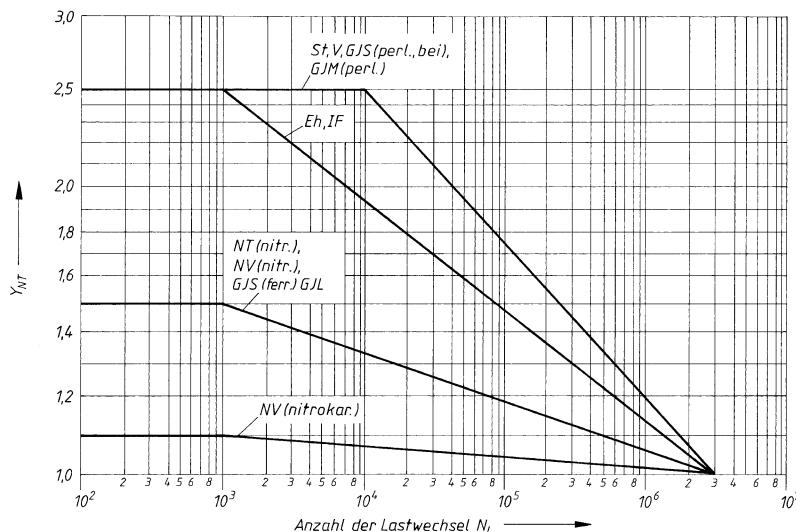


c) Schrägenfaktor Y_β

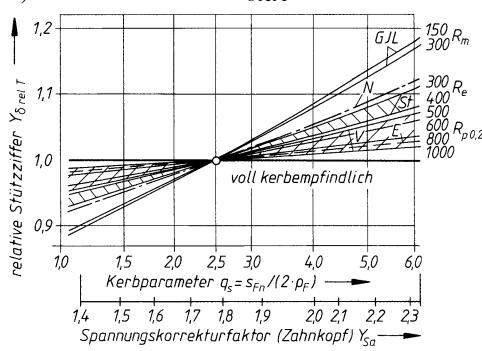


TB 21-21 Korrekturfaktoren zur Ermittlung der zulässigen Zahnußspannung für Außenverzahnung (nach DIN 3990)

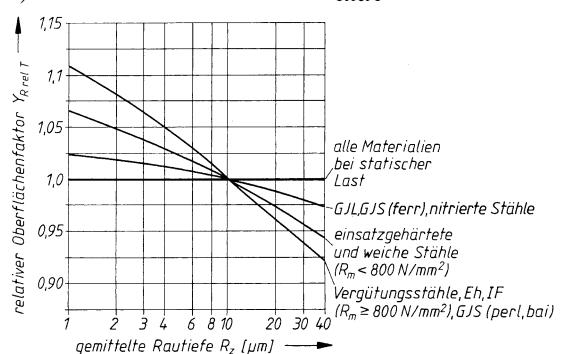
a) Lebensdauerfaktor y_{NT}



b) relative Stützziffer $Y_{\delta \text{relT}}$



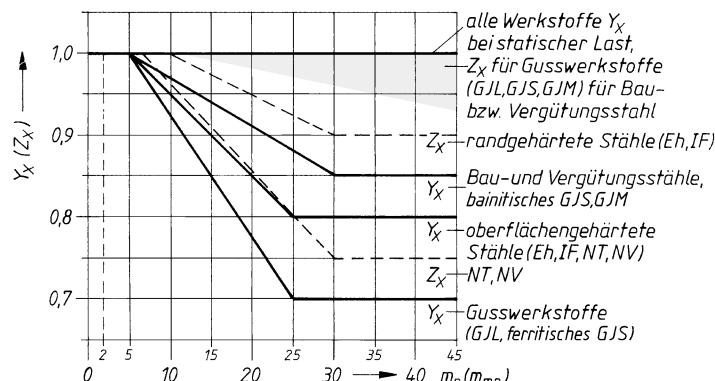
c) relativer Oberflächenfaktor $Y_{R \text{relT}}$



Bei $R_z < 1$ für Vergütungsstähle: $Y_{R \text{relT}} = 1,12$
einsatzgehärtet und weiche Stähle: $Y_{R \text{relT}} = 1,07$
GJL, GJS (ferr.) und nitrierte Stähle: $Y_{R \text{relT}} = 1,025$

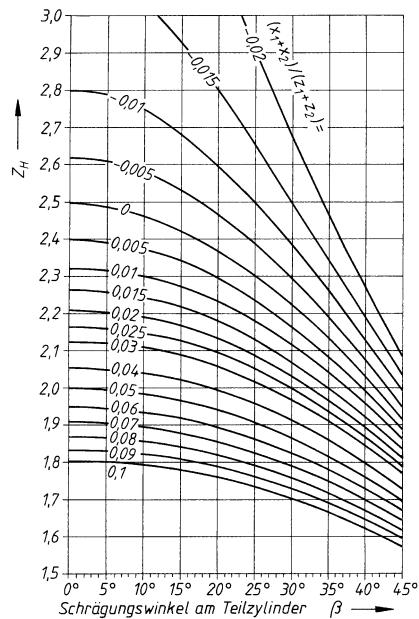
Bei $1 \mu\text{m} \leq R_z \leq 40 \mu\text{m}$ für V-Stähle: $1,674 - 0,529 (R_z + 1)^{0,1}$
Eh und weiche Stähle: $5,306 - 4,203 (R_z + 1)^{0,01}$
GJL, GJS (ferr.) und nitr. Stähle: $4,299 - 3,259 (R_z + 1)^{0,005}$

d) Größenfaktor Y_X (Zahnußspannung): Z_X (Flankenpressung)

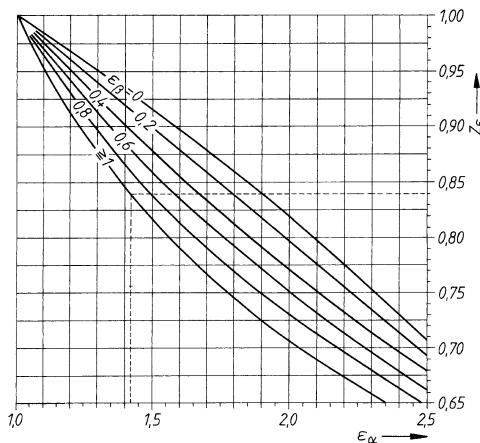


TB 21-22 Korrekturfaktoren zur Ermittlung der Flankenpressung für Außenverzahnung
(nach DIN 3990)

a) Zonenfaktor Z_H



c) Überdeckungsfaktor Z_ϵ



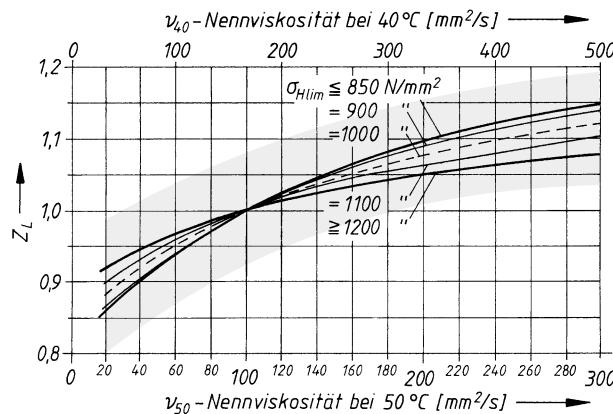
b) Elastizitätsfaktor Z_E

wenn nicht ausdrücklich angegeben Poisson-Zahl $\nu = 0,3$

Rad 1		Rad 2		
Werkstoff	Elastizitätsmodul N/mm ²	Werkstoff	Elastizitätsmodul N/mm ²	Z_E $\sqrt{N/mm^2}$
Stahl (St)	206000	Stahl (St)	206 000	189,8
		Stahlguss (GS)	202 000	188,9
		Gusseisen (GJS) mit Kugelgraphit	173 000	181,4
		Guss-Zinnbronze	103 000	155,0
		Zinnbronze	113 000	159,8
		Gusseisen (GJL) mit Lamellengraphit (Grauguss)	126 000 bis 118 000	165,4 bis 162,0
Stahlguss (GS)	202000	Stahlguss (GS)	202 000	188,0
		Gusseisen (GJS) mit Kugelgraphit	173 000	180,5
		Gusseisen (GJL) mit Lamellengraphit (Grauguss)	118 000	161,4
Gusseisen (GJS) mit Kugelgraphit	173000	Gusseisen (GJS) mit Kugelgraphit	173 000	173,9
		Gusseisen (GJL) mit Lamellengraphit (Grauguss)	118 000	156,6
Gusseisen (GJL) mit Lamellengraphit (Grauguss)	126000 bis 118000	Gusseisen (GJL) mit Lamellengraphit (Grauguss)	118 000	146,0 bis 143,7
Stahl	206000	Hartgewebe $\nu = 0,5$	7850 i. M.	56,4

TB 21-23 Korrekturfaktoren zur Ermittlung der zulässigen Flankenpressung für Außenverzahnung (nach DIN 3990); gerasterte Bereich = Streubereich

a) Schmierstofffaktor Z_L



$$Z_L = C_{ZL} + \frac{4 \cdot (1 - C_{ZL})}{\left(1,2 + \frac{134}{\nu_{40}}\right)^2}$$

$$\text{mit } C_{ZL} = \frac{\sigma_{H\lim}}{4375} + 0,6357$$

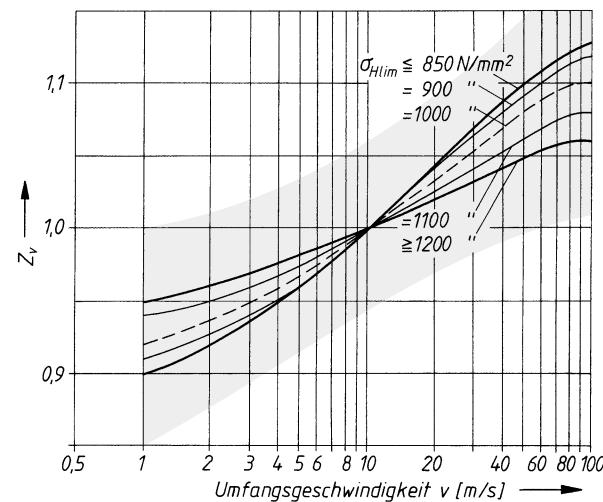
$$\text{für } 850 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \leq \sigma_{H\lim} \leq 1200 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$C_{ZL} = 0,83 \text{ für } \sigma_{H\lim} < 850 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$C_{ZL} = 0,91 \text{ für } \sigma_{H\lim} > 1200 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$\sigma_{H\lim}$ für weicheren Werkstoff
der Radpaarung

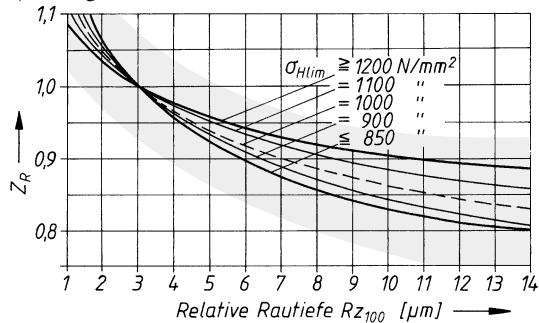
b) Geschwindigkeitsfaktor Z_v



$$Z_v = C_{Zv} + \frac{2 \cdot (1 - C_{Zv})}{\sqrt{0,8 + \frac{32}{v}}}$$

$$\text{mit } C_{Zv} = C_{ZL} + 0,02$$

c) Rauigkeitsfaktor Z_R



$$Z_R = \left(\frac{3}{Rz_{100}} \right)^{C_{ZR}}$$

$$\text{mit } C_{ZR} = 0,32 - 0,0002 \cdot \sigma_{H\lim}$$

$$\text{für } 850 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \leq \sigma_{H\lim} \leq 1200 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

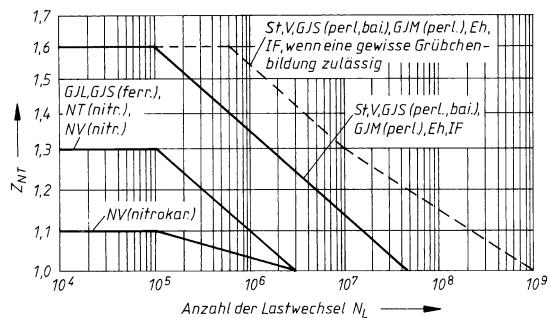
$$C_{ZR} = 0,15 \text{ für } \sigma_{H\lim} < 850 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$C_{ZR} = 0,08 \text{ für } \sigma_{H\lim} > 1200 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$Rz_{100} = 0,5 \cdot (Rz_1 + Rz_2) \cdot \sqrt[3]{100/a}$$

a: Achsabstand bzw. a_v der
Ersatz-Stirnverzahnung

d) Lebensdauerfaktor Z_{NT}



Vergütungsstahl, Baustahl (V: $R_m \geq 800 \text{ N/mm}^2$, St: $R_m < 800 \text{ N/mm}^2$) sowie GJS (perl, bai)

$$y_a = (160 \text{ N/mm}^2 / \sigma_{H \min}) \cdot f_{pe} \leq \max y_a$$

Grauguss (GJL) und GJS (ferr.)

$$y_a = 0,275 f_{pe} \leq \max y_a$$

Einsatzgeh. oder nitrierter Stahl

$$y_a = 0,075 f_{pe} \leq 3 \mu\text{m}$$

GJS (perl), (bai) Gusseisen mit Kugelgraphit, mit perlitischem, ferritischem, bainitischen Gefüge

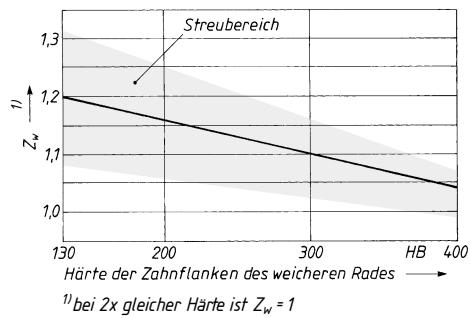
Eh Einsatzstahl, einsatzgehärtet

IF Stahl und GJS, induktions- oder flammgehärtet

NT Nitrierstahl, langzeit-gasmittiert

NV Vergütungs- und Einsatzstahl, langzeit-gasnitriert

e) Werkstoffpaarungsfaktor Z_W



¹⁾ bei 2x gleicher Härte ist $Z_W = 1$

22 Kegelräder und Kegelradgetriebe

TB 22-1 Richtwerte zur Vorwahl der Abmessungen (Kegelräder)

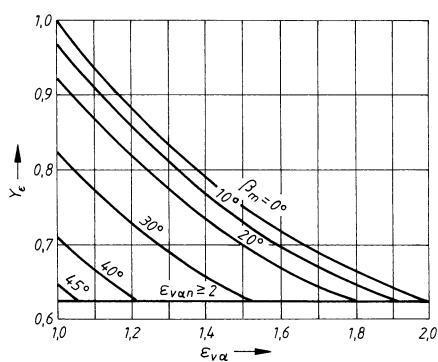
Übersetzung i Zähnezahlverhältnis u	1	1,25	1,6	2	2,5	3,2	4	5	6
Zähnezahl des Ritzels z_1	40 ... 18	36 ... 17	34 ... 16	30 ... 15	26 ... 13	23 ... 12	18 ... 10	14 ... 8	11 ... 7
Breitenverhältnis $\psi_d = \frac{b}{d_{m1}}$	0,21	0,24	0,28	0,34	0,4	0,5	0,6	0,76	0,9

TB 22-2 Werte zur Ermittlung des Dynamikfaktors K_v für Kegelräder (nach DIN 3991 T1)

a) für Geradverzahnung; b) für Schrägverzahnung

Qualität	6	7	8	9	10	11	12
K_1	9,5	15,34	27,02	58,43	106,64	146,08	219,12
K_2 a) b)				1,0645 1,0000			
K_3 a) b)					0,0193 0,0100		

TB 22-3 Überdeckungsfaktor (Zahnhfuß) Y_ϵ für $\alpha_n = 20^\circ$
(nach DIN 3991 T3)



23 Schraubrad- und Schneckengetriebe

TB 23-1 Richtwerte zur Bemessung von Schraubradgetrieben

Übersetzung i	1 ... 2	2 ... 3	3 ... 4	4 ... 5
Zähnezahl z_1	20 ... 16	15 ... 12	12 ... 10	10 ... 8
Verhältnis $y = d_1/a$	1 ... 0,7	0,7 ... 0,55	0,55 ... 0,5	

TB 23-2 Belastungskennwerte für Schraubradgetriebe

Werkstoffpaarung: $\frac{\text{treibendes Rad}}{\text{getriebenes Rad}}$	St gehärtet St gehärtet	St gehärtet Cu-Sn-Leg.	St Cu-Sn-Leg.	St, GJL GJL
Belastungskennwert C in N/mm ²	6	5	4	3

TB 23-3 Richtwerte für die Zähnezahl der Schnecke

Übersetzung i	<5	5 ... 10	>10 ... 15	>15 ... 30	>30
Zähnezahl der Schnecke z_1	6	4	3	2	1

TB 23-4 Modulen für Zylinderschneckengetriebe nach DIN 780 T2 (Auszug)

$m(m_x)$ in mm	1	1,25	1,6	2	2,5	3,15	4	5	6,3	8	10	12,5	16	20
----------------	---	------	-----	---	-----	------	---	---	-----	---	----	------	----	----

TB 23-5 Ersatz-E-Modul für Paarung mit einer Stahlwelle ($E_1 = 210\,000 \text{ N/mm}^2$)

Schneckenradwerkstoff	GZ-CuSn12	GZ-CuSn12Ni	GZ-CuAl10Ni	GJS-400	GJL-250
E_{red} in N/mm ²	140144	150622	174053	209790	146955

TB 23-6 Grübchenfestigkeit $\sigma_{H\lim T}$

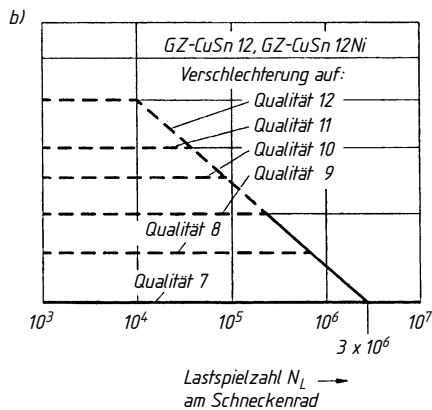
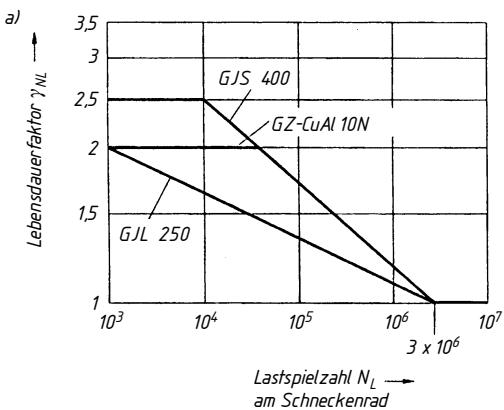
Schneckenradwerkstoff	GZ-CuSn12	GZ-CuSn12Ni	GZ-CuAl10Ni	GJS-400	GJL-250
$\sigma_{H\lim T}$ in N/mm ²	425	520	660	490	350

TB 23-7 Schub-Dauerfestigkeitswerte $\tau_{F\lim T}$

Schneckenradwerkstoff	GZ-CuSn12	GZ-CuSn12Ni	GZ-CuAl10Ni	GJS-400	GJL-250
Schub-Dauerfestigkeit $\tau_{F\lim T}$ in N/mm ²	92	100	128	115	70

TB 23-8 Lebensdauerfaktor Y_{NL}

- für Räder aus GJL-250, GJS-400 und GZ-CuAl10Ni
- für Räder aus GZ-CuSn12, und GZ-CuSn12Ni



Automatisch produktiver.



Das Potenzial von Werkzeugmaschinen ausschöpfen. KUKA Roboter steigern die Wirtschaftlichkeit Ihrer Werkzeugmaschinen souverän. Durch intelligente Automatisierung schöpfen Sie die volle Leistungsfähigkeit aus, steigern die Rendite und entwickeln ganz neue Qualität. Mit zukunftsweisenden Technologien Automatisierungsaufgaben einfach und effizient lösen. Unser Anspruch – die Basis für Ihren Erfolg.

Alles, was Ihre Werkzeugmaschine
leistungsfähiger macht: kuka-roboter.de

KUKA

Sachwortverzeichnis

- A** Abbrennstumpfschweißen 128
 Abdeckzscheibe, federnde 710
 Abdichtung gegen axiale Flächen 710
 Abdichtung gegen radiale Flächen 708
 abgeleitete Reihe 6
 Abmaß 28
 –, oberes 28
 –, unteres 28
 Abminderungsfaktor 165
 Abnutzungszuschlag 183
 Abschertragfähigkeit 212, 271
 Abspererventil 675
 Abstreifring 714
 Achsabstand 659, 747, 752, 815, 826
 Achsabstandstoleranz, Stirnradgetriebe 769
 Achse 364
 –, Ablaufplan für Entwurfsberechnung 378
 –, Ablaufplan für vereinfachten Festigkeitsnachweis 378
 –, angeformte 371
 –, Durchbiegung 382
 –, feststehende 364
 –, umlaufende 364
 –, vereinfachter Festigkeitsnachweis 379
 –, zylindrische 371
 Achsenwinkel
 –, Kegelradgetriebe 792
 –, Schraubradgetriebe 814
 AD 2000-Regelwerk 181
 AD-Merkblatt 156
 Allgemeintoleranz für Schweißkonstruktion 142
 Alterungsbeständigkeit 109
 Aluminiumbau, Nietverbindung 216
 Aluminiumhartlot 115
 Aluminiumniet 217
 Anforderungsliste 15
 angeformte Achse 371
 angestellte Lagerung 522
 Anisotropie 52
 Anlaufdrehmoment 436, 439
 Anlaufkupplung 477, 482
 Anschluss
 –, momentbelasteter 275
 –, schubbelasteter 275
 Anschlusswinkel 214
 Anstrengungsverhältnis 48
 Antriebsleistung 659
 Antriebszapfen 374
 Anwendungsfaktor K_A 49, 72, 177, 780
 Anziehdrehmoment 261
 Anziehen 271
 Anziehen der Schraubenverbindung 259
 –, drehmomentgesteuertes 262
 –, drehwinkelgesteuertes 262
 –, hydraulisches 263
 –, streckgrenzgesteuertes 263
 Anziehfaktor 263
 Anziehverfahren 262
 äquivalente Kraft 49
 äquivalentes Drehmoment 49
 arbeitsbetätigte Kupplung 470
 Arbeitsposition (Schweißen) 145
 Arbeitstemperatur (Hartlote) 115
 Armatur 672
 Armaturenart 672
 Asynchronkupplung 482
 Außenführung 658
 Außenzentrierung 401
 äußere Teilkegellänge 796
 äußerer Fußkreisdurchmesser 800
 äußerer Kopfkreisdurchmesser 800
 äußerer Teilkreisdurchmesser 795, 800
 äußeres Modul 795
 Aufbau der Wälzlager 510
 Auflegeweg (Riemen) 639
 Auftragsschmierung 735
 Augenlager 508, 585
 Augenstab 296–297
 Ausarbeiten 15
 Ausarbeitungsphase 18
 Ausbeute (Riementrieb) 631
 Ausfallwahrscheinlichkeit 540
 Ausführung 345
 Ausgleichskupplung 452
 Auslegung der schaltbaren Reibkupplung 448
 Auslegung des Riemengetriebes 630
 Auslegung nachgiebiger Wellenkupplung 445
 Ausrückgetriebe 626
 Ausschlagfestigkeit 259
 Ausschlagkraft 255
 Ausschlagspannung 249, 258
 austenitischer Stahl 134
 Auswahl der Welle-Nabe-Verbindung 396
 Auswahl einer Dichtung 699
 Auswahl einer Kupplung 485
 Auswahl Wälzlager 524
 Auswahlreihe 6
 Auswirkung des Schweißvorganges 129
 Axial-Gleitlager 589
 Axial-Kippsegment-Lager 593
 Axial-Pendelrollenlager 519
 Axial-Rillenkugellager 518
 Axial-Schrägkugellager 519
 axiale Flächen, Abdichtung 710
 axiale Führung 367
 axiale Labyrinthdichtung 716
 Axialfedersteife 448
 Axialgleitlager 605
 –, Berechnung 605
 Axialkraft 780, 804, 817
 Axialkraftkomponente, innere 537
 Axiallager 508
 Axialschnitt (Zahnrad) 824
 Axialteilung 824

B Backenbremse 490
 Backring 713
 Basiszeichen 520
 Bauelement, wälzgelagertes 544
 Bauform 669
 Bauformen 489
 Baumaße der Wälzlager 520
 Baustahl, unlegierter 133

- Bauteil 274
 –, gelochtes 210
 –, Grenztragfähigkeit 274
 –, Querschnittswert 209
 –, Schweißbarkeit 132
 –, Spannungsverteilung im gekerbt 59
 –, Spannungsverteilung im nicht gekerbt 59
 Bauteildauerfestigkeit 65
 Bauteilstiffigkeit 44, 64
 –, dynamische 58
 – gegen Fließen 57
 – gegen Gewaltbruch 57
 –, statische 57
 Bauteilgröße 63
 Bauteilkenngrößen bei Clinch-verbindungen 224
 Bauteilwechselstiffigkeit 65
 Beanspruchbarkeit 165, 172
 Beanspruchung 47, 106
 –, dynamische 690
 –, Kennzahl der dynamischen 536
 –, statische 689
 –, zeitlicher Verlauf 47
 –, zusammengesetzte 46, 180
 Beanspruchung der Schraube beim Anziehen 264
 Beanspruchungs-Zeit-Verlauf 48
 Beanspruchungsart 44f., 48
 Beanspruchungsarten der Punktschweißung 159
 Beanspruchungsdauer 52
 beanspruchungsgerechtes Gestalten 21
 Beanspruchungsgeschwindigkeit 52
 Bearbeitungsleiste 151
 bedingt lösbare Berührungs-dichtung 700
 Befestigungsschraube 230
 Behälterwand, Ausschnitt 185
 Belastung 44, 537
 –, dynamisch äquivalente 535
 –, statisch äquivalente 534
 –, veränderliche 538
 Belastung von Lagern 537
 Belastungsart 44
 Belastungseinflussfaktor 780
 Belastungskennwert 818
 Belastungszyklus
 –, linearer 539
 –, periodischer 538
 Bemaßung der Schweißnaht 144
 Berechnen der Achsen/Wellen, Entwurf 378
 Berechnen der Bolzenverbin-dungen im Maschinenbau 295
 Berechnung der Achsen/Wellen, Verformung 381
 Berechnung der Keilwellen-verbindung 402
 Berechnung der Klebverbindung 110
 Berechnung der Klemm-verbindung 424
 Berechnung der Lötverbindungen 120
 Berechnung der Nabens-abmessung 403
 Berechnung der Passfeder-verbindung 400
 Berechnung der Punktschweiß-verbindung 175
 Berechnung der Radialgleit-lager 595
 Berechnung der Schweiß-konstruktion 160
 Berechnung der Schweißnaht im Stahlbau 169
 Berechnung der Stift-verbindung 303
 Berechnung der Zahnwellen-verbindung 402
 Berechnung des Kegelpress-verbands 414
 Berechnung des Kegelspann-systems 420
 Berechnung des Press-verbandes 406
 Berechnung geschweißter Druckbehälter 181
 Berechnung von Achsen/Wellen, Festigkeitsnachweis 379
 Berechnungsbeispiele (Rohrleitungen) 693
 Berechnungsgrundlagen (Rohrleitungen) 686
 Berechnungskonstante 691
 Berechnung der Rohrwanddicke gegen Innendruck 688
 Berührungsabdichtung 701
 –, bedingt lösbare 700
 –, berührungslose 700
 –, hermetische 700
 –, lösbare 700
 –, unlösbare 700
 Berührungsabdichtungen zwischen relativ bewegten Bauteilen 707
 Berührungsabdichtungen zwischen ruhenden Bauteilen 700
 berührungsfreie Dichtung 715
 berührungsfreie Schutzdichtung 715
 berührungslose Dichtung 700
 Beschleunigungs-drehmoment 439f.
 Betriebsdruck, zulässiger 691
 Betriebseingriffswinkel 746
 Betriebsfaktor 49
 Betriebsfestigkeit 55
 Betriebsfestigkeitsnachweis (Krantragwerk) 220
 Betriebskreisfrequenz 444
 Betriebslagerspiel 596
 Betriebstemperatur
 –, Einfluss auf die Ölviskosität 92, 566
 –, Einfluss auf Festigkeit 52
 –, Einfluss auf Lager-lebensdauer 539
 Betriebswälzkreis 746
 Beulen 44, 46
 Bewegungsschraube 232, 277
 –, Entwurf 278
 –, Nachprüfung auf Festigkeit 278
 –, Nachprüfung auf Knickung 280
 –, Wirkungsgrad 282
 Bewertung 19
 –, Bewertungsfaktor 19
 –, Punktbewertung 19
 –, technische 20
 Bewertungsfaktor 19
 Bewertungsgruppe 118, 142f.
 Bewertungsverfahren 19
 Bezeichnung genormter Muttern 238
 Bezeichnung genormter Schrauben 238
 Bezeichnung Niet 205
 Bezeichnungssystem 115
 Beziehung
 –, geometrische 637
 –, kinematische 637
 bezogenes Spannungs-gefälle 61
 Bezugsdrehzahl, thermische 541
 Bezugs-Planrad 794
 Bezugszeichen 143
 Biegebeanspruchung, Verformung bei 382
 Biegendrillknicken 163
 Biegefließgrenze 52
 Biegefrequenz 643
 Biegeknicken 163
 biegekritische Drehzahl 385
 biegenachgiebige Ganzmetall-kupplung 455
 Biegeschwingung 384
 Biegespannung 45, 634
 Biegeträger, geschweißter 167
 Biegeträger mit Längsnaht-berechnung 175



Accelerate your Career

BEI KNORR-BREMSE IN

MÜNCHEN.

Der Knorr-Bremse Konzern ist weltweit der führende Hersteller von Brems- und Sicherheitssystemen für Schienen- und Nutzfahrzeuge. Mehr als eine Milliarde Menschen vertrauen täglich unseren Systemen. Durch die Innovationskraft und die Leidenschaft unserer Mitarbeiter machen wir Schiene und Straße sicherer. Jeden Tag – seit 110 Jahren. Knorr-Bremse bietet engagierten Studenten/Absolventen (m/w) und Young Professionals (m/w) optimale Voraussetzungen für ihre spätere berufliche Karriere.

Student

für Praktika, Werkstudententätigkeiten oder Abschlussarbeiten (Bachelor/Master/Diplom)

Absolvent

für den direkten Berufseinstieg oder zur Teilnahme an unserem 18-monatigen Management-Entwicklungsprogramm (MEP)

Mehr Information im Stellenmarkt unter www.knorr-bremse.de



KNORR-BREMSE 

IHR SPEZIALIST FÜR INDUSTRIELLE DÄMPFUNGSTECHNIK



Industriestoßdämpfer · Sicherheitsstoßdämpfer · Strukturdämpfer ·
Rotationsbremsen · Bremszylinder und Ölbremsen · Industriegasfedern · Klemmelemente · Schwingungsisolierung

www.ace-ace.de

ACE

an SKF Group brand

- Biegeträger mit Querkraft 175
Biegewechselfestigkeit 122
biegsame Welle 365
Biegung 45
–, Torsion 57
–, Wechselfestigkeitswert 57
Bindefestigkeit 107f.
Blattfeder 328
–, Dreieck 329
–, geschichtete 330
–, Parabelfeder 329
–, Rechteck 328
–, Trapezfeder 329
Blei-Zinn-Legierung 575
Blindniet 200
Blindnietelement 203
Blocklänge 346
Blockspannung 341
Blockversagen von Schrauben-
gruppen 274
Boden, ebener 185
Bohrungskennzahl 520
Bolzen 292
Bolzen mit Kopf und Gewinde-
zapfen 292
Bolzen mit Kopf und mit
Splintloch 292
Bolzen ohne Kopf 292
Bolzen ohne Kopf und mit
Splintloch 292
Bolzenform 292
Bolzenkette 649
Bolzenkupplung, elastische 462
Bolzenquerschnitt, Spannungs-
verteilung 295
Bolzenverbindung 293, 311
–, Berechnung 295
–, Entwerfen 293, 296
–, Gestalten 293, 296
Breite des Schneckenrades 826
Breitenfaktor 781
Breitenreihe 520
Breitenverhältnis 577, 802
Breitkeilriemen 621
Bremse
–, Berechnung 489
–, Bremsmoment 489
–, Bremszeit 489
–, Funktion 488
–, mechanische 489
–, Wärmelastung 489
Bremsmotor 490
Bremszeit 489
Brinellhärte 52
Bruchmechanik 44
Buchsenkette 651
CARB-Lager 517
CAx-System 24
CEN 2
- Chromstahl, ferritischer 134
CIP (Cured-In-Place) 704
Clinchen 223
Clinchverbindung 221
Connex-Spannstift 303
- Dachmanschettensatz** 713
Dämpfung 436, 444
Dämpfungsfaktor 325
Darstellung der Rohrleitung
686
Dauerbruch 54
Dauerfestigkeit 54, 108
Dauerfestigkeitschaubild
(DFS) 56
–, DFS nach Goodman 56
–, DFS nach Haigh 56
–, DFS nach Moore-Kommers-
Jasper 56
–, DFS nach Smith 56, 66
Dauerhaltbarkeit der Schrauben-
verbindung 258
Dauerschmierung 529
Deckellager 585
Deckscheibe 512
Dehngrenze 50
Dehnschlupf 632
Dehnschraube 237, 246
Dehnspannung 624
Dehnungsausgleicher 683
Dehnungsbogen 683
Delta-Ring 705
Dezimalklassifikation 5
DFS 56
Dichtfläche bei Flansch-
verbindung 680
Dichtheit, technische 698
Dichtkräfte in Flansch-
verbindungen 702
Dichtlamelle 715
Dichtmasse, viskos aufgetragene
704
Dichtscheibe 512, 710
Dichtsystem 715
Dichtung 698
–, Auswahl 699
–, Backring 713
–, berührungslose 700
–, CIP (Cured-In-Place) 704
–, Delta-Ring 705
–, Diffusionsverlust 698
–, dynamische 698, 700, 707
–, FIP (Formed-In-Place) 704
–, hermetische 706
–, integrierte elastomere 704
–, selbsttätige 705
–, statische 698, 700
- Dichtung für Drehbewegung
707
- Dichtung für Längsbewegung
712
Dichtung mit Sperrflüssigkeit
715
Dichtungsauswahl, Kriterien
699
- Dichtungskennwert 702
Dichtungsschraube 232
Dichtungswerkstoffe,
Eigenschaften 699
- Differentialbauweise 217
Differenzgewinde 247
Diffusion 114
Diffusionsverlust 698
DIN-Norm 2
- Direktlagerung 539
Dispersionsklebstoff 104
Doppel-T-Stoß 138
Doppelkeilriemen 621
Drahtdurchmesser 332
Drahtsicherung 239
Drehfeder 331f.
Drehfedersteife 444
Drehflankenspiel 768
Drehmoment
–, äquivalente 49
–, übertragbares 449
Drehmoment-Drehzahl-
Kennlinie 441
Drehmomente bei Reib-
kupplung 449
Drehmomentstoß 443, 446
Drehnachgiebigkeit einer
Kupplung 461
Drehnachgiebigkeit von
Kupplungen 436
Drehschwinger 387
Drehschwingung 384
Drehstabfeder 343
–, Berechnung 344
Drehverbindung 545
drehwinkelgesteuertes
Anziehen der Schrauben-
verbindung 262
- Drehzahl 384
–, biegekritische 385
–, kinematisch zulässige 541
–, kritische 384
–, veränderliche 538
–, verdrehkritische 387
drehzahlbetätigtes Kupp-
lung 477
Drehzahleinfluss bei Press-
verbänden 413
Drehzahlfaktor 536
Drehzahlkennwert 529
Dreieck-Blattfeder 329
Druck 45, 57
Druckbehälter 156
–, Abnutzungszuschlag 183

- , allgemeine Festigkeitsbedingung 186
- , Ausschnitte im 186
- , Berechnung 181
- , ebene Platte 185
- , ebener Boden 185
- , erforderliche Wanddicke 183
- , gelöteter 121
- , geschweißter 181
- , gewölbter Boden 184
- , Zuschlag bei Wanddickenunterschreitung 183
- Druckfeder
- , kaltgeformte 345
- , Summe der Mindestabstände 346
- Druckhülse 422
- Druckmittelpunkt 512
- Druckprüfung 691
- Druckrohr aus duktilem Gusseisen 670
- Druckspannung 45
- Druckstab 163
- Druckstoß 692
- Druckumlaufschmierung 582
- Druckverlauf 605
- Druckverlust 686f.
- Druckverteilung 569
- Druckwinkel 510, 537
- Dübelformel 175
- Dunkerleysches Gesetz 386
- Duplexbremse 490
- Durchbiegesicherheit 832
- Durchbiegung, rechnerische Ermittlung 382
- Durchdringungskerben 61
- Durchgangsventil 674
- Durchhang des Kettenturms 661
 - , relateriv 661
- Durchzugsgrad 632
- Durchzugsnietdorn 203
- DVS-Merkblatt 2
- Dynamikfaktor K_V 780
- dynamisch äquivalente Lagerbelastung 537, 549
- dynamische Beanspruchung 690
- dynamische Dichtung 698, 700, 707
- dynamische Kennzahl 533
- dynamische Lagerbelastung 533
- dynamische Querkraft 257
- dynamische Tragfähigkeit 533f.
- dynamische Tragzahl 533, 535
- dynamische Viskosität 91, 566
- dynamischer Festigkeitsnachweis 71, 379
- dynamischer Festigkeitswert 53
- ebene Platte 185
- ebener Boden 185
- Eckstoß 138
- Eckventil 674
- effektive Wärmeübergangszahl 600
- Eigenkreisfrequenz 385, 444
- Eigenschaften von Dichtungswerkstoffen 699
- Eigenschaften von Klebeverbindungen 107
- Eigenschaften von Loten 115
- Eigenschaften von Schmierstoffen 529
- Eigenschaften von Schweißzusatzwerkstoffen 136
- Einbau 708
- Einbau von Radial-Wellendichtringen 709
- Einbau-Lagerspiel 596
- Einbau-Sintermetall-Lager 585, 589
- Einbaulager 508
- einfache Spaltdichtung 715
- Einflächenkopplung 470
- Einfluss auf die Bauteilfestigkeit 63
- Einflussfaktor
 - , Bauteilgröße 63
 - , Oberflächenverfestigung 63
- Einflussfaktor der Oberflächenrauheit 62
- Einflussfaktoren auf Bauteildauerfestigkeit 59
- Einflussfaktoren bei Zahnrad-Tragfähigkeitsberechnung 780
- Eingriffsteilung 746, 748
- Eingriffsverhältnis 797, 800
- Einheitsbohrung, Passsystem 34
- Einheitswelle, Passsystem 34
- Einlaufverhalten 573
- Einlegekeil 426
- einreihiges Schräkgugellager 513
- Einscheiben-Spurlager 607
- Einspannbedingung 293
- Einspannbuchse 303
- Einteilung der Federn 326
- Einteilung der Getriebe 718
- Einteilung der Kupplungen 438
- Einteilung der Lager 508
- Einteilung der Maschinenelemente 230
- Einteilung der Schraubenverbindungen 230
- Einteilung der Welle-Nabe-Verbindungen 396
- Einteilung von Dichtungen 700
- Eisen-Kohlenstoff-Gusswerkstoff 134
- elastische Bolzenkopplung 462
- elastische Formänderung 50
- elastische Klauenkopplung 462
- elastische Längenänderung 252
- elastische Nachgiebigkeit 252
- elastisches Verhalten 633
- Elastizitätsfaktor 787
- Elastizitätsgrenze 50
- elektromagnetisch betätigtes Kupplung 470
- Elektronenstrahlschweißen 126
- Endkraterabzug 177
- Ensat-Einsatzbüchse 237
- entkohlend geglühter Temperguss 134
- Entlastung der Lötverbindung 119
- Entlastungskerben 62
- Entlastungsventil 674
- Entwerfen 15
- Entwerfen der Bolzenverbindung 293, 296
- Entwerfen der Lötverbindung 118
- Entwerfen von Achsen, Wellen 368
- Entwerfen von Bewegungsschrauben 278
- Entwerfen von Rollenkettengetrieben 656
- Entwerfen von Schraubenverbindungen 248
- Entwerfen von Wälzlagern 522
- Entwurfsberechnung, Nietverbindung 213
- Entwurfsdurchmesser, Ermittlung 377
- erforderliche Sicherheit 44, 68
- erforderliche Überlappungslänge 121
- erforderliche Wanddicke 183
- erforderlicher Spannungsquerschnitt 249
- Ergänzungskegel 794
- Ergänzungssymbol 143
- Ermittlung der angreifenden Belastung 177
- Ermittlung der Gestaltfestigkeit 64
- Ermüdungsbruch 54
- Ermüdungsfestigkeitsnachweis 71
- Ermüdungsgrenzbelastung 540
- Ermüdungslaufzeit 535, 540
- Ermüdungslebensdauer 539
- erreichtbare Lebensdauer 539

- erreichbare Lebensdauer bei veränderlichen Betriebsbedingungen 540
Ersatzrad 764
Ersatzzähnezahl 764
Erzeugungs-Wälzkreis 746
Erzeugungseingriffswinkel 746
ETP-Spannbuchse 422
Euler, Knickspannung 280
Eurocode 3 160, 208, 215
Eurocode 9 208, 215
Evolventen-Bogenzahn 799
Evolventenfunktion 755
Evolventenverzahnung 728
experimentell bestimmte Kerbwirkungszahl 61
Expertensystem 25
exzentrisches Spannrad 662
Exzentrizität, relative 596
Eytelweinsche Beziehung 631
- Fächerscheibe 239, 269
Fachwerk, geschweißtes 154
Fallposition 146
Faltenbalg 707
Federgeometrie 339
Federkraft 329, 339
Federkraft bei Planlage 340
Feder 321
–, biegebeanspruchte 328
–, Blattfeder 328
–, Drehfeder 331
–, Drehstabfeder 343
–, Gemischtschaltung 323
–, kegelige Schraubendruckfeder 353
–, Parallelschaltung 323
–, Reihenschaltung 323
–, Ringfeder 327
–, Schraubenfeder 345
–, Spiralfeder 334
–, Tellerfeder 336ff.
–, torsionsbeanspruchte 343
–, zylindrische Schraubenfeder 345
federnde Abdeckscheibe 710
Federpaket 339
Federrate 340, 345
Federring 239, 269
Federsäule 339
Federscheibe 239, 269
Federstecker 309
Federungsarbeit 329, 340
Federwirkung 336
Feingewinde 232
Feinkornbaustahl,
schweißgeeigneter 133
ferritischer Chromstahl 134
fertigungsbedingte Schweißsicherheit 136
- Fertigungserleichterung 119
fertigungsgerechtes Gestalten 21
Fertigungsschweißung 134
Fertigungsverfahren 22
Fest-Los-Lagerung 522
Festforderung 17
Festigkeitsbedingung,
allgemeine (Druckbehälter) 186
Festigkeitsberechnung,
praktische 69
festigkeitsgerechtes Gestalten 21
Festigkeitskennwert 183
Festigkeitsklasse 240
Festigkeitsnachweis 44, 219
–, allgemeiner 44
–, dynamischer 71, 73
–, statischer 57, 70
Festigkeitsnachweis von Achsen/Wellen 379
Festigkeitsnachweis von Lötvbindungen 120
Festigkeitswert
–, dynamischer 53
–, statischer 49
Festkörperreibung 562
Festlager 506
Festlegen, Zähnezahl 657
Festschmierstoff 580
feststehende Achse 364
Feststoffschmierung 531
Fettmenge 529
Fettschmierung 529, 580
fiktive pseudoelastische Spannungsschwingbreite 690
Filzring 709
FIP (Formed-In-Place) 704
Fitting 681
Flachdichtung 702
Flächendichtung 701
Flächenmaßstab 9
Flächenpressung 345
Flächenpressung an der Auflagefläche 249, 266
Flächenpressung des Gewindes 281
Flachkeil 426
Flachnaht 140f.
Flachriemenscheibe 628
Flachrundniet 201
Flachsenknie 201
Flankenlinienabweichung 781
flankenoffene Ausführung 621
Flankenpressung 785, 787
Flankenprofil 726
Flankenspiel 767
Flankenzentrierung 401
- Flansch, Gestaltung bei Flachendichtung 704
Flanschläger 508, 545, 585
Flanschverbindung 679
–, Dichtfläche 680
–, Dichtkräfte 702
Fließgrenze 51f.
fliegende Lagerung 506
Fliehkörper-Kupplung 477
Fliehkraft 385, 631
Fliehkraftkupplung 475, 477
Fliehkraftspannung 634
Fliehzug 664
Flügelmutter 237
Flüssigkeitsreibung 562
Flussmittel 115f.
Flussmittel zum Hartlöten 116
Flussmittel zum Weichlöten 116
Flyerkette 649
Förderkette 651
Forderung 17
Formänderung
–, elastische 50
–, plastische 50
Formdichtung 702, 713
Formfaktor 784
formgerechtes Gestalten 23
formschlüssige Schaltkupplung 464
formschlüssige Verbindung 396
formschlüssige Welle-Nabe-Verbindungen 396
formschlüssiges Sicherungselement 239, 269
Formstück 672
Formtoleranz 30
Formzahl 60
–, plastische 58
formzahlabhängiger Größen-einflussfaktor 61, 63
Fortpflanzungsgeschwindigkeit, Druckwelle 692
Freidrehung, Durchmesser 657
Freilaufkupplung 478
fremdbetätigte Kupplung 464
Fress-Tragfähigkeit 777
Fressen 776
Fußhöhe 825
Fußkegelwinkel 797
Fußkreisdurchmesser 656, 747, 762, 825f.
Fugenlöten 113
Fugenvorbereitung 141
Führung, axiale 367
Führung der Kette 653
Führungs gewinde 281
Führungsring 715
Führungszapfen 372
Fülldruck, kapillarer 114

- Funktion
–, Bremse 488
–, Dichtungen 698
–, Klebverbindungen 102
–, Lötverbindungen 113
–, Schraubenverbindung 230
–, Wälzlagern 506
–, Zahnrädergetriebe 720
- Funktion, Achsen, Wellen 364
–, Kupplungen 434
–, Welle-Nabe-Verbindung 396
- Funktion, Rohrleitung 669
- Funktionsfläche 720
- funktionsgerechtes Gestalten
21
- G**
Galling 777
Gallkette 649
Gamma-Ring 710
Ganzmetallkupplung, biege-nachgiebige 455
Ganzmetallmutter, selbst-sichernde 239
gasgeschmiertes Lager 572
Gasschmelzschweißen 126
Gebrauchs dauer 540
Gebrauchstauglichkeit 273
geeignetes Schweißverfahren
129
GEH 46
–, Gestaltänderungsenergie-hypothese 180
Gehäusegleitlager 585
gekreuzter Riementrieb 624
gekröpftes Verbindungsglied
654
Gelenkbolzen 292
Gelenke 296, 456
Gelenkkette 649
Gelenklager 508
Gelenkverbindung 311
Gelenkverbindung im Stahlbau
311
Gelenkwelle 364, 456, 460
gelochtes Bauteil 210
gelötete Druckbehälter 121
Gemischbauweise 155
Gemischschaltung 323
gemittelte Rautiefe 36
geometrische Beziehung 637
geometrischer Größeneinfluss-faktor 63
gerades Rohr aus Stahl 689
geradverzahntes Kegelrad
792
Gerätebau, Nietverbindung
im 218
Gesamtbelastungseinfluss 783
Gesamteinflussfaktor 64
gesamter Druckverlust 687
- gesamter erforderlicher
Schmierstoffvolumen-strom 611
gesamter Schmierstoff-durchsatz 602
Gesamtfunktion 17
Gesamtschraubenkraft 255,
703
Gesamtsicherheit 68
Gesamtsicherheitsnachweis 68
Gesamtspannung im
Lasttrum 634
Gesamtüberdeckung 763, 801
Gesamtwirkungsgrad 736
Gesamtzahl der Windungen
346
geschichtete Blattfeder 330
geschlitzte Hebelnabe 425
geschränkter Riementrieb 624
geschweißtes Fachwerk 154
geschweißtes Maschinenteil
155
geschweißtes Stahlrohr 669
Geschwindigkeitsfaktor 788
Geschwindigkeitsstoß 443
Gestaltabweichung 36, 36f.
Gestaltänderungs-energiehypothese 46, 180
Gestaltausschlagfestigkeit 65f.
Gestaltdauerfestigkeit 65
Gestalten 21
–, beanspruchungsgerechtes 21
–, fertigungsgerechtes 21
–, festigkeitsgerechtes 21
–, formgerechtes 23
–, funktionsgerechtes 21
–, instandhaltungsgerechtes 23
–, montagegerechtes 22
–, recyclinggerechtes 23
–, schweißgerechtes 147f.
–, werkstoffgerechtes 21
Gestalten der Bolzenverbindung
293, 296
Gestalten der Keilverbindung
427
Gestalten der Klebverbindung
106, 109
Gestalten der Klemmverbindung
424
Gestalten der Lötverbindung
118
Gestalten des Gehäuses um
Getriebe 740
Gestalten des Gewindeteils
242
Gestalten des Kettenrades 658
Gestalten des Längspressver-bandes 405
Gestalten des Ölpress-verbandes 405
- Gestalten des Querpress-verbandes 405
Gestalten des Riemens,
Riemenscheibe 628f.
Gestalten des Rollenketten-getriebes 656
Gestalten des Schrumpfpress-verbandes 405
Gestalten des Zahnrades 737
Gestalten und Entwerfen
(Klebverbindungen) 106
Gestalten und Entwerfen
(Rohrleitungen) 677
Gestaltfestigkeit 58
–, Ermittlung der 64
Gestaltung 271
Gestaltung der Flansche,
bei Flächendichtung 704
Gestaltung der Keilwellen-verbindung 401
Gestaltung der Punktschweiß-verbindung 158
Gestaltung der Schrauben-verbindung 242
Gestaltung des Kegelspann-systems 417
Gestaltung und Ausführung
(Schweißverbindungen) 157
Gestaltungsbeispiel für
Gewindeteile 243
Gestaltungsbeispiel für
Schraubenverbindungen 245
Gestaltungsbeispiel für
Schweißkonstruktion 149
Gestaltungsbeispiel für
Wälzlagierung 541
Gestaltungsbeispiele für die
axiale Sicherung von
Lagern 310
Gestaltungsbeispiele für
Rohrleitungsanlagen 685
Gestaltungsrichtlinie 685
Gestaltungsrichtlinien für
Achsen, Wellen 365
Gestaltwechselfestigkeit 65
geteilte Scheibennabe 424
Getriebe-Passsystem 768
Getriebeart 720
Getriebebauart 718
–, Kegelradgetriebe 718
–, Schneckengetriebe 718
–, Stirnradgetriebe 718
–, Stirnradschraubgetriebe 718
getriebewegliche Kupplung
452
Getriebegehäuse 740
Getriebekette 649
Getriebewelle 365
Getriebewirkungsgrad 736
Gewaltbruch 50, 54



Ich bin Metall und Kunststoff.

Ich bin Permaglide®.

Ich bin Ihr Hightech-Gleitlager.

Die Permaglide®-Lager arbeiten durch eine Werkstoffkombination aus Kunststoff und Metall die gesamte Laufzeit hindurch wartungsfrei oder wartungsarm, je nach Anforderung und Einsatzgebiet. Durch unser großes Know-how bieten wir immer die passende Lösung, die wir individuell für die Bedürfnisse unserer Kunden entwickeln.*



UNSER HERZ SCHLÄGT
FÜR IHREN ANTRIEB.

KSPG
Automotive



KOLBENSCHMIDT

ahp.mission

Wir treiben den Erfolg unserer Kunden voran. Für dieses Ziel entwickeln, konstruieren und fertigen wir seit 1973 hochwertige und heute weltweit nachgefragte Hydraulikzylinder. Viele unserer individuell entwickelten Zylinder zählen in der Branche zum Standard, der das Ergebnis einer modular aufgebauten Sortimentspolitik ist und für unsere Kunden wirtschaftliche Individualität und schnelle Verfügbarkeit bietet. Maßvolles Wirtschaften,

die Weitsicht auf das nahe Liegende zu bauen und vertrauensvolle Beziehungen zu unseren Geschäftspartnern zu pflegen haben bei uns Tradition.

Seit 2015 bieten wir im neuen AHP Technikum Schulungen & Workshops rund um das Thema Hydraulikzylinder und damit eine Plattform für Veranstaltungen und den fachlichen Austausch an. Information und Anmeldung unter: www.ahp.de/technikum



www.ahp.de

- Geweberiemen 620
Gewinde
–, Flächenpressung 281
–, geometrische Beziehung 234
Gewindefarbe 232
Gewindefezeichnung 233
Gewindefreistich 243
gewindefurchende Schrauben 269
Gewindemoment 259
Gewinderohr 670
Gewindestift 236
Gewindeteil, Gestaltung 242
gewölbter Boden 183
Glatthautnietung 217
Glättung 409
Gleichlaufgelenke 460
Gleitfeder 398
gleitfeste Verbindung 270
Gleitfläche 562
Gleitgeschwindigkeit 815
Gleitlager 506, 561
–, Gestaltung 584, 589
–, Gleitfläche 562
–, Gleitflächenrauheit 564
–, Reibungskennzahl 598, 610
–, Reibungsleistung 606
–, Reibungszustand 88, 562
–, relative Exzentrizität 596
–, relatives Lagerspiel 595
–, Ringschmierung 582
–, Rückkühlung des Schmierstoffs 601
–, Schmierstoffdurchsatz 600, 602
–, Schmierungsart 580
–, Schmierverfahren 581
–, Schmierzvorrichtung 581
–, Sommerfeldzahl 597
–, Wärmebilanz 600
Gleitlagerart 561
Gleitlagerwerkstoff 573f.
Gleitraum 562
Gleitringdichtung 711
Gleitschlupf 632
Gliederkette 649
Gliederzahl 659–660
Globoidschnecke 818f.
Globoidschnecken-Zylinderrad-
getriebe 820
Globoidschneckengetriebe 820
Globoidschneckenrad 820
Greifring 306
Grenzdrehzahl 413
Grenzflächenpressung 266
Grenzlochleibungskraft 213
Grenzmaße 28
Grenzschwingspielzahl 54
Grenzspannungslinie 54
Grenzstückzahl 22
Grenztragfähigkeit, Bauteile 274
Grenzzähnezahl
–, Kegelradgetriebe 798, 801
–, Stirnradgetriebe 748, 764
Grenzzustand der Gebrauchstauglichkeit 270, 273
Grenzzustand der Tragfähigkeit 270, 273
Größeneinflussfaktor
–, formzahlabhängiger 61, 63
–, geometrischer 63
–, technologischer 51, 57, 63
Größenfaktor 785, 788
größte Schubspannung 295
Grübchen-Tragfähigkeit 777
Grübchentragfähigkeit 785
Grundabmaß 28
Grundbeanspruchungsart 45
Grundformen der Wälzlagerringe 510
Grundkreis 728
Grundkreisdurchmesser 745, 762
Grundkreisteilung 746, 762
Grundreihe 5
Grundschrägungswinkel 761
Grundtoleranz 28
Grundtoleranzgrade 28
Grundzylinder-Normalteilung 762
gruppengeometrische Reihe 6
gummielastische Kupplung 462
Gummifeder
–, Berechnung 355
–, Berechnungsbeispiele 356
–, E-Modul 354
–, Federkennlinie 354
Gusseisen mit Lamellengraphit 135
Gütesicherung 142
Haftmaß 408, 410
Haftmechanismus 102
Hahn 676
halb gekreuzter Riementrieb 624
Halbhohlniet 201
Halbkugelboden 183f.
Halbrundkerbnagel 302
Halbrundniet 201
halbumschließendes Lager 597
Halszapfen 372
Haltebremse 489
Haltering 306
Handkette 649
Härte, Einfluss auf Lagertragzahl 539
Hartlot 115
Hartlöten 113
Hartstoffdichtung 702
Hebelnabe, geschlitzte 425
Heli-Coil-Gewindefeinsatz 238f.
hermetische Berührungs dichtung 700, 706
Herstellen der Klebverbindung 105
Herstellen der Lötverbindung 117
Herstellung der Evolventenverzahnung 730
Herstellung der Nietverbindung 205
Herstellung der Schneckengetriebe 820
Herstellung der Schrauben, Muttern 240
Herstellung von Pressverbänden 412
Hertzche Pressung 89
High Torque Drive 623
Hirthverzahnung 404
hochlastische Scheiben-
kupplung 463
hochlastische Wulstkupplung 463
hochlastische Zwischenring-
Kupplung 464
Höchstdrehzahl 541
Höchstmaß 28
Hochtemperaturlot 115
Hochtemperaturlöten 113
Höhenreihe 520
Hohlbolzen 295
Hohlkeil 426
Hohlnaht 140f.
Hohlniet 199, 202
Hohlrad 744
Hohlwellen 373
Hohlfzapfenniet 199
Hubfestigkeit 333
Hubwinkel 333
Hüllprinzip 35f.
Humanisierung der Arbeitswelt 1
Hutmanschette 713
Hutmutter 237
HV/HR-Schraube 273
Hybridwälzlager 519
Hydraulikdichtung 714
Hydraulikrohr 682
hydraulisch betätigte Kupplung 473
hydraulische Spannbuchse 422
hydrodynamische Kupplung 482
hydrodynamische Schmierung 89, 569
hydrostatische Schmierung 88
Hyperboloidrad 720

- Hypoidgetriebe 792
 Hysterese 325
- Induktionsbremse 493
 Induktionskupplung 475, 480
 Innenradpaar 722, 729
 Innenzentrierung 401
 innere Axialkraftkomponente 537
 innere Teilkegellänge 796
 innere Vorspannkraft 351
 instandhaltungsgerechtes Gestalten 23
 Instandsetzungsschweißung 134
 Integralbauweise 217
 integrierte elastomere Dichtung 704
 Interaktionsnachweis 273
 ISO-Gewinde, metrisches 34, 232
 ISO-Passsystem 34
 ISO-Viskositätsklassifikation 568
 Istmaß 28
- kaltgeformte Druckfeder 345
 Kaltnietung 207
 kapillarer Fülldruck 114
 Kapillarwirkung 114
 Kardanfehler 457
 Kardangelenk 456
 Kegel-Neigungswinkel 414
 Kegel-Spannsatz 417
 Kegelkerbstift 302
 Kegelpressverband 413
 –, Anpresskraft 416
 –, Aufschubweg 415
 –, Berechnung 414
 –, Gestaltung 413
 Kegelrad 739
 –, zeichnerische Darstellung 740f.
 Kegelradfaktor 807
 Kegelradgetriebe 718, 792
 –, Entwurfsberechnung 801
 –, Getriebewirkungsgrad 736
 –, Grübchentragfähigkeit 806
 –, Radabmessung 794
 –, Schrägverzahnung 798
 –, Übersetzung 794
 –, Zahnußtragfähigkeit 805
 Kegelradschraubgetriebe 718, 723
 Kegelrollenlager 517
 –, Berechnung 537
 –, innere Axialkraftkomponente 537
 Kegelscheibengetriebe 626
 Kegelspannelement 417
- Kegelspannsystem 417f.
 –, Anwendung 417
 –, Auswahl 417, 419
 –, Berechnung 417, 420
 –, Gestaltung 417
 Kegelstift 300
 Kegelstumpffeder 353
 Kehlnaht 139, 169
 –Tragfähigkeit 172
 Kehlnahtanschluss 174, 180
 Keilform 426
 Keilreibungswinkel 737
 Keilriemen 621
 – in gezahnter Ausführung 621
 Keilrippenriemen 622
 Keilrippenriemenscheibe 628
 Keilscheiben-Verstellgetriebe 626
 Keilschieber 675
 Keilverbindung 426
 –, Gestaltung 427
 Keilwellenprofil 401
 –, Flankenzentrierung 401
 –, Innenzentrierung 401
 Keilwellenverbindung
 –, Berechnung 402
 –, Gestaltung 401
 Kennzahl
 –, dynamische 533, 536
 –, statische 533
 Keramikwälzlager 519
 Kerbempfindlichkeit 60
 Kerbformzahl 60f.
 Kerbnagel 301
 Kerbprinzip 302
 Kerbstift 301
 Kerbverzahnung 402
 Kerbwirkung 59, 62
 –, Durchdringungskerben 61
 –, Entlastungskerben 62
 Kerbwirkungszahl 61
 –, experimentell bestimmte 61
 Kettenart 649
 Kettenauswahl 658
 Kettengetriebe 649
 –, Achsabstand 659
 –, Anordnung des 661
 –, Anzahl der Kettenglieder 660
 –, Berechnungsbeispiel 665
 –, Bolzenkette 649
 –, Buchsenkette 651
 –, Fliehzug 664
 –, Flyerkette 649
 –, Funktion 649
 –, Gallkette 649
 –, Gelenkkette 649
 –, Gliederkette 649
 –, Gliederzahl 659
- , Hilfseinrichtung 661
 –, Kettenart 649
 –, Kettenauswahl 658
 –, Mechanik des 654
 –, Rollenkette 651
 –, Stützzug 664
 –, Verzahnungsangabe 656
 –, Ziehbankkette 649
 Kettennaht 159
 Kettenrad 653, 657
 Kettenräder
 –, Gestalten der 658
 –, Zähnezahl 657
 Kettentrum, Durchhang 661
 Kettenzugkraft 664
 kinematisch zulässige Drehzahl 541
 kinematische Beziehung 637
 kinematische Viskosität 92, 530, 566
 Kippen 46
 Klappe 676
 Klauen-Sicherheitskupplung 476
 Klauenkupplung 452
 –, elastische 462
 –, trennbare 466
 Klebefläche, Vorbehandlung der 105
 Klebnahtform 111
 Klebstoffart 104
 Klebverbindung 102, 106, 110
 –, Alterungsbeständigkeit 109
 –, Bindefestigkeit 108
 –, Gestalten der 109
 –, Herstellung der 105
 –, Korrosionsbeständigkeit 108
 –, Schälfestigkeit 107
 –, Warmfestigkeit 109
 –, Wirken der Kräfte 102
 Klebvorgang 105
 klemmendes Sicherungselement 239
 Klemmkörperfreilauf 479
 Klemmkraft 254, 257
 Klemmrollenfreilauf 478
 Klemmverbindung 424
 –, Berechnung 424
 –, Gestalten 424
 Klinkenfreilauf 478
 Klöpperboden 183–184
 Knebelkerbstift 302
 Knickbiegelinie 163
 Knicken 44, 46
 Knicklängen 163
 Knickspannung nach Euler 280
 Knickspannung nach Tetmajer 280
 Knotenblech 166

- Kohlenstoffäquivalent 133
Kolbendichtung 713
Kolbenring 714
Kombischraube 269
Kompaktdichtung 713
Konsolanschluss 276
konstruktionsbedingte
Schweißsicherheit 136
Konstruktionsfaktor 57, 64
–, Ablaufplan zur
Berechnung 64
–, statischer 57
Konstruktionsgrundsatz 21
Konstruktionskatalog 17
Konstruktionskennwert 44, 59
Konstruktionsmethodik 15
Konstruktionsprozess 24
Konstruktionsschweißung 134
Kontaktklebstoff 104
Konzeptvariante 18
Konzipieren 15
Kopfbahn, relative 748
Kopfbruchnietdorn 203
Kopfhöhe 825
Kopfhöhenänderung 754
Kopfhöhenfaktor 754
Kopfkegelwinkel 797
Kopfkreisdurchmesser 657,
747, 762, 797, 825f.
–, äußerer 800
–, mittlerer 800
Kopfspiel 754
Kopfzug 158
Korbogenboden 183f.
Korrosion 98
Korrosionsbeständigkeit 108
Kraft, äquivalente 49
Kraft am Kegelradpaar 804
Kraft an der Schnecke 827
Kräfte am Gerad-Stirnradpaar
777
Kräfte am Kettengetriebe 664
Kräfte am Konsolanschluss
276
Kräfte am momentbelasteten
Anschluss 275
Kräfte am offenen Riemen-
getriebe 630
Kräfte am Schräg-Stirnrad-
paar 779
Kräfte in Schrauben-
verbindungen 254, 262
Krafteinleitung 152
Kräfteverhältnis in Schrauben-
verbindungen 255
Kraftmaßstab 10
kraftschlüssige Schaltkupplung
466
kraftschlüssige Welle-Nabe-
Verbindung 405
kraftschlüssiges Sicherungs-
element 269
Kraftverhältnis 257
Kraftverhältnis am Kegelrad-
paar 804
Kraftverhältnis am Schnecken-
radgetriebe 827
Kraftverhältnis am Stirnrad-
paar 777
Kraftverhältnis in Schrauben-
verbindungen 256
Kranbau, Nieten 208
Kreisfrequenz 444
Kreuzgelenk 456, 458
Kreuzgelenkwelle 458
Kreuzlochmutter 237
Kreuzscheiben-Kupplung 454
kritische Drehzahl 384
kritische Risslinie 209
Kronenmutter 239
– mit Splint 269
Kugel (Druckbehälter) 183
Kugelbuchse 546
Kugelgewindetrieb 546
Kugelhahn 676
Kugelratsche 476
Kugelschweißmuffe 679
Kugelumlaufeinheit 546
Kugelzapfen 372
Kühlöldurchsatz 611
Kühlung, natürliche 601
Kunststoffteil,
Muttergewinde 244
Kunststoff-Nietverbindung 206
Kunststoff-Verbundlager 576
Kunststoffriemen 620
Kunststoffrohr 671
Kupferlegierung 575
Kupplung 434
–, Anlaufdrehmoment 436, 439
–, Anlaufvorgang 448
–, arbeitsbetätigte 470
–, Ausgleichsfunktion 434
–, Auslegung nachgiebiger 445
–, Auswahl 485
–, Beschleunigungsdrhmoment
439
–, Drehmomentstoß 443, 446
–, Drehnachgiebigkeit 461
–, drehzahlbetätigte 477
–, Eigenkreisfrequenz 444
–, Einsatz 485
–, Einteilung 438
–, elektromagnetisch betätigte
470
–, fremdbetätigte 464
–, Funktion 434
–, Geschwindigkeitsstoß 443
–, getriebebewegliche 452
–, gummielastische 462
–, hydraulisch betätigte 473
–, hydrodynamische 482
–, metallastische 461
–, momentbetätigte 475
–, nachgiebige 452
–, nicht schaltbare 438, 451
–, pneumatisch betätigte 473
–, Radialfedersteife 448
–, Resonanz 444
–, richtungsbetätigte 478
–, ruhebetätigte 470
–, schaltbare 438, 464
–, schaltbare Reibkupplung
448
–, schaltbares Drehmoment
449
–, Stoßbelastung 446
–, stoßdämpfende Wirkung
434
–, stoßmildernde Wirkung 434
–, Wärmebelastung 450
–, Wechseldrehmoment 443,
447
–, Wirkung 434
Kupplungs-Bremseinheit 491
Kupplungsauswahl,
Berechnungsgrundlage 436
Kupplungsdrehmoment 442
Kupplungskombination 488
Kupplungssymbol 438
Kurbelwelle 365
Kurbelzapfen 372
Kurzzeichen der Wälzläger 520
- L**
Labyrinthdichtung
–, axiale 716
–, radiale 716
Lager
–, gasgeschmiertes 572
–, halbumschließendes 597
–, selbsthaltendes 528
–, vollumschließendes 597
Lageranordnung 522
Lagerauswahl 524
Lagerbelastung
–, dynamisch äquivalente
536f., 549f.
–, dynamische 533
–, spezifische 577
–, statische 533
Lagerbuchse 584
Lagerdichtung 592
Lagergehäuseeinheit 544
Lagergröße, Vorauswahl 533
Lagerkombination 523
Lagerlauffläche 576
Lagerluft 521
Lagermetallausguss 584
Lagerreihe 520
Lagerschale 584

- Lagerspiel, relatives 595
 Lagerstelle, konstruktive Gestaltung 527
 Lagerstützkörper 584
 Lagertemperatur 601
 Lagertragzahl
 –, Einfluss der Betriebstemperatur 539
 –, Einfluss der Härte 539
 –, Einfluss der Minderung 539
 Lagerung
 –, mehrfache 524
 –, schwimmende 522
 –, Stützlagerung 522
 Lagerzapfen 365
 Lagetoleranz 31
 Lamellen-Bauweise 155
 Lamellenkupplung 468, 471, 473
 laminare Strömung 687–688
 Längenänderung, elastische 252
 Längenmaßstab 9
 langer Anschluss 212
 langgliedrige Rollenkette 652
 Längspressverband 405, 412
 –, Gestaltung 405
 Längsschrumpfung 130
 Längsstift 304
 Längsstift-Verbindung 305
 Laschennietung 207
 Lässigkeit 698
 Lastdrehmoment 439
 Lastkette 649
 Lastkollektive 55, 73
 Lastspannung 340
 Lasttrum 630
 –, Gesamtspannung im 634
 Lastwinkel 510f.
 Laufrolle 545
 Laufrollenführung 548
 Laufwerk dichtung 712
 Lebensdauer 533
 –, erreichbare 539
 –, modifizierte 539
 –, nominelle 535, 549
 Lebensdauerberechnung 536
 Lebensdauerexponent 533
 Lebensdauerfaktor 533, 785, 788
 Lebensdauergleichung 535
 Leckmenge 716
 Leckmengenrate 698
 Leckverlust 698
 Lederriemen 620
 Leertrum 630
 –, geneigte Lage 664
 Leistung, übertragbare 635
 Leistungs bremse 493
 Leistungsverlust 736
- Leitungsfunktion 434, 488
 Lichtbogenbolzenschweißen 128
 Lichtbogenhandschweißen 126
 lineare Wälzführung 547
 linearer Belastungszyklus 539
 Linearlager 549
 Linearsystem 550
 Linsenausgleicher 684
 Linsenniet 201
 Lippendichtung 713
 Lochleibungstragfähigkeit 213, 273, 298–299
 –, Nietverbindung 212
 lösbar Berührungs dichtung 700
 Losdrehen, selbstdäigiges 268
 Losdreh sicherung 269
 Loslager 506
 Lösungsmittelklebstoff 104f.
 Lösungsprinzip 18
 Lösungsvariante 20
 Lot 114f.
 Lotart 115
 Lötabilität 116
 Löteignung 117
 Lötflossverhalten 118
 lötgerechte Gestaltung 118
 Lötmöglichkeit 117
 Löt sicherheit 117
 Lötspaltverhalten 118
 Löttechnologie 117
 Lötverbindung 113
 –, Berechnungsbeispiel 123
 –, Berechnungsgrundlage 120
 –, Diffusion 114
 –, Entlastung der 119
 –, Entwerfen 118
 –, Flussmittel 115f.
 –, Gestalten 118
 –, Hartlot 115
 –, Herstellen der 117
 –, Hochtemperaturlot 115
 –, Kapillarwirkung 114
 –, Lot 115
 –, Lotart 115
 –, Lötabilität 116
 –, Prüfen der 117
 –, Weichlot 116
 –, Wirken der Kräfte 114
 –, zulässige Beanspruchung 122
 Lötverfahren 113
 Lückenweite 745, 752
 Luftreifen-Kupplung 474
- Magnetflüssigkeitsdichtung 715
 Magnetlager 506, 561, 572
 Manschette 713
 martensitischer Stahl 134
- Maschinenbau,
 Nietverbindungen im 218
 Maschinen element 1
 Massenstrom 686
 Massivlager 574
 Maßnahme zur Erhöhung der Dauerfestigkeit 219
 Maßplan, Aufbau 520
 Maßtoleranz 27f.
 maximale Spitzenkraft 49
 maximales c/t-Verhältnis 160
 maximales Spitzenmoment 49
 Maximum-Material-Prinzip 36
 mechanisch betätigter Schalt kupplung 467
 mechanische Bremse 489
 Mehrfachantrieb 624
 mehrfache Lagerung 524
 Mehrfachstoß (Schweißen) 138
 Mehrflächengleitlager 589
 Mehrlagen-Schraubenfeder Kupplung 462
 Mehrschichtriemen 620
 Mehrstofflager 575
 Mehrsträngigkeit, Keilriemen 641
 mehrteiliger Rahmenstab 166
 Membrandichtung 707
 Messzähnezahl 770
 metallelastische Kupplung 461
 Metallfaltenbalg 706
 metrisches ISO-Gewinde 232
 –, Sägengewinde 233
 Minderung der Lagertragzahl 539
 Mindestabstand, Summe 346
 Mindestanforderung 17
 Mindestmaß 28
 Mindestschraubenkraft für Dichtung 703
 Mindestsicherheit 70, 72
 Mindestzahndicke 751
 Mischreibung 564
 Mittelspannung 46
 Mittelspannungs empfindlichkeit 67
 Mittenkreisdurchmesser 825
 –, vorläufiger 829
 Mittenrauwert 36
 Mittensteigungswinkel 829
 mittig angeschlossener Zugstab 161
 –, Schubspannung 168, 174
 mittlere Teilkegellänge 796
 mittlerer Fußkreisdurchmesser 800
 mittlerer Kopfkreisdurchmesser 800
 mittlerer Teilkreisdurchmesser 795, 800

- mittleres Modul 795
mitverspanntes federndes Sicherungselement 239
modifizierte Lebensdauerberechnung 539
Modul 745, 773f.
–, äußeres 795
–, mittleres 795
momentbelasteter Anschluss 275
momentbetätigte Kupplung 475
montagegerechtes Gestalten 22
Montagevorspannkraft 262f.
Montagezugspannung 264
Muffenverbindung 682
Muttergewinde im Kunststoffteil 244
Muttergewinde im Kunststoffteil, Nachprüfung 281
Muttern, Bezeichnung genormter 238

Nabenabmessung 400, 402, 405
nachgiebige Kupplung 452
Nachgiebigkeit der Schraube, elastische 252
Nachgiebigkeit der verspannten Teile 253
Nachsetzzeichen 520
Nachteil
–, Klebverbindungen 102
–, Lötverbindungen 114
–, Nietverbindungen 200
Nadellager 516
Naht
–, Bemaßung 144
–, ungleichschenklige 140
Nahtart 137
Nahtaufbau 137
Nahtlänge, rechnerische 169f.
nahtloses Stahlrohr 669
Nahtvorbereitung 137
Nasenflachkeil 426
Nasenhohlkeil 426
Nasenkeil 426
natürliche Kühlung 601
Neigungswinkel 664
Nennmaß 28
Nennspannung 45
Nennumfangskraft 804
Nennweite 678
nicht entkohlt geglähter Temperguss 135
nicht schaltbare Kupplung 438, 451
nicht vorgespannte Schraube 267
nicht vorgespannte Schraubenverbindung 250, 267

Nichteisenmetall 135
Niet 200
–, Bezeichnung 205
Niete, Beanspruchbarkeit 211
Nietform 199f.
Nietstift 202
Nietverbindung 218
–, Entwurfsberechnung 213
–, Herstellung 205
Nietverbindung im Aluminiumbau 216
Nietverfahren 199
Nietwerkstoff 204
Nippelschweißmuffe 679
nominelle Lebensdauer 535, 549
Normalbeanspruchung 45
Normaleingriffsteilung 762
Normalflankenspiel 768
Normalkeilriemen 621
Normalkeilriemenscheibe 628
Normalmodul 761
Normalschnitt 761, 824
Normalspannung 46
Normalspannungshypothese 46, 180
Normalteilung 761, 824
Normalzahndicke 765
Normung 1
Normzahl 5
Notlaufverhalten 573
Null-Achsabstand 747, 762
Nullgetriebe 751
Nulllinie 28
Nullrad 746, 750
Nullverzahnung 746
Nutlochmutter 237
Nutring 713
NZ-Diagramm 10

O-Ring 706
oberes Abmaß 28
Oberflächenangabe 39
Oberflächenfaktor, relativer 785
Oberflächengüte 62
Oberflächenrauheit, Einflussfaktor der 62
Oberflächenrautiefe 38
Oberflächenverfestigung 63
Oberflächenverfestigungsfaktor 63
Oberspannung 46
offener Riementrieb 624
ohne Dichtelement 700f.
Ölbadschmierung 530, 582
Oldham-Kupplung 454
Öldurchlaufschmierung 531
Öleinspritzschmierung 531
Ölnebel, Schmierung 96

Ölnebelbeschmierung 531
Ölpresseverband 405
–, Gestaltung 405
Ölschmierung 95, 530, 580
Öltauchschmierung 530
Ölumlaufschmierung 531
optimale Riemen-
geschwindigkeit 635
Orthozykloide 726
Ösenform 347

Palloidverzahnung 799
Parabelfeder 329
Parallelkurbel-Kupplung 455
Parallelplattenschieber 675
Parallelorschaltung 323
Parallelstoß 138
Passfederverbindung 396, 399
–, Berechnung 400
–, Gestaltung 399
Passkerbstift 302
Passscheibe 306
Passsystem 34
Passtoleranz 33
Passung 32
Passungsauswahl 34
Pendelkugellager 514
Pendellager 508
Pendelrollenlager 518
periodischer Belastungszyklus 538
periodisches Wechsel-
drehmoment 443
Pfeillinie 143
Pfeilverzahnung 760
physikalische Kraft 103
Pitting 777
Planbruchzugnietdorn 203
Planen 15
Planlage 336
–, Federkraft 340
Planrad 798
Planraddurchmesser 798
Planverzahnung 798
plastische Formänderung 50
plastische Formzahl 58
plastische Stützzahl 57f.
Plastisol 104
Platte, ebene 185
Plattenbauweise 155
Pneumatikdichtung 714
pneumatisch betätigte
Kupplung 473
Poisson-Zahl 786
Polyadditionsklebstoff 105
Polygoneffekt 654
Polygonverbindung 403
Polykondensationskleb-
stoff 105
Polymerisationsklebstoff 105

- praktische Festigkeitsberechnung 69
 Präzisionsstahlrohr 670
 Press-Schweißverfahren 128
 Pressdichtung 700f.
 Presslaschenblindniet 203
 Pressverband
 –, Berechnung 406
 –, Drehzahleinfluss bei 413
 –, Herstellung 412
 –, zylindrische 405
 Profilbauweise 155, 217
 Profilbezugslinie 730
 Profilschienenführung 548
 Profilschnitt 36
 Profilüberdeckung 747, 763, 766
 Profilverchiebung
 –, 0,5-Verzahnung 757
 –, Kegelradgetriebe 798
 –, Schrägstirnrad 765
 Profilverchiebungsfaktor 750, 765
 Profilwinkel 730
 Protuberanz-Wälzfräser 731
 Prüfen der Lötverbindung 117
 PTFE-Ring 714
 Punktbewertung 19
 Punktbewertungsskala 19
 Punktlast 526
 Punktschweißen 128
 Punktschweißverbindung 158
 –, Berechnung 175
 –, Gestaltung 158
- Q**
 Quadring 706
 Qualitätssicherung 1
 Querkraft
 –, Kräfteverhältnis bei dynamischer Kraft 257
 –, Kräfteverhältnis bei statischer Kraft 257
 Querkraftbeanspruchung 168
 Querkraftschub 45
 Querposition 146
 Querpressverband 405, 412
 Querschnittswert, Bauteile 209
 Querschrumpfung 130
 Querstift 304
 Querstift-Verbindung 304
 Querzugbeanspruchung 138
 Quetschgrenze 52
- R**
 Radial-Wellendichtring 708
 –, Einbau 708
 radiale Labyrinthdichtung 716
 Radialfedersteife 448
 Radialgleitlager, Berechnung 595
 Radialkraft 779, 804, 817
- Radiallager 508
 Radialspiel 768
 Rahmenstab, mehrteiliger 166
 Randabstand 215
 –, Schrauben 274
 Rändelmutter 237
 Ratingparameter 678
 Rauheitsfaktor 788
 Rauigkeit der Rohrwand 688
 Rautiefe, gemittelte 36
 Reaktionsklebstoff 104, 106
 rechnerische Nahtdicke 169f.
 rechnerische Nahtlänge 169f.
 Rechteck-Blattfeder 328
 recyclinggerecht 23
 recyclinggerechtes Gestalten 23
 reduziertes Trägheitsmoment 439f.
 Reflexionszeit 692f.
 Regelbremse 490
 Regelgewinde 232
 Reibkraft 630
 Reibkopplung
 –, Auslegung schaltbarer 448
 –, Drehmomente 449
 reibschlüssige Schaltkupplung 466
 Reibschweißen 128
 Reibung 85
 Reibungsart 86
 Reibungsbremse 490
 Reibungseinfluss 342
 Reibungskennzahl 598, 610
 Reibungsleistung 606
 Reibungsring-Kupplung 469
 Reibungsverlustleistung 599
 Reibungszahl 89, 607, 630
 Reibungszustand 88, 562
 Reihe
 –, abgeleitete 6
 –, gruppengeometrische 6
 –, zusammengesetzte 6
 Reihennaht 159
 Reihenschaltung 323
 relative Exzentrizität 596
 relative Kopfbahn 748
 relative Stützziffer 785
 relativer Durchhang 661
 relativier Oberflächenfaktor 785
 relatives Lagerspiel 595
 Resonanz 384f., 444
 Resonanz-Kreisfrequenz 444
 resultierende Spannung 46
 Reynolds-Zahl 687
 richtungsbetätigte Kupplung 478
 richtungsbezogenes Verfahren 172
- Riefenbildungswiderstand 573
 Riemen
 –, Hauptabmessung 627
 –, Reibkraft 630
 –, Vorspannung 641
 Riemenanzahl 640
 Riemenart, Wahl 623
 Riemenaufbau 619
 Riemenbreite 640
 Riemenführung 624
 Riemengeschwindigkeit 631, 643
 –, optimale 635
 Riemengetriebe 619
 –, Ausführung 626
 –, Auslegung 630
 –, praktische Berechnung 635
 –, Wirkprinzip 619
 Riemenlänge 638
 Riemscheibe 628
 Riementrieb
 –, Ausbeute 631
 –, Ausführung 628
 –, Bauarten 623
 –, Berechnungsbeispiele 644
 –, Biegefrequenz 643
 –, Dehnschlupf 632
 –, Durchzugsgrad 632
 –, elastisches Verhalten 633
 –, Entwerfen von
 –, Riementrieben 623
 –, Flachriemen 620
 –, gekreuzter 624
 –, geometrische Beziehung 637
 –, geschränkter 624
 –, Gestaltung 623
 –, Gleitschlupf 632
 –, halb gekreuzter 624
 –, Keilriemen 621
 –, Keilrippenriemen 622
 –, kinematische Beziehung 637
 –, Nutzkraft 630
 –, offener 624
 –, optimale Geschwindigkeit 635
 –, Riemenanzahl 640
 –, Riemenaufbau 619
 –, Riemenbreite 640
 –, Riemenführung 624
 –, Riemengeschwindigkeit 643
 –, Riemenlänge 638
 –, Riemenwahl 636
 –, Riemenwerkstoff 619
 –, Schaltgetriebe 626
 –, Scheibendurchmesser 637
 –, Spannung 633
 –, Spannweg 639
 –, Synchronriemen 622
 –, Übersetzung 637
 –, übertragbare Leistung 635

- , Verstellgetriebe 626
- , Verstellweg 639
- , Verwendung 623
- , Vorspannmöglichkeiten 624
- , Vorspannung 641
- , Wahl der Riemenart 623
- , Wellenabstand 638
- , Wellenbelastung 632, 641
- , Werkstoff 628
- Riemenwerkstoff 619
- Riemenzugkraft 643
- Rillendichtung 715
- Rillenkugellager 512
- Ring-Spurlager 605
- Ringdichtung 715
- Ringfeder 327
- Ringmutter 237
- Ringschmierung 582
- Ritzelzähnezahl 773
- Rohr 669
 - Rohr aus Aluminium und Aluminiumlegierung 671
 - Rohr aus duktilem Gusseisen 691
 - Rohr aus Kunststoff 692
 - Rohr aus Kupfer und Kupferknetlegierung 670
 - Rohraufhängung 684
 - Rohrgewinde 232
 - Rohrhalterung 684
 - Rohrleitung 669
 - , Armatur 672
 - , Berechnungsgrundlagen 686
 - , Berechnungsgrundlagen, Hähne 676
 - , Berechnungsgrundlagen, Klappen 676
 - , Berechnungsgrundlagen, Schieber 675
 - , Berechnungsgrundlagen, Ventil 674
 - , Darstellung 686
 - , Dehnungsausgleicher 683
 - , Flanschverbindung 679
 - , Muffenverbindung 682
 - , Rohr 669
 - , Rohrhalterung 684
 - , Rohrvorschraubung 681
 - , Schlauch 671
 - , Schweißverbindung 679
 - Rohrleitungsanlage 685
 - Rohrleitungsklasse 677
 - Rohrniet 202
 - Rohreibungszahl 687–688
 - Rohrschelle 685
 - Rohrschenkelausgleicher 684
 - Rohrsteckverbindung 121
 - Rohrverbindung 679
 - Rohrvorschraubung 681
 - Roll-Ring 662
- Rollbalg 706
- Rollenkette 651
 - , langgliedrige 652
 - , Verbindungsglied 653
- Rollenkettengetriebe
 - , Entwerfen 656
 - , Gestalten 656
 - , Gliederzahl 659
- Rollennahtschweißen 128
- Rotationsfläche 720
- Rückenkegel 794
- Rückflanke 720
- Rückkühlung des Schmierstoffs 601
- Rücklaufsperrre 478
- Rückschlagklappe 676
- Rückschlagventil 675
- ruhebetätigte Kupplung 470
- Ruhezustand 632
- Rundgewinde 233
- Rundkeil 304, 426
- Rundkeil-Verbindung 305
- Rundklebung 111
- Rundring 706
- Rundwertreihe 6
- Rutschabe 475
- Rutschzeit 450
- s-Diagramm 20
- Säengewinde, metrisches 233
- Schaftbruchnietdorn 203
- Schäftverbindung 110
- Schälen 158
- Schalenkupplung 452
- Schälfestigkeit 107
- Schaltarbeit 450
- schaltbare Kupplung 438, 464
- schaltbare Zahnkupplung 466
- schaltbares Drehmoment der Kupplung 449
- Schaltfunktion 436, 489
- Schaltgetriebe 626
- Schaltkupplung 464
 - , formschlüssige 464
 - , kraftschlüssige 466
 - , mechanisch betätigte 467
 - , reibschlüssige 466
 - , Rutschzeit 450
 - , Schaltarbeit 450
 - , Wärmefbelastung 450
- Scheibe 239
- Scheibenbremse 490, 492
- Scheibendurchmesser 637
- Scheibenkupplung 451
 - , hochelastische 463
- Scheibennabe, geteilte 424
- Scherfestigkeit 123
- Scherfließgrenze 52
- Scherlochleibungsverbindung 270
- Scherspannung 45
- Scherzug 158
- Scherzugbeanspruchung 175
- Scheuerplatten-Bauweise 155
- Schieber 675
- Schlangenfeder-Kupplung 461
- Schlankheit 165
- Schlankheitsgrad der Spindel 280
- Schlauch 671
- Schleuderölschmierung 531
- Schließringbolzen 204
- Schließzeit 693
- Schmalkeilriemen 621
- Schmalkeilriemenscheibe 628
- Schmelzklebstoff 104
- Schmelzschweißverfahren 126
- Schmidt-Kupplung 455
- Schmiegksamkeit 573
- Schmierfett 94, 735
- Schmierfilmdruckverlauf 571
- Schmierhahn 676
- Schmierkeil 569
- Schmiernut 571, 582
- Schmieröl 91, 568
- Schmierspalthöhe, kleinste 597
- Schmierstoff 91, 95, 735
- Schmierstoff, Rückkühlung 601
- Schmierstoffdurchsatz 600, 602
 - , gesamter 602
- Schmierstoffeinfluss 564
- Schmierstofferwärmung 607
- Schmierstofffaktor 788
- Schmierstoffversorgung 580
- Schmierstoffvolumenstrom 606, 611
- Schmierstoffzuführung 582
- Schmiertasche 583
- Schmierung
 - , hydrodynamische 89, 564, 569, 595, 607
 - , hydrostatische 88, 564, 606
 - , Zahnradgetriebe 734
- Schmierung der Kette 663
- Schmierung der Wälzlager 528
- Schmierungsart 96, 580
- Schnecke 818
 - , Kraft 827
- Schnecken-Mittenkreis-durchmesser 825
- Schneckengetriebe 718, 818
 - , Abmessung 824
 - , Eingriffsverhältnis 826
 - , Getriebewirkungsgrad 736
 - , Kraftverhältnis 827
 - , Tragfähigkeitsnachweis 830
- Schneckenrad 818
 - , Breite 826
- Schneckenradgetriebe 723
- Schneckenwelle 825

- Schneidendichtung 700
 Schnittigkeit 207
 Schrägenfaktor 784, 787
 Schrägkugellager
 –, einreihiges 513
 –, zweireihiges 513
 Schrägstirnrad 760
 Schrägstoß 138
 Schrägungswinkel 760, 773,
 818
 schrägverzahnte Stirnräder 761
 Schraube
 –, Beanspruchung beim
 Anziehen 264
 –, gewindefurchende 269
 –, Nachgiebigkeit 252
 –, nicht vorgespannte 267
 –, Randabstand 274
 –, vorgespannte 267
 Schrauben, Bezeichnung
 genormter 238
 Schraubenart 234
 Schraubendruckfeder 348
 Schraubenfeder
 –, Ausführung 345
 –, Blocklänge 349
 –, Blockzustand 349
 –, Druckfeder 345
 –, Federwirkung 345
 –, Schubspannung 349
 –, Verwendung 345
 –, Vorspannkraft 351
 –, Zugfeder 347
 –, zylindrische 345
 Schraubenfederkopplung 461
 Schraubenfedern mit
 Rechteckquerschnitt 352
 Schraubengarnitur 270
 Schraubengröße bei
 Dichtflansch 704
 Schraubensicherung 239
 Schraubenverbindung 230, 254
 –, Anziehen 259
 –, Dauerhaltbarkeit 258
 –, Festdrehen 259
 –, Gestaltung 242
 –, nicht vorgespannte 250
 –, Setzverhalten 257
 –, Vorauslegung 248
 –, Wirkprinzip 230
 Schraubenverbindungen im
 Stahlbau 270
 Schraubenzugfeder 351
 –, innere Vorspannkraft 351
 Schraubenzusatzkraft 247f.
 Schraubgleiten 814
 Schraubmuffen-Verbbindung
 683
 Schraubpunkt 814
 Schraubradgetriebe 814
- Schraubwälzgetriebe 722
 Schrumpfpressverband 405
 –, Gestaltung 405
 Schrumpfscheibe 417, 419
 Schub 45
 schubbelasteter Anschluss 275
 Schubmittelpunkt 152
 Schubspannung
 –, große 295
 –, mittlere 168
 Schubspannung im Trägersteg
 168
 Schubspannungshypothese 46
 Schulterkugellager 513
 Schutzdichtung,
 berührungsfreie 715
 Schutzgasschweißen 126
 Schweißbarkeit der Bauteile
 132
 Schweißeigenspannung 131
 Schweißeignung 132f.
 Schweißeignung der
 Werkstoffe 132
 Schweißen
 –, allgemeine Festigkeits-
 bedingung 186
 –, Arbeitsposition 145
 schweißgeeigneter Feinkorn-
 baustahl 133
 schweißgerechtes Gestalten 147
 –, allgemeine Konstruktions-
 richtlinie 147
 –, Gestaltungsbeispiel 148
 schweißgerechtes Gestalten
 von Druckbehältern 156
 schweißgerechtes Gestalten
 von Maschinenbauteilen 155
 schweißgerechtes Gestalten
 von Punktschweiß-
 verbindungen 158
 schweißgerechtes Gestalten
 von Stahlbauten 152
 Schweißkonstruktion
 –, Allgemeintoleranz 142
 –, Berechnung 160
 Schweißkonstruktion im
 Maschinenbau 155
 Schweißmöglichkeit 132, 136
 Schweißnaht 137
 –, Abmessungen 169, 179
 –, Stoßarten 138
 –, zeichnerische Darstellung
 143, 183
 Schweißnaht-Hauptposition
 146
 Schweißnaht-Position 146
 Schweißschrumpfung 130
 Schweißsicherheit 132
 –, fertigungsbedingte 136
 –, konstruktionsbedingte 136
- Schweißstoß 137
 Schweißteil-Zeichnung 147
 Schweißverbindung 125
 –, Druckbehälter 181
 Schweißverbindungen für
 Stahlrohre 679
 Schweißverbindungen im
 Maschinenbau 177
 Schweißverbindungen im
 Stahlbau 160
 Schweißverfahren, geeignetes
 129
 Schweißvorgang, Auswirkungen
 129
 Schweißzusatzwerkstoff 136
 Schwellbeanspruchung 48
 Schwellfestigkeit 54
 Schwenkscheibe 625
 schwimmende Lagerung 522
 Schwingfestigkeit 55
 Schwingkraft 333
 Schwingspiel 46f.
 Schwingspielzahl 54
 Sechskant-Passschraube 271
 Sechskantmutter 237
 Sechskantschraube 234, 271
 Segment-Axiallager 591
 Segment-Spurlager 594, 607
 selbsthaltende Lager 528
 Selbsthemmung 282
 selbstsichernde Ganzmetall-
 mutter 239
 selbstdämmige Dichtung 705
 selbstdämmiges Losdrehen 268f.
 Senkerbnagel 302
 Senkniel 201
 Senkschraube 271
 Servobremse 490
 Setzbetrag 258
 Setzverhalten der Schrauben-
 verbindung 257
 Sicherheit 67
 –, erforderliche 44, 68
 –, vorhandene 44, 68
 Sicherheitsfaktor 72
 Sicherheitskopplung 475, 482
 Sicherheitsventil 675
 Sicherungsblech 239, 269
 Sicherungselement 270, 292, 305
 –, klemmendes 239
 –, formschlüssiges 239, 269
 –, kraftschlüssiges 269
 –, mitverspanntes federndes
 239
 –, selbstsichernde Ganzmetall-
 mutter 239
 –, sperrendes 240
 –, Sperrzahnschraube 240
 –, stoffschlüssiges 240, 269
 –, Wirksamkeit 269

- Sicherungselement zur Kompensation von Setz- und Relaxionsverlust 269
Sicherungsmaßnahme 269
Sicherungsring 305
Sicherungsscheibe 306
Silberhartlot 115
Simplexbremse 490
Sintermetall 575
SL-Verbindung 270–271
Sohlplatte 587
Sommerfeldzahl 597
sonstige Nähte 141
Spaltdichtung, einfache 715
SpalteXtrusion 713
Spaltlöten 113
Spaltlötverbindungen 121
Spannbuchse 300
–, hydraulische 422
Spannelement-Verbindung 417
Spannelemente 418f.
Spannhülse 302
Spannkraft 264f.
Spannrad, exzentrisches 662
Spannrad mit Feder 662
Spannrolle 624
Spannsatz 417ff.
Spannscheibe 269
Spannschiene 624
Spannschlitten 624
Spannstift 302
Spannung 633
–, resultierende 46
–, vorhandene 44, 69
–, zulässige 69
–, zusammengesetzte 47
Spannungs-Dehnungs-Diagramm 50
Spannungs-Dehnungs-Verlauf 51
Spannungsamplitude 46
Spannungsarmglühen 133
Spannungsgefälle 52, 60, 63
–, bezogenes 61
Spannungsgitter-Modell 129
Spannungskonzentrationsfaktor 690
Spannungskorrekturfaktor 785
Spannungsquerschnitt 265
–, erforderlicher 249
Spannungsverhältnis 46
Spannungsverteilung im Biegeträger 168
Spannungsverteilung im Bolzenquerschnitt 295
Spannungsverteilung im gekerbt Bauteil 59
Spannungsverteilung im nicht gekerbt Bauteil 59
Spannweg 639
- Spannwippe 624
sperrendes Sicherungselement 240
Sperrflüssigkeit, Dichtung 715
Sperrkörper-Sicherheitskupplung 475
Sperrluftdichtung 715
Sperrzahnmutter 237
Sperrzahnschraube 237, 240, 269
spezifische Lagerbelastung 577
Spielpassung 33
Spindel, Schlankheitsgrad 280
Spiral-Spannstift 303
Spiralfeder 334
Spitzenkraft, maximale 49
Spitzenmoment, maximales 49
Spitzgrenze 751, 756
Splint 309
Spreizblindniet 203
Spritzölschmierung 531
Spritzschmierung 735
Sprödbrüche 132
Sprühschmierung 735
Sprungüberdeckung 763, 801
Spurlager 605
Spurzapfen 372
Stabelektrode, umhüllte 136
Stahl
–, austenitischer 134
–, martensitischer 134
Stahlbau 76, 296
–, Bolzenverbindung 296
–, Gelenkverbindung 311
–, Nieten 208
–, Schraubenverbindungen 270
–, Schweißen 152, 160
–, Teilsicherheitsbeiwert 76
–, Teilsicherheitskonzept 76
–, Tragsicherheitsnachweis 163
Stahlguss 134
Stahlrohr
–, geschweißtes 669
–, nahtloses 669
–, Schweißverbindung 679
Stangendichtung 713
Stangenkopf 296
Stangenzugkraft 296
Stanzierten mit Halbhohlniet 221
Stanzierten mit Vollniet 222
Stanziertverbinding 221
Starke-Diagramm 20
starre Kupplung 451
statisch äquivalente Belastung 534
statische Bauteilstfestigkeit 57
statische Beanspruchung 689
statische Dichtung 698, 700
statische Lagerbelastung 533
statische Querkraft 257
statische Tragfähigkeit 534
statische Tragsicherheit 534, 550
statische Tragzahl 533f.
statischer Festigkeitsnachweis 57, 70, 379
statischer Festigkeitswert 49, 69
statischer Konstruktionsfaktor 57
statischer Werkstoffkennwert 52
Steckkerbstift 302
Steckmuffen-Verbindung 682
Steckstift 304
Steckstift-Verbindung 305
Steckverbindung 121f.
Steh-Gleitlager 585
Stehlager 508, 545
Stehlagergehäuse 544, 584
Steigungswinkel 234, 760
–, am Mittenkreis 824
Sternscheibe 421
Stift 300
Stiftverbindung 292, 404
–, Berechnung 303
Stirneingriffsteilung 762
Stirneingriffswinkel 761
Stirnfaktor 782
Stirnlastaufteilungsfaktor 782
Stirnmodul 761
Stirnrad 744
–, Rauheitsfaktor Z_R 788
–, Schrägverzahnung 760
Stirnradgetriebe 718
–, Belastungseinflussfaktoren 780
–, Berechnungsbeispiele 766
–, Drehflankenspiel 768
–, Grübchentragfähigkeit 785
–, Kraftverhältnisse 777
–, Normalflankenspiel 768
–, Radialspiel 768
–, Tragfähigkeitsnachweis 776
–, Übersetzung 772
–, Zahnußtragfähigkeit 783
–, Zahnweite 769
Stirnradschrägverzahnung
–, Berechnungsbeispiel 766
–, Gesamtüberdeckung 763
–, Getriebeabmessungen 765
–, Grundschrägungswinkel 761
–, Normaleingriffsteilung 762
–, Normalschnitt 761
–, Pfeilverzahnung 760
–, Profilüberdeckung 763
–, Sprungüberdeckung 763
–, Stirneingriffsteilung 762

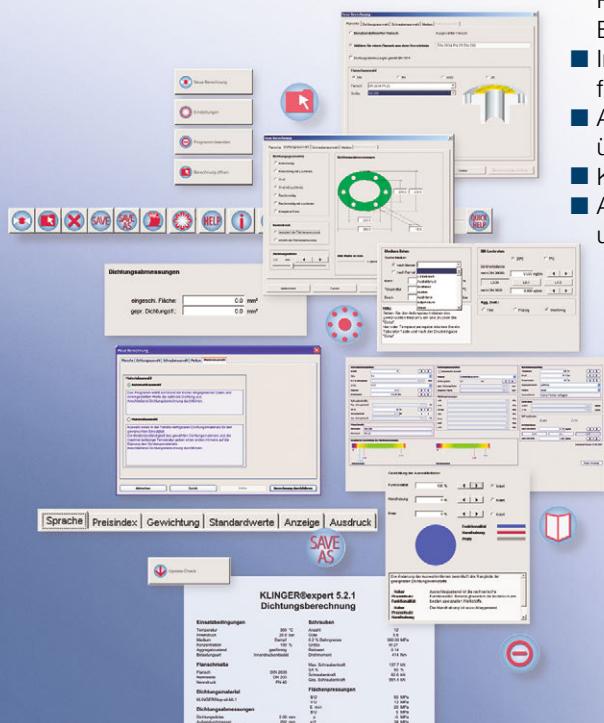
- , Stirnschnitt 761
 –, Verzahnungsmaß 761
 Stirnradschraubgetriebe 718,
 723
 –, Getriebewirkungsgrad 736
 Stirnschnitt 761
 Stirnteilung 761
 Stirnverzahnung 404
 Stirnzahndicke 765
 Stirnzahnkupplung 452
 Stirnzahnverbindung 404
 stoffschlüssige Welle-Nabe-
 Verbindung 428
 stoffschlüssiges Sicherungs-
 element 240, 269
 Stopfbuchse 712
 Stopfbuchsen-Dehnungs-
 ausgleicher 684
 Stopfbuchsenmuffen-
 Verbindung 682
 Stopfbuchspackung 712
 Stoppbremse 490
 Stoß
 –, antriebsseitiger 446
 –, beidseitiger 446
 –, lastseitiger 446
 Stoßarten 137f.
 stoßdämpfende Wirkung 434
 Stoßfaktor 443
 stoßmildernde Wirkung 434
 Streckgrenze 50, 52
 streckgrenzgesteuertes
 Anziehen der Schrauben-
 verbindung 263
 Stribeck-Kurve 579
 Strömung, laminare 687
 Strömungsbremse 493
 Strömungsdichtung 716
 Strömungsform 687
 Strömungsgeschwindigkeit 686
 Stufenscheibengetriebe 626
 Stufensprung 6
 Stulpmutter 245
 Stumpfnah 137, 169
 –, nicht durchgeschweißte 137
 Stumpfstöß 111, 138
 Stützfunktion 61
 Stützlager 508
 Stützlagerung 522
 Stützrad 662
 Stützring 713
 Stützscheibe 306
 Stützwirkung 52, 59
 Stützzahl 61
 –, plastische 57f.
 Stützzapfen 372
 Stützziffer, relative 785
 Stützzug 664
 Stützzug am oberen Kettenrad
 665
- Stützzug am unteren Kettenrad
 665
 Stützzug bei annähernd
 waagerechter Lage des
 Leertrums 664
 Summe der Mindestabstände
 346
 Symbole 143
 Synchronkupplung 480
 Synchronriemen 622, 635
 –, doppeltverzahnter 622
 –, einfacherverzahnter 622
 Synchronriemenscheibe 628
 Synchronriementrieb,
 Berechnung 635
 System Einheitsbohrung 34
 System Einheitswelle 34
- T**-Stoß 138
 Tangentialbeanspruchung 45
 Tangentialschnitt 37
 Tangentialspannung 46
 Tangentkeil 426
 Tauchschnierung 735
 Taumelnieten 206
 technische Bewertung 20
 technische Dictheit 698
 Technisches Regelwerk 2
 technologischer Größen-
 einflussfaktor 51, 57, 63
 Teilbelag-Scheibenbremse 491
 Teilkegellänge
 –, äußere 796
 –, innere 796
 –, mittlere 796
 Teilkegelwinkel 794
 Teilkreisdurchmesser 656, 745,
 762, 818
 –, äußerer 795, 800
 –, mittlerer 795, 800
 Teilkreisteilung 745
 Teilungswinkel 656
 Teilzyylinder 745
 Tellerfeder 269, 336
 –, Federkraft bei Planlage 340
 –, Federpaket 336
 –, Federrate 340
 –, Federsäule 336
 –, Federungsarbeit 340
 –, Federwirkung 336
 –, Kennlinien 337
 –, Reibungseinfluss 342
 –, Tragfähigkeitsnachweis 340
 Tellerfederpaket 336
 Tellerfedoräule 336
 Temperguss 135
 Terrassenbruch 138
 Tetmajer, Knickspannung 280
 thermische Bezugsdrehzahl
 541
- Thomas-Kupplung 455
 Toleranz 27, 767
 Toleranzfaktor 28
 Toleranzfeld 28
 Toleranzkette 36
 Toleranzklasse 28, 30
 Toleranzring 423
 Toleranzsystem 30
 Tolerierungsgrundsatz 35f.
 Tonnenlager 518
 Topfmanschette 713
 Topfzeit 106
 Torsion 45, 57, 158
 torsionsbeanspruchte Federn
 343
 Torsionsfließgrenze 52
 Torsionspendel 387
 Torsionsspannung 45
 Torxschraube 236
 Träger 154
 Trägerbauweise 155
 Trägersteg, Schubspannung
 168
 Tragfähigkeit 272, 274
 –, Abscheren 272
 –, Abschertragfähigkeit 272
 –, Durchstanzen 274
 –, dynamische 533f.
 –, Lochleibung 272
 –, statische 534
 –, Zugkraft 273
 Tragfähigkeitsnachweis 776
 Trägheitsmoment 439, 441
 –, reduziertes 439
 Tragsicherheitsnachweis 163
 Tragzahl
 –, dynamische 533, 535
 –, statische 533
 Tragzahl C 533
 Tragzapfen 372
 Trapezfeder 329f.
 Trapezgewinde 233
 Treibkeil 426
 trennbaren Klauenkupplung
 466
 Triebstockverzahnung 728
 Trockenlauflager 572
 Trockenschmierung 580
 Tropfölschmierung 531
 Trumeindrücktiefe 642
 Trumkraftverhältnis 631
 Trumneigungswinkel 664
 Trumspannung 634
 Turboregelkupplung 484f.
 Typung 9
- Überdeckungsfaktor 784, 787
 Überdeckungsgrad 816
 Übergangsdrehzahl 579
 Übergangspassung 33

- Überholkupplung 478
Überkopfposition 146
Überlapptost 111, 120, 138
Überlappungslänge 120
Überlappungsnietung 207
Überlastungsfall 65f.
Überlebenswahrscheinlichkeit 55
Übermaß 33, 410
Übermaßpassung 33
Überschiebmuffe 679
Übersetzung 633, 637, 656, 747, 772, 823
übertragbare Kraft 223
übertragbares Drehmoment 449
Übertragungselement 1
UFK-Lager 519
Umfangskraft 630, 640, 779, 817
–, übertragbare 631
Umfangslast 526
umhüllte Stabelekrode 136
umlaufende Achse 364
Umlaufverhältniss 525
Umschlingungswinkel 639
Unabhängigkeitsprinzip 35
ungleichscheklige Naht 140
unlegierter Baustahl 133
unlösbarer Berührungsabdichtung 700
Unregelmäßigkeit 118
unteres Abmaß 28
Unterpulverschweißen 126
Unterschnitt 748
Unterspannung 46
- V**-Getriebe 752, 755
–, 0,5-Verzahnung 757
 V_{minus} -Rad 751f.
V-Null-Getriebe 751
 V_{plus} -Rad 750
V-Rad 750
V-Radpaarung 765
V-Ring 710
Ventil 674
Verbindung
–, Anziehen 271
–, Gestaltung 271
–, gleitfeste 270
Verbindungsarten beim Punktschweißen 159
Verbindungselement 1
Verbindungsglied, gekröpftes 654
Verbindungsiglied für Rollenkette 653
Verbundbauweise 155
Verbundkeilriemen 621
Verbundlager 574
- Verbundriemen 620
Verbundspannstift 303
verdrehrkritische Drehzahl 387
Verdrehwinkel 344, 381
vereinfachtes Verfahren 173
Verfahrensablauf beim Clinchen 223
Verfahrensablauf beim Stanzen 221
Verformung bei Biegebeanspruchung 382
Verformung bei Torsionsbeanspruchung 381
Vergleichsmittelspannung 67
Vergleichsspannung 46, 48, 180
Vergleichsspannungsnachweis 169
Verlagerungswinkel 597
Verliersicherung 269
Verschleiß 98
Verschleißwiderstand 573
Verschraubungsfälle für vorgespannte Schrauben 267
Verspannungsschaubild 254
Verspannungsschaubild mit Dichtung 704
Verstellgetriebe 626
Verstellweg 639
Verunreinigungsbeiwert 540
Verzahnungsangabe 656
Verzahnungsart 726
Verzahnungsgesetz 724
Verzahnungsmaß 761
Verzahnungsqualität 767
Verzahnungswirkungsgrad 736
Vierkantmutter 237
Vierkantscheibe 239
VierpunktLAGER 513
viskos aufgetragene Dichtmasse 704
Viskosität 92, 566
–, dynamische 91, 566
–, kinematische 92, 530, 566
Viskosität-Temperatur-Verhalten 566
Viskositäts-Temperatur-Abhängigkeit 92
Viskositätsindex 92, 568
Viskositätsklasse 568
Viskositätsklassifikation 94
Voll-Spurlager 605
Vollbelag-Scheibenbremse 490
volumenschließendes Lager 597
Volumenmaßstab 9
Volumenstrom 686
Vorbehandlung der Klebefläche 105
vorgespannte Schraube 267
- vorgespannte Schraubenverbindung 250
vorhandene Sicherheit 44, 68
vorhandene Spannung 44, 69
Vorsetzzeichen 520
Vorspannkraft, innere 351
Vorspannkraftverlust 258
Vorspannmöglichkeit 624
Vorteil
–, Klebverbindungen 102
–, Lötverbindungen 113
–, Nietverbindungen 200
Vorverformungskraft 703
- W**ahl des Schweißverfahrens 129
Wälzfläche 720
Wälzführung 506, 547
wälzgelagertes Bauelement 544
Wälzgeschwindigkeit 734
Wälzgetriebe 720f.
Wälzkörperform 510
Wälzkreis 744
Wälzlager 506
–, Anwendung 508
–, Aufbau 510
–, Auswahl 524
–, Baumaße 520
–, Berechnung 493
–, Dichtung 532
–, Gebrauchsduauer 540
–, Grundformen 510
–, Höchstdrehzahl 541
–, Hybridwälzlager 519
–, Keramikwälzlager 519
–, Kurzzeichen 520
–, Lagerbelastung 536
–, Lagerkombination 523
–, modifizierte Lebensdauerberechnung 539
–, nominelle Lebensdauer 535
–, Schmierung 528
–, Standardbauform 512
Wälzlagerung 506
–, angestellte Lagerung 523
–, Fest-Los-Lagerung 522
–, Gestaltung 525
–, Gestaltungsbeispiele 541
–, Stützlagerung 522
Wälzpunkt 746
Wälzylinder 744
Wanddicke gegen Innendruck, Berechnung 688
Wannenposition 146
Wärmebelastung 489
–, Bremse 489
–, Kupplung 450
Wärmebilanz 600
Wärmestrom 600

- , durch Konvektion abgeführt 600
- , vom Schmierstoff ab geführte 600
- Wärmeübergangszahl, effektive 600
- Warmfestigkeit 109
- Warmnietung 206
- Wasserdruckprüfung 691
- Wasserschmierung 580
- Wasserwirbelbremse 493
- Wechselbeanspruchung 48
- Wechseldrehmoment, periodisches 443, 447
- Wechselfestigkeit 54
- Wechselfestigkeitswert 57
- , Druck 57
- , Torsion 57
- , Zug 57
- Weichlot 116
- Weichlöten 113
- Weichstoffdichtung 702
- Welle 364
 - , Ablaufplan für dynamische Festigkeitsnachweis 71
 - , Ablaufplan für Entwurfsberechnung 378
 - , Ablaufplan für vereinfachten Festigkeitsnachweis 378
 - , Ablaufplan zur Berechnung des Konstruktionsfaktors 64
 - , biegekritische Drehzahl 385
 - , formschlüssige 396
 - , kraftschlüssige 405
 - , stoffschlüssige 428
 - , Torsionspendel 387
 - , verdrehkritische Drehzahl 387
- Welle-Nabe-Verbbindung, Auswahl 396
- Wellenabstand 638
 - , günstiger 659
- Wellenbelastung 632
- Wellenbelastung (bei Zugmittelbetrieb) 631, 641, 665
- Wellenende 375
- Wellengelenke 457
- Wellenkupplungen, Auslegung nachgiebiger 445
- Wellenübergang 366
- Wellenverlagerung 447
- Wellenzapfen 374
- Werkstoffauswahl 21
- Werkstoffe, Schweißeignung 132
- Werkstoffe für Lagerbuchsen 584
- Werkstoffe für Lote 115
- Werkstoffe für Niete 204, 217
- Werkstoffe für Schrauben 240
- Werkstoffe für Wälzlager 510, 519
- Werkstoffe für Zahnräder 732, 829
- Werkstofffestigkeitswert 57
- werkstoffgerechtes Gestalten 21
- Werkstoffkennwert 44, 49, 53
- Werkstoffpaarungsfaktor 788
- Windung, Gesamtzahl 346
- Winkelfedersteife 448
- Winkelschrumpfung 130
- Winkeltrieb 624
- Wirbelstromkupplung 482
- Wirken der Kräfte 102
- Wirkprinzip 230
- Wirkung (Klebverbindungen) 102
- Wirkung (Lötverbindungen) 113
- Wirkungsgrad
 - , Bewegungsschraube 282
 - , Getriebe 736
- Wirkungsgrad von Federn 325
- Wöhlerlinie 54
- Wölbnaht 140f.
- Wulstkupplung, hochelastische 463
- Z**A-Schnecke 820
- Zahn 744
- Zahnbreite 797, 800, 825
- Zahnbruch 776
- Zahndicke 745, 752
- Zahndicken-Halbwinkel 745
- Zahndickenabmaß 767
- Zahndickenhalbwinkel 745
- Zähnezahl 744, 828
- Zähnezahlverhältnis 747, 772, 824
- Zahnflankenermüdung 776
- Zahnfußspannung 783, 806
- Zahnfuß-Tragfähigkeit 776
- Zahnkette mit Außenführung 658
- Zahnkette mit Innenführung 658
- Zahnkupplung 456, 472
 - , schaltbare 466
- Zahnnormalkraft 778
- Zahnrad 718
 - , Axialschnitt 826
 - , Eingriffswinkel 826
- Zahnradbreite 773
- Zahnradgetriebe 718f.
 - , Funktion 718
- Zahnradwerkstoff 732
- Zahnriemen (High Torque Drive) 623
- Zahnscheibe 239, 269
- Zahnstange 722
- Zahnunterschnitt 748
- Zahnweite 769
- Zahnweiten-Nennmaß 770
- Zahnwellenverbindung 401
- Zapfen 364
- Zapfenniet 199
- Zapfenübergänge 366
- zeichnerische Darstellung der Schweißnaht 143
- Zeitfestigkeit 55, 73
- zeitlicher Verlauf 47
- Zeitstandsfestigkeit 108, 122
- Zellenbauweise 155
- zerlegbare Lager 528
- ZI-Schnecke 823
- Zickzacknaht 159
- Ziehbankkette 649
- Zinnlegierung 575
- ZK-Schnecke 823
- ZN-Schnecke 820
- Zonenfaktor 787
- Zug 45, 52, 57
- Zugfeder 347
- Zugfestigkeit 51f., 123
- Zugkraft, Tragfähigkeit 273
- Zugmittelgetriebe 619, 649
- Zugspannung 45, 634
- Zugstab, mittig
 - angeschlossener 161
- Zugversuch 49
- zulässige Beanspruchung der Lötverbindung 122
- zulässige Spannung 69f.
- zulässiger Betriebsdruck 691
- zulässiger Parameter 678
- zusammengesetzte Beanspruchung 46, 180
- zusammengesetzte Reihe 6
- zusammengesetzte Spannung 47
- Zusammenwirken von Eigen- und Lastspannungen 131
- Zweiflächen-Kupplung 467
- Zweikomponentenkleber 104
- zweireihiges Schräkgugellager 513
- Zwischenring-Kupplung, hochelastische 464
- Zwischenzapfenniet (Verfahren) 199
- Zykloidenverzahnung 726
- Zylinder-Sicherheitskupplung 476
- Zylinderkerbstift 302
- Zylinderrollenlager 514
- Zylinderschnecke 818f.
- Zylinderschneckengetriebe 820
- Zylinderschraube 236

KLINGERexpert®

DIE LEISTUNGSFÄHIGE DICHTUNGS- BERECHNUNG



- Leichte, selbsterklärende Flanschauswahl
- Grafische Analyse der Flächenpressung
- QuickHelp-Funktion
- Produktdokumentation der Dichtungsmaterialien
- Schritt für Schritt zur Auswahl des am besten geeigneten Dichtungsmaterials
- Lösungsvorschläge des Programms bei Berechnungsproblemen
- In vielen Sprachen verfügbar
- Automatisches Update über das Internet
- Kostenloser Download
- Auch als App für Android und Apple



KLINGER GmbH
 Rich.-Klinger-Straße 37
 D-65510 Idstein
 Tel (06126)4016-0
 Fax (06126)4016-11/-22
 e-mail: mail@klinger.de
<http://www.klinger.de>

Zylinderstift 300
zylindrische Achse 371
zylindrische Kugel 182

zylindrische Pressverband 405
zylindrische Schraubenfeder
345

zylindrischer Druckbehälter-
Mantel 183
zylindrischer Mantel 182

Sachwortverzeichnis

A

Abmessungen für lose Schmierringe 165
Abscherkräfte für Stifte 118
Achsabstand 231
Achsabstand, Abmaße 231
Achshalter 118
Additive 63
Allgemeintoleranzen 39
–, für Schweißkonstruktionen 80
–, Grenzabmaße für Längenmaße 39
–, Grenzabmaße für Rundungshalbmesser 39
–, Grenzabmaße für Winkelmaße 80
Aluminiumlegierungen 10
Anschlussmaße für runde Flansche 201
Anwendungsfaktor K_A 50
Augenlager, DIN 504 163
Ausbeute κ 179
Außenflächen (Wellen) 33
Axialfaktoren, Walzlager 156
Axiallager 151

B

Bauformenkatalog für Schweißverbindungen 85f.
Baustahl 1, 45, 81
Belastungskennwerte für Schraubradgetriebe 244
Berechnungsbeiwerte C für ebene Platten und Böden 92
Berechnungstemperatur für Druckbehälter 92
Betriebseingriffswinkel α_w 227
Betriebsfaktor K_A 50
Betriebsviskosität ν 160
Bewegungsschrauben, zulässige Flächenpressung 116
Bewertungsgruppen für Unregelmäßigkeiten für Schweißverbindungen 79
Bezugsviskosität ν 160
Bleche 17
Blindniete mit Sollbruchdorn 94
Bolzen 117
Bolzenverbindungen, mittlere Flächenpressung 117
Breitenfaktor $K_{H\beta}$, $K_{F\beta}$ für Stirnräder 236
Breitenverhältnis, Kegelräder 243
Buchsen für Gleitlager 164

C

Clinchverbindungen 97

D

Dauerfestigkeit, Zahndfußbeanspruchung der Prüfräder 219
Dauerfestigkeitsschaubild
–, Baustahl 45
–, Drehstabfedern 127
–, Einsatzstahl 47
–, Schraubendruckfedern 129f.
–, Tellerfedern 127
–, Vergütungsstahl 46
Deckellager, DIN 505 163
Dichte und Viskosität verschiedener Flüssigkeiten und Gase 205
Dichte von Metallen 142
Dichtungskennwerte für Feststoffdichtungen 209
Dickenbeiwert für geschweißte Bauteile 88
Drehfedern, Dauerfestigkeitsschaubild
–, Spannungsbewert 124
–, zulässige Biegespannung 124
Drehstabfeder, Dauerfestigkeitsschaubild 127
–, Ersatzlänge 127
Drehstrommotoren 195
Drehzahlfaktor f_n für Wälzläger 157
Druckfeder, Dauerfestigkeitsschaubild 129
–, Relaxation nach 48 Stunden 130
–, Spannungsbewert 128
–, theoretische Knickgrenze 128
–, zulässige Schubspannung 128
Druckstabquerschnitte 84
Druckstufen, Nenndrücke 201
Durchbiegungen, Achsen, Wellen 134
Durchmesser-Breitenverhältnis ψ_d 233
dynamische Viskosität für Normöle 170

E

E-Modul, Federn 122
Einflussfaktor der Oberflächenrauheit 57
Einflussfaktor der Oberflächenverfestigung 59
Eingriffsteilungsabweichung f_{pe} 237
Einheitsbohrung, Passungsauswahl 35
Einheitswelle, Passungsauswahl 37
Einlaufbetrag y_a 237
Einlaufbeträge y_β Flankenlinien 235
Einsatzstahl 2
Elastizitätsfaktor Z_E 240
Elastizitätsmodul 1
Ergänzungssymbole, Schweißnähte 78
Evolventenfunktionswerte inv α 228



www.rehfuss.com

erfolgreich durch Qualität und Zuverlässigkeit



Antriebe für jede Anforderung

- Getriebe und Getriebemotoren mit konstanten Drehzahlen
- Elektronisch und mechanisch regelbare Antriebe
- Sonderantriebe und kundenspezifische Lösungen

Carl Rehfuss GmbH + Co. KG Antriebstechnik

Buchtalsteigle 5 -- D-72461 Albstadt -- Tel.: +49 (0) 74 32 / 70 15-0

Fax: +49 (0) 74 32 / 70 15-90 -- info@rehfuss.com -- www.rehfuss.com

Extremultus-Mehrschichtflachriemen
–, Ausführungen, Eigenschaften 180
–, Ermittlung des Riementyps 181
–, Fliehkraft-Dehnung 182
–, kleinster Scheibendurchmesser 180

F

Federn 122
Federringe 108
Federschreiben 108
Federstahldraht, Durchmesserauswahl von d 123
Federstahldraht, Wahl der Drahtsorten 123
Federwerkstoffe, Festigkeitsrichtwerte 122
Feinkornbaustahl 1
Festigkeitsberechnung 45
Festigkeitskennwerte
–, Gusswerkstoffe 5ff.
–, Kunststoffe 13f.
–, Nichteisenmetalle 8f.
–, Stahl 1, 206
Festigkeitskennwerte K im Druckbehälterbau 90f.
Festigkeitsklassen von Schrauben 101
Festigkeitsrichtwerte
–, Federwerkstoffe 122
–, Zahnradwerkstoffe 218
Filzringe 213
Flächen- u. Widerstandsmomente 27–29
Flächenmomente 2. Grades für Wellenquerschnitte 132
Flächenmomente 2. Grades und Widerstandsmomente 27, 132
Flachriemen-Werkstoffe, Kennwerte 178
Flachriemenscheiben, Hauptmaße 182
Flachriementriebe, Faktor k , Wellenbelastung 179
Flachstäbe 15
Flammpunkt, Schmieröl 168
Flankenlinien, Einlaufbeträge 235
Flankenlinien-Winkel-Abweichungen $f_{H\beta}$ 235
Flankenlinienabweichung f_{sh} 234f.
Flansche, Anschlussmaße 201
Flanschlager DIN 502 162
Fliehkraft-Dehnung bei Riemens 182
Flussmittel 74–75
Formfaktor Y_{Fa} 238
Formtoleranzen 40
Formzahlen 51
Freistiche nach DIN 509 132

G

G-Modul 1ff.
Ganzmetallkupplung, biegenachgiebige 145

gemittelte Rautiefe R_z , nach Herstellverfahren 44
Geschwindigkeitsfaktor Z_v 241
Getriebeöl 222f.
–, Kegelradgetriebe 222f.
–, Schneckengetriebe 222f.
–, Stirnradgetriebe 222f.
–, Viskositätsauswahl 222f.
Gewinde
–, metrisches ISO-Feingewinde 99
–, Regelgewinde 98
–, Trapezgewinde 100
Gleitlager
–, Buchsen 164
–, Grenzrichtwerte für Lagertemperatur 176
–, Lagerwerkstoffe 167
–, Passungen 172
–, relatives Lagerspiel 171
–, Schmiernuten 166
–, Schmierstoffdurchsatz 177
–, Sommerfeld-Zahl So 174
–, Toleranzklassen 173
–, zulässige spezifische Belastung 168
Gleitreibungszahlen 61
Grenzabmaße für Winkelmaße 39
Größeneinflussfaktor, Gusswerkstoffe
–, formzahlabhängiger 58
–, geometrischer 58
–, technologischer 58
Größenfaktor Y_X (Zahnfußspannung) 239
Grundabmaße, Außenflächen 33
Grundabmaße, Innenpassflächen 34
Grundsymbole für Nahtarten 77
Grundtoleranzen 32
Gusswerkstoffe, Festigkeitskennwerte 5f., 82f.

H

Haftriebungszahlen 61, 110, 141
Härteeinflussfaktor f_H 157
Hartlote 71
Hartlötverbindungen, Zug und Scherfestigkeit 76f.
höchstzulässige spezifische Lagerbelastung 168
Hohlprofile 22–24

I

Innenpassflächen, Grundabmaße 34
I-Träger 21

K

Kegel nach DIN 254 143
Kegel-Spannsysteme 143

kegelige Wellenenden 131
 Kegelräder 243
 –, Überdeckungsfaktor Y_e 243
 –, Vorwahl der Abmessungen 243
 –, Zeichnungsangaben 224
 Kegelrollenlager 150
 Kehlnähte
 –, Bewertungsgruppen 79
 –, Korrelationsbeiwert 82
 Keile, Maße 138
 Keilriemen, Eigenschaften und Anwendungsbilder 178
 Keilriemenabmessungen 184
 Keilriemenscheiben 185
 Keilrippenriemen 186
 Keilwellen-Verbindungen, Abmessungen 139
 Kerbformzahlen 51
 Kerbwirkungszahlen 54ff.
 Kettengetriebe 196
 Kettenräder, Haupt-Profilabmessungen 196
 Klauenkupplung, elastische 146
 Klebstoffe 69–70
 Klebverbindungen 68
 Knickgrenze, Druckfeder 128
 Knicklinie 84
 Konstruktionsrichtlinien für Lagerdichtungen 216
 Korrekturfaktoren Keil- und Keilrippenriemen 191
 Korrelationsbeiwert für Kehlnähte 82
 Kunststoffe, Festigkeitskennwerte, Eigenschaften, Verwendung 13
 Kupferlegierungen 8
 Kupplungen
 –, Anlauf faktor S_z 148
 –, Frequenzfaktor S_f 148
 –, Temperaturfaktor S_t 148

L

Lagerdichtungen, Konstruktionsrichtlinien 216f.
 Lagerschalen 165
 Lagerwerkstoffe 167
 Lagetoleranzen 41
 Lamellenkupplung 147
 Längenausdehnungskoeffizient 141, 167
 Längenfaktor c_2 , Riementrieb 191f.
 Langzeitwarmfestigkeitswerte 90
 Lebensdauer, nominelle; Richtwerte 157
 Lebensdauerbeiwert a_{ISO} 161
 Lebensdauerfaktor, f_L Walzlager 157
 Lebensdauerfaktor y_{NT} 239
 Lebensdauerfaktor Z_{NT} 242
 Leistungs-Übersetzungszuschlag \dot{U}_z 190
 Leistungsdiagramm Rollenketten 197
 Lochleibungstragfähigkeit, Bauwerte 116

M

Maßpläne für Wälzläger 150ff.
 Magnesiumlegierungen 12
 maximales c/t -Verhältnis 83
 Mehrschichtflachriemen, Ausführungen, Eigenschaften 180
 Messzähnezahl k für Stirnräder 232
 Mindestwerte der 0,2%-Dehngrenze 96
 Mittelspannungsempfindlichkeit, Faktoren 59
 Mittenrauwert R_a 44
 mittlere Rauigkeitshöhe k von Rohren 202
 Modulreihe für Zahnräder 227
 Muttern
 –, Abmaße 104
 –, genormte 102

N

Nahtarten, Grundsymbole 77
 Nenndruckstufen 201
 Nennleistung
 – für Keilrippenriemen 187
 – für Normalkeilriemen 187
 – für Schmalkeilriemen 188
 Nennweiten für Rohrleitungen 201
 Nietverbindungen im Stahlbau mit Halbrundnieten 95
 Nilos-Ringe 214
 Nitrierstahl 2
 Normzahlen 31

O

O-Ringe 211
 Oberflächen, Zuordnung von R_z und R_a 43
 Oberflächenbehandlungsverfahren, Klebverbindungen 68

P

Passfedern, Maße 138
 Passfederverbindungen 138
 Passscheiben, Abmessungen 118
 Passungen
 –, Anwendungsbeispiele 42
 –, Einheitsbohrung 35f.
 –, Einheitswelle 37f.
 –, Gleitlager 172
 Passungssystem
 –, Einheitsbohrung Passungsauswahl 35f.
 –, Einheitswelle Passungsauswahl 37f.
 Polygonprofile, Abmessungen 141
 Positionierbremse 149

Pourpoint bei Schmieröl 168
 Pressverband
 –, Haftbeiwert 141
 –, Hilfsgröße K 142
 –, maximale Fügetemperatur 142
 Profile
 –, Hohlprofile 22f., 23
 –, I-Profile 21
 –, T-Profile 22
 –, U-Profile 20
 –, Winkelprofile 18f., 19
 Profiltüberdeckung ϵ_a bei Zahnrädern 227
 Profilverschiebung
 –, Aufteilung von Σx 229
 –, ausführbarer Bereich 232
 –, Wahl von Σx 228
 Profilverschiebungsfaktor Σx 228

Q

Querdehnzahl 142

R

Radial-Wellendichtringe 212
 Radialfaktoren, Walzlage 156
 Radiallager 150
 Rand- und Lochabstände für Schrauben und Nieten 94
 Rauigkeitsfaktor Z_R 241
 Rauigkeitshöhe k von Rohren 202
 Rautiefe
 –, Empfehlung 43
 –, gemittelte, nach Herstellverfahren R_z 44
 –, Mittenrauwert, nach Herstellverfahren 44
 –, Zuordnung von R_a und R_z 43
 Reibungsfaktoren, Tellerfeder 126
 Reibungskennzahl μ/ψ_B 175
 Reibungswerte, Schneckenradsätze 223
 Reibungszahl 61
 Reibungszahlen, Schraubenverbindungen 110
 Reihe A, B, C, Federn 124
 relative Stützziffer $Y_{\delta \text{ rel } T}$ 239
 relativer Oberflächenfaktor $Y_R \text{ rel } T$ 239
 relativier Schmierstoffdurchsatz 177
 Relaxation von Druckfedern 130
 Richtwerte
 –, nominelle Lebensdauer, Wälzlagerungen 157
 –, Ritzelzähnezahl z_1 233
 –, Schneckenzähnezahl 244
 –, Schraubradgetriebe 244
 –, Vorwahl der Abmessungen (Kegelräder) 243
 –, zulässige Verformungen von Wellen 134
 Riementyp, Ermittlung 181

Ritzelbreite b_1 , Stirnräder 233
 Rohre, Übersicht 199
 Rohrleitungen und Rohrverschraubungen für hydraulische Anlagen 207
 Rohreibungszahl λ 204
 Rollenketten 196
 –, Abmessungen, Bruchkräfte 196
 –, Leistungsdiagramm 197
 Rollenkettengetriebe
 –, Faktor für Zähnezahl f_1 197
 –, Schmierbereiche 198
 –, spezifischer Stützzug 197
 –, Umweltfaktor f_6 198
 –, Wellenabstandsfaktor f_2 198
 Rundstäbe 15

S

Scheiben 108
 Scheibenkupplungen 145
 Schmierfette K 169
 Schmierlöcher 166
 Schmiernuten 166
 Schmierölauswahl, Zahnradgetriebe 221f.
 Schmieröle 168
 –, Betriebsviskosität 160
 –, dynamische Viskosität 170
 –, spezifische Wärmekapazität 169
 Schmierstofffaktor Z_L 241
 Schmiertaschen 166
 Schnecken, Wirkungsgrade 223
 Schnecken, Zeichnungsangaben 225
 Schneckengetriebe 244
 Schneckenradwerkstoff 221, 244
 Schneckenzähnezahl 244
 Schrägenfaktor Y_β 238
 Schrauben
 –, Festigkeitsklassen 102
 –, genormte 102
 Schraubensicherungen 108, 115
 Schraubenverbindungen
 –, Anziehfaktor 109
 –, Anziehverfahren 109
 –, Einschraublängen 115
 –, Grenzflächenpressung 109
 –, Konstruktionsmaße 104ff.
 –, Reibungszahlen 110
 –, Spannkräfte und Spannmomente 112
 –, Vorwahl der Schrauben 111
 Schraubradgetriebe 244
 Schrumpfscheibe 144
 Schweißnähte, zeichnerische Darstellung 77
 Schweißpunkte, zulässige Abstände 80
 Sechskantschrauben, Abmaße 104
 Senkschrauben, Abmaße 106
 Sicherheitsbeiwerte für Druckbehälter 92
 Sicherheitswerte Maschinenbau 60

Sicherungsringe 119
 Sommerfeld-Zahl 174
 Spannhülsen für Wälzlager 152
 Spannungsgefälle, bezogenes 53f.
 Spannungskorrekturfaktor Y_{Sa} 238
 Stahl, Festigkeitskennwerte, Eigenschaften, Verwendung 1ff., 45ff.
 Steh-Gleitlager DIN 118 163
 Stirnfaktoren K_{Fc} , K_{Hc} 236
 Stirnräder
 -, Breitenfaktor $K_{H\beta}$, $K_{F\beta}$ 236
 -, Eingriffsteilungsabweichung f_{pe} 237
 -, Einlaufbetrag y_a 237
 -, Einlaufbeträge y_β Flankenlinien 235
 -, Elastizitätsfaktor Z_E 240
 -, Flankenlinienabweichung f_{sh} 234
 -, Formfaktor Y_{Fa} 238
 -, Geschwindigkeitsfaktor Z_v 241
 -, Größenfaktor Y_X 239
 -, Lebensdauerfaktor y_{NT} 239
 -, Lebensdauerfaktor Z_{NT} 242
 -, Messzähnezahl k 232
 -, Rauigkeitsfaktor Z_R 241
 -, relative Stützziffer $Y_{\delta rel T}$ 239
 -, relativer Oberflächenfaktor $Y_{R rel T}$ 239
 -, Richtwerte für Ritzelbreite b_1 233
 -, Schmierstofffaktor Z_L 241
 -, Schrägenfaktor Y_β 238
 -, Spannungskorrekturfaktor Y_{Sa} 238
 -, Stirnfaktor K_{Ha} , K_{Fa} 236
 -, Überdeckungsfaktor Z_e 240
 -, Wahl der Ritzelzähnezahl z_1 233
 -, Werkstoffpaarungsfaktor Z_w 242
 -, Zeichnungsangaben 223
 -, Zonenfaktor Z_H 240
 Stirnradgetriebe
 -, Achsabstandsabmaße 231
 -, Aufteilung der Übersetzung 232
 Stopfbuchsen 215
 Stumpfnähte, Bewertungsgruppen 79
 Stützkräfte; Achsen, Wellen 134
 Stützscheiben, Abmessungen 118
 Stützzahl, Walzstähle Symbole 53f.
 Symbole für Niete und Schrauben 93
 Synchroflex-Zahnriemen 193f.
 Synchronriemen, Eigenschaften und Anwendung 179

T

Tellerfeder
 -, bezogene Spannung 126
 -, bezogener Kennlinienverlauf 126
 -, Dauerfestigkeitsschaubild 127
 -, Kennwerte und Bezugsgrößen 126
 Toleranzen 32, 39ff.

Toleranzklassen
 -, Gleitlager 173
 -, Wälzlager 158
 Trumkraftverhältnis m , Riemen 179
 T-Stahl 22

U

Überdeckungsfaktor Y_e , Kegelräder 243
 Überdeckungsfaktor Z_e , Stirnräder 240
 Übersetzung i , Stirnräder 232
 Umweltfaktor f_b , Ketten 198
 U-Profilstahl 20

V

V-Ringdichtung 214
 Vereinfachte Darstellung von Verbindungs-elementen 93
 Verformungen, zulässige, Wellen 133
 Vergütungsstahl 2
 Verlagerungsbereiche für 360°-Lager 174
 Verlagerungswinkel β für Radiallager 176
 Verunreinigungsbeiwert e_c 160
 Verzahnungsqualität, Wahl 229
 Viskositätsverhältnis κ 160

W

Wahl des Profils der Keil- und Keilrippen-riemen 183
 -, Normalkeilriemen 183
 -, Schmalkeilriemen 183
 -, Synchronriemen 192
 Wälzlager 150
 -, Anschlussmaße 159
 -, Axial- u. Radialfaktoren 156
 -, Maßpläne 151
 -, nominelle Lebensdauer, Richtwerte 159
 -, Tragzahlen C und C_0 152
 Wälzlagerungen, Toleranzklassen für Wellen und Gehäuse 158
 Weichlote 73
 Welle-Nabe-Verbindungen
 -, Nabengrößen 137
 -, zulässige Fugenpressungen 137
 Wellenbelastung, Riementrieb 179
 Wellendichtring 212
 Wellenenden
 -, kegelige 131
 -, zylindrische 131
 Werkstoffauswahl, Schneckengetriebe 220
 Werkstoffe von Schrauben 101
 Werkstoffpaarungen 220

- Werkstoffpaarungsfaktor Z_W , Stirnräder 242
 Widerstandsmomente für Wellenquer-schnitte 132
 Widerstandszahl ζ von Rohrleitungselemen-ten 203
 Winkel
 –, gleichschenklig 18
 –, ungleichschenklig 19
 Winkelfaktor c_1 , Riementrieb 191
 Wirkungsgrade für Schneckengetriebe 223
 wirtschaftliche Strömungsgeschwindigkeiten,
 Rohrleitungen 202
 Wulstkupplung, hochelastische 147
- Z**
- Zahndicke, zulässige Dickenschwankung R_s
 230
 Zahndickenabmaß A_{sne} 230
 Zahndickentoleranzen T_{sn} 230
 Zähnezahl, Schnecke 244
 Zahnräder
 –, Modul m 227
 –, Profilüberdeckung ε_a 227
 Zahnradgetriebe, Schmierölauswahl 221
 Zahnradwerkstoffe, Festigkeitsrichtwerte
 218f.
 Zahnwellenverbindungen, Abmessungen 140
 zeichnerische Darstellung von Schweiß-nähten 77
- Zeichnungsangaben
 – für Kegelräder 224
 – für Schnecken 225
 – für Schneckenräder 226
 – für Stirnräder 223
 Zonenfaktor Z_H 240
 Zugfedern
 –, Korrekturfaktoren 130
 –, zulässige Schubspannung 130
 Zugfestigkeit für Aluminium-Vollniete 96
 zulässige Abstände von Schweißpunkten 80
 zulässige Flachenpressung, zulässige Flächen-
 pressung, Schrauben 109, 116
 zulässige kleinste Spalthöhe 176
 zulässige Schubspannung, Zugfeder 130
 zulässige Spannungen für Nietverbindungen
 aus thermoplastischen Kunststoffen 96
 zulässige Spannungen für Schweißverbindun-
 gen im Maschinenbau 89
 zulässige Stützweiten für Stahlrohre 207
 zulässige Wechselspannungen für gelochte
 Bauteile 96
 zusammengesetzte Symbole, Schweißverbin-
 dungen 77
 Zusatzsymbole, Schweißnähte 78
 Zylinderschneckengetriebe 244
 Zylinderschrauben, Abmaße 106
 Zylinderstifte 118
 zylindrische Wellenenden 131

Buchwerbung – So gewinnen Sie Kunden!

Bücher erfreuen sich einer hohen Wertschätzung bei ihren Lesern – das ist bei Marketingexperten unumstritten.

Die nachhaltige Werbewirkung ist gerade durch die Langlebigkeit des Produktes Buch gewährleistet. Mit unseren Fachbüchern erreichen Sie exakt die anvisierten Personen. Ihre Vorteile der Buchwerbung bei Springer Vieweg:

Ein erstklassiges Umfeld

- durch ein renommiertes Verlagshaus
- und namhafte Autoren

Homogene Zielgruppen

- mit hohem Involvement
- die Ihre Fachbücher regelmäßig nutzen

Positiver Abstrahleffekt

- auf das Image Ihres Unternehmens bzw. Ihrer Produkte, durch den ausgezeichneten Ruf unserer Autoren und Verlage

Werbemöglichkeiten

- Anzeige
- Logo | Sponsoring
- Lesezeichen

 Springer Vieweg



Best Ad Media

Springer Fachmedien Wiesbaden GmbH
Abraham-Lincoln-Straße 46
65189 Wiesbaden
tel +49 (0)611 / 78 78 – 555
info@best-ad-media.de

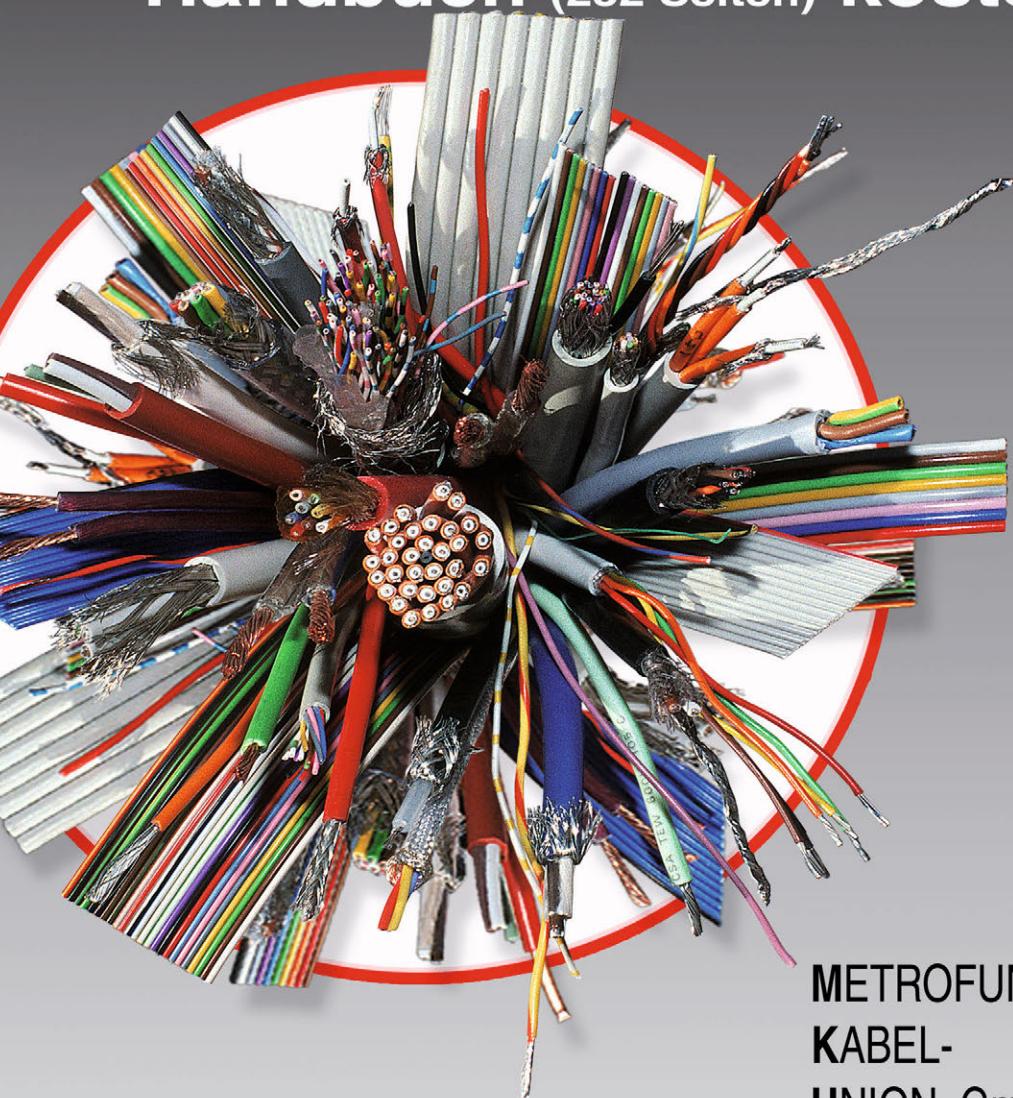
www.best-ad-media.de

Richtig schalten.



> 2015

**Sorten isolierte Leitungen
Handbuch (232 Seiten) kostenlos**



METROFUNK-
KABEL-
UNION GmbH
Postfach 41 01 09
12111 Berlin (Steglitz)

www.metrofunk.de
info@metroufnk.de

metrofunk
KABEL-UNION