

Anleitung zum Konstruktionsbeleg Kalandergetriebe

- Formelzeichenverzeichnis
- Einführung
- Literaturhinweise
- Technische Rahmenbedingungen
- Entwurf
- Berechnung
- Gestaltungshinweise
- Konstruktive Details

Inhaltsverzeichnis

Formelzeichenverzeichnis	5
Einführung	7
Literaturhinweise.....	8
Technische Rahmenbedingungen	9
Zeichnungserstellung	9
Dokumentation der Berechnung.....	9
<i>Grundlagen Matlab.....</i>	9
<i>Schnittstelle Excel-Matlab.....</i>	10
Entwurf.....	12
Belastungsannahmen	12
<i>Leistungsbetrachtung</i>	12
<i>Lastkollektiv.....</i>	12
<i>Bestimmung der Faktoren K_{BS} und K_B.....</i>	14
Entwurf der Verzahnung.....	15
<i>Zähnezahlen.....</i>	15
<i>Überschlägiger Modul.....</i>	16
<i>Schrägungswinkel.....</i>	17
<i>Achsabstand.....</i>	18
Ermittlung des überschlägigen Wellendurchmessers	18
<i>Biegung (Achsen)</i>	18
<i>Torsion (Wellen).....</i>	18
<i>Torsion und Biegung (Wellen)</i>	18
Statik	19
Berechnung	20
Berechnung der Wälzlager	20
<i>Statische Tragfähigkeit</i>	20
<i>Dynamische Tragfähigkeit.....</i>	20
Berechnung der Welle-Nabe-Verbindungen	21
<i>Passfeder- und Profilwellenverbindung.....</i>	21
<i>Press- und Schrumpfverbindungen.....</i>	21
Wellenberechnung.....	21
<i>Statische Tragfähigkeit</i>	21
<i>Dynamische Tragfähigkeit.....</i>	21
Nachrechnung der Verzahnungen	22
<i>Dauerfestigkeit Zahnuß.....</i>	22
<i>Dauerfestigkeit Zahnflanke</i>	22
Gestaltungshinweise	23
Gehäuse	23
<i>Spezielle Maße und Abstände</i>	23
Bedien- und Beschlagteile eines Getriebes.....	32

<i>Anschlussmaße für Deckel</i>	32
<i>Traghaken</i>	33
<i>Ölablassschrauben</i>	34
<i>Ölmessstäbe</i>	35
<i>Entlüftung</i>	35
Konstruktive Details	38
Angaben auf den Zeichnungen.....	38
<i>Verzahnungsdarstellung nach DIN 3966</i>	38
<i>Wärmebehandlungsangaben</i>	39
<i>Härtetiefen Einsatzgehärteter Zahnräder</i>	40
Gütesicherung	41
<i>Flankenspiel</i>	41
<i>Verzahnungstoleranzen</i>	42
<i>Zahnweite</i>	43

Formelzeichenverzeichnis

Formelzeichen	Einheit	Bezeichnung
a	mm	Achsabstand
a_1	-	Lebensdauerbeiwert Erlebenswahrscheinlichkeit
a_{23}	-	Lebensdauerbeiwert Werkstoff/Betriebsbedingungen
a_d	mm	Null-Achsabstand
b	mm	Zahnbreite
b_w	mm	gemeinsame Zahnbreite
C	MPa	dynamische Tragzahl
C_0	MPa	statische Tragzahl
d	mm	Teilkreisdurchmesser
d_{ueb}	mm	überschlägiger Wellendurchmesser
F_a	N	Axialkraft
f_H	-	Härtefaktor
F_r	N	Radialkraft
f_s	-	statische Kennzahl
f_T	-	Temperaturfaktor
K_{ABF}	-	Betriebsfaktor (für Lastkollektive)
K_{ABH}	-	Betriebsfaktor (für Lastkollektive)
K_B	-	dynamischer Äquivalenzfaktor
K_{BL}	-	dynamischer Äquivalenzfaktor für Lager
K_{BS}	-	statischer Äquivalenzfaktor
K_F	-	Beanspruchungsfaktor (Zahnfuß)
K_{Fa}	-	Stirnfaktor
K_{FB}	-	Breitenfaktor
K_H	-	Beanspruchungsfaktor (Flanke)
K_{Ha}	-	Stirnfaktor
K_{Hb}	-	Breitenfaktor
K_V	-	Dynamikfaktor
L_h	h	Lebensdauer
L_{hn}	h	Lagerlebensdauer in Stunden
m_n	mm	Normalmodul
$M_{taequivalent}$	Nm	zum Lastkollektiv äquivalentes Drehmoment
M_{tj}	Nm	Drehmoment der Stufe j
M_{tmax}	Nm	Maximaldrehmoment
M_{tnenn}	Nm	Nenndrehmoment
M_V	Nm	Vergleichsmoment
N_0	-	schädigungswirksame Gesamtlastwechselzahl
N_G	-	Grenzlastwechselzahl
n_j	Hz	Drehzahl der Stufe j
n_{nenn}	Hz	Nenndrehzahl
P	MPa	dynamische äquivalente Belastung
P_0	MPa	statische äquivalente Belastung
P_{nenn}	W	Nennleistung
P_{nenn}	MPa	dynamische äquivalente Nennbelastung
p_{vorh}	MPa	vorhandene Pressung
p_{zul}	MPa	zulässige Pressung
S_F	-	Sicherheit gegen plastische Verformung

$S_{F\min}$	-	minimale Sicherheit gegen Ermüdungsbruch
S_H	-	Sicherheit gegen Ermüdungsschäden
S_R	-	Sicherheit gegen Rutschen
t_j	s	Dauer der Stufe j
t_{per}	s	Periodendauer
u	-	Zähnezahlverhältnis
x	mm	Profilverschiebung
Y_{FS}	-	Kopffaktor
Y_{FS}	-	Kopffaktor
Y_N	-	Lebensdauerfaktor
Y_R	-	Rauheitsfaktor
Y_X	-	Größenfaktor
Y_β	-	Schrägenfaktor
Y_δ	-	Stützziffer
Y_ε	-	Überdeckungsfaktor
z	-	Zähnezahl
Z_E	-	Elastizitätsfaktor
Z_H	-	Zonenfaktor
Z_L	-	Hydrodynamischer Wirkungsfaktor
Z_N	-	Lebensdauerfaktor
Z_R	-	Rauheitsfaktor
Z_V	-	Geschwindigkeitseinflussfaktor
Z_β	-	Schrägungsfaktor
Z_ε	-	Überdeckungsfaktor
β	°	Schrägungswinkel
σ_{bueb}	MPa	überschlägiger Festigkeitswert
σ_{FE}	MPa	Zahnfußdauerfestigkeit
σ_{Hlim}	MPa	Zahnflankendauerfestigkeit
ω_{nenn}	Hz	Nennkreisfrequenz
ΔN_{Ej}	-	Lastwechselzahl der Stufe j bzgl. Wöhlerlinie
ΔN_j	-	Lastwechselzahl der Stufe j

Einführung

Die vorliegenden Unterlagen dienen als Anleitung zum Konstruktionsbeleg Maschinenelemente. Entwurf und Berechnung erfolgen auf der Grundlage der Empfehlungen der DIN. Zur konstruktiven Ausführung bietet sich die Einbeziehung weiterer Normen (z.B. ISO) und Firmenschriften an. Die einzelnen Kapitel enthalten Querverweise auf das Arbeitsheft (AH) des Instituts für Maschinenelemente und Maschinenkonstruktion.

Weitere Literaturempfehlungen sind dem nachfolgenden Kapitel zu entnehmen.

Es ist ein Tragfähigkeitsnachweis für die Verzahnungen, Wellen, Lager und Welle-Nabe-Verbindungen durchzuführen. Zur Erhöhung der Übersichtlichkeit und Verringerung des Berechnungsaufwandes werden eine Reihe von Annahmen (Festlegungen etc.) getroffen, die Vereinfachungen darstellen und deshalb von der Verfahrensweise bei genaueren Analysen und von Normen abweichen können.

Literaturhinweise

- [Hoischen, H.: Technisches Zeichnen: Grundlagen, Normen, Beispiele, darstellende Geometrie, ISBN: 9783064517127](#)
 - Umfangreiche Darstellung der Regeln des technischen Zeichnens
- [Schaeffler: Die Gestaltung von Wälzlagernungen](#)
 - Hinweise zur Wälzlagergestaltung, Zeichnungen, Anwendungsbeispiele
- Lagerkataloge und Websites der Hersteller
 - [Schaeffler](#)
 - [SKF](#)
 - Kenndaten der Lager, Hinweise zur Lagerauswahl
- [Schlecht, B.: Maschinenelemente 1, ISBN: 9783868942682](#)
- [Schlecht, B.: Maschinenelemente 2, ISBN: 9783827371461](#)
 - Umfangreiche Informationen zu den Maschinenelementen und deren Berechnung
- [Ulrich, V.: Technisches Freihandzeichnen: Lehr- und Übungsbuch, ISBN: 9783662546543](#)
- [Linke, H.: Stirnradverzahnung: \[Berechnung – Werkstoffe – Fertigung\], ISBN: 9783446414648](#)

Technische Rahmenbedingungen

Zeichnungserstellung

Als Entwurfszeichnung ist eine technische Freihandzeichnung abzugeben. Die relevanten Getriebebestandteile müssen sichtbar sein, dürfen jedoch in einem 90°-Schnitt durch das Getriebe dargestellt werden. Alle Dokumentationszeichnungen sind als CAD-Zeichnung mit einem gängigen Programm wie Solidworks, Creo oder CATIA zu erstellen.

Dokumentation der Berechnung

Berechnungen sollen in Matlab umgesetzt werden. Für die Kommunikation der Ergebnisse im Rahmen der Abgabe wird ein Datenblatt in Form einer Excel-Datei bereitgestellt.

Grundlagen Matlab

Eine Abspeicherung sich wiederholender Berechnungsvorgänge in Matlab erleichtert die Belegbearbeitung. Durch Steuerungselemente sind die Berechnungen zu einem Programm automatisierbar. Im Workspace-Fenster gibt es einen Überblick über alle Variablen. Deren Deklaration ist nicht erforderlich.

Tabelle 1: Grundlagen Matlab

Arithmetische Operatoren	Benennung
+	Addition
-	Subtraktion
*	Multiplikation
/	Division
\	Lösung linearen GLS (Matrixinversion)
^	Potenz
Höhere Funktionen	
exp(x)	Exponentialfunktion
log10(x)	Logarithmus zur Basis 10
sin(x), cos(x), tan(x)	trigonometrische Funktionen
asin(x), acos(x), atan(x)	inverse trigonometrische Funktionen
Vergleichsoperatoren	
>	größer
>=	größer oder gleich
<	kleiner
<=	kleiner oder gleich
==	gleich (Unterschied zum Zuweisungsoperator =)
~=	ungleich
Verknüpfungsoperatoren	
&	und
	oder
~	nicht
Sonderformen für Verzweigungen	
&&	und
	oder

Für die Belegbearbeitung sind Live-Scripts eine Empfehlung, da sie interaktiver sind sowie Text, Formeln, Code und Visualisierungen für eine gute Übersichtlichkeit kombinieren.

Zudem ist die Erstellung von Funktionen für sich wiederholende Berechnungen ratsam. Dadurch werden Berechnungen weniger fehleranfällig und effizienter. Das allgemeine Vorgehen zum Einsatz von Funktionen wird im nächsten Absatz erklärt.

Zuerst wird die Funktion in einer separaten Datei (funktionsname.m) erstellt und im gleichen Verzeichnis, wie das Live-Script gespeichert. Innerhalb der Funktion können beliebige Berechnungen durchgeführt werden. Als einfaches Beispiel soll ein Teil der dynamischen Tragfähigkeitsberechnung eines Lagers dienen:

```
function L_h = Lebensdauer(n_0, C, P, p)
L_h = 10^6/(60*n_0)*(C/P)^p;
end
```

Im Live Script kann diese Funktion nun beliebig oft für unterschiedliche Lager verwendet werden:

```
% Parameter
LA.n_0 = 1000; % Bezugsdrehzahl in 1/min
LA.C = 19300; % dynamische Tragzahl in N
LA.P = 1800; % dynamische äquivalente Belastung in N
LA.p = 3; % Lebensdauerexponent für Kugellager

% Aufruf der Lebensdauer-Funktion
LA.L_h = Lebensdauer(LA.n_0, LA.C, LA.P, LA.p);
```

Die Verwendung von Einheiten in Matlab wird durch die damit einhergehende symbolische Rechnung nicht empfohlen. Um die Übersicht über die Einheiten nicht zu verlieren, kann besser mit Kommentaren gearbeitet werden.

Schnittstelle Excel-Matlab

Anhand einer bereitgestellten Excel-Datei werden Ihre Ergebnisse bewertet. Zunächst können die individuellen Auslegungswerte (nach Namen) in diese Datei übernommen werden. Da sich unter Umständen viele Recheniterationen und abhängige Änderungen ergeben ist eine automatisierte Variablenverwaltung in Matlab sinnvoll. Dazu existieren je nach Datentyp und Anwendungsfall nützliche Funktionen. Sollen Ausgangswerte oder Zwischenergebnisse aus Excel nach Matlab eingelesen werden, bieten sich `readtable`, `readmatrix` oder `readcell` an. Für das Schreiben der Berechnungsergebnisse aus Matlab in das Datenblatt eignen sich `writetable`, `writematrix`, `writecell`. Nachfolgend wird ein Beispiel für die Schnittstelle gegeben:

```
% Spezifikation der Excel-Datei und des Arbeitsblatts
filename = 'Datenblatt.xlsx'; % Name der Excel-Datei
sheet = 1; % Arbeitsblatt-Index oder Name

% Daten, die in die Excel-Datei geschrieben werden sollen
DataToExl = [5, 2, 9]'; % Daten als Spaltenvektor

% Schreiben der Daten in die Excel-Datei, beginnend bei Zelle B2
writematrix(DataToExl, filename, 'Sheet', sheet, 'Range', 'B2');
```

Tabelle 2: Ergebnis des Schreibens der Daten von Matlab nach Excel

	A	B	C
1			
2			5
3			2
4			9

Technische Rahmenbedingungen
Dokumentation der Berechnung

TR 2

Entwurf

Belastungsannahmen

Leistungsbetrachtung

Die Nennleistung ergibt sich aus dem Nenndrehmoment und der Nennkreisfrequenz wie folgt:

$$P_{\text{nenn}} = M_{\text{tnenn}} \cdot \omega_{\text{nenn}}$$

$$\omega_{\text{nenn}} = 2 \cdot \pi \cdot n_{\text{nenn}}$$

Die Nennmomente an den einzelnen Wellen sind proportional den Übersetzungsverhältnissen, d.h. der Wirkungsgrad wird als Vereinfachung $\eta = 1$ gesetzt.

Es gilt zu beachten, dass sich die Leistung an der Zwischenstufe aufteilt. Demnach übertragen die zweite Verzahnung, die zweite Abtriebswelle und Teile der ersten Abtriebswelle nur die halbe Leistung. Der Leistungsfluss wird schematisch in Abbildung 1 visualisiert.

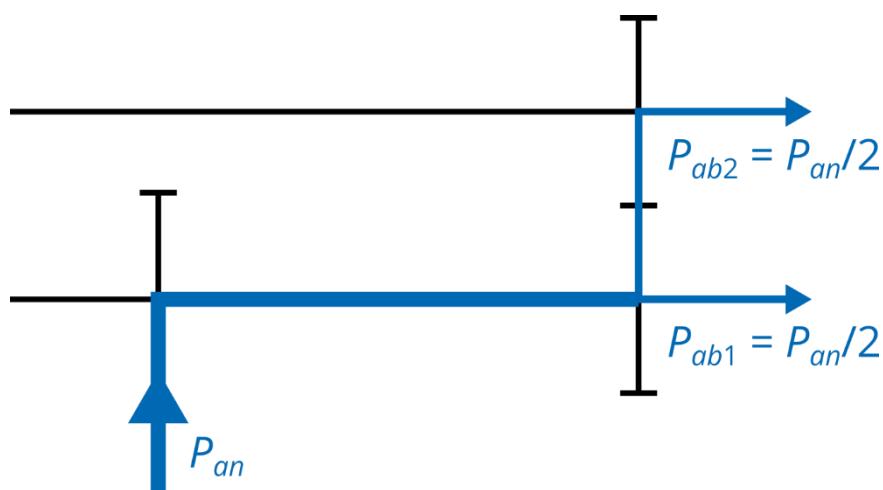


Abbildung 1: Leistungsfluss in der vertikalen Ebene

Lastkollektiv

Das Antriebssystem unterliegt während des Betriebs unterschiedlichen Lasten. Abbildung 2 zeigt einen qualitativer Drehmomentenverlauf. Darin lassen sich drei Laststufen ausmachen – der Start der Maschine (Stufe 1), das Anlaufen des Prozesses (Stufe 2) und ein stabiler Prozess (Stufe 3). Diese wiederholen sich über die Lebensdauer periodisch mit der Zeit t_{per} . In der Betriebsfestigkeit erfolgt eine Klassierung in Kollektivlasten, die in der Aufgabenstellung bereits gegeben sind. Dabei wird aus dem Belastungszyklus das an der Abtriebswelle wirkende Lastkollektiv (siehe Abbildung 3) bestimmt, wobei für die Lastwechselzahl der j-ten Laststufe gilt:

$$\Delta N_j = n_j \cdot \frac{t_j}{t_{\text{per}}} \cdot L_h$$

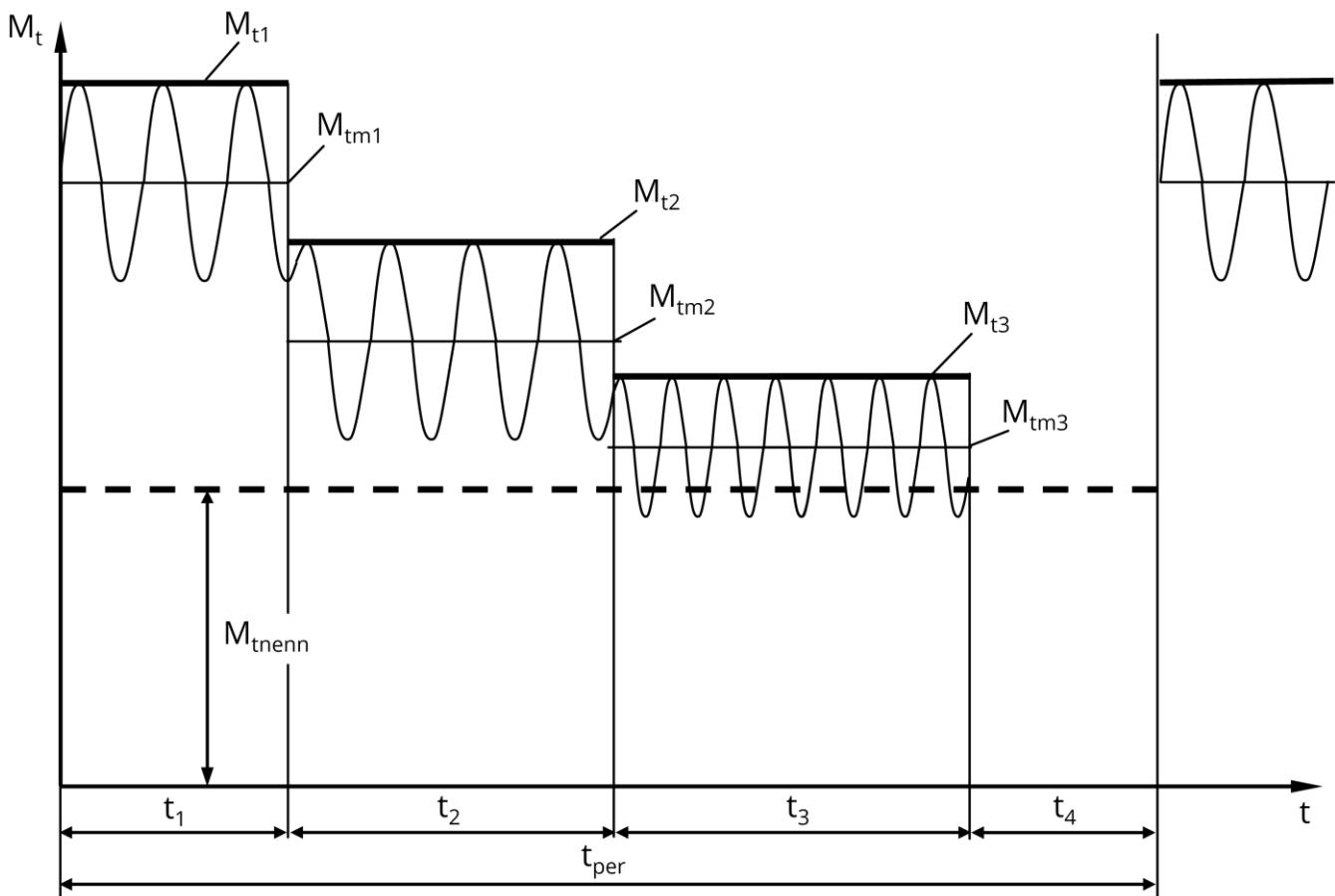


Abbildung 2: Drehmomentenzyklogramm

Hinweis: Zur besseren Unterscheidung zur Wöhlerlinie wurden die zu den Laststufen "j" gehörenden Lastwechselzahlen mit ΔN_j bzw. ΔN_{Ej} (anstatt N_j bzw. N_{Ej}) bezeichnet.

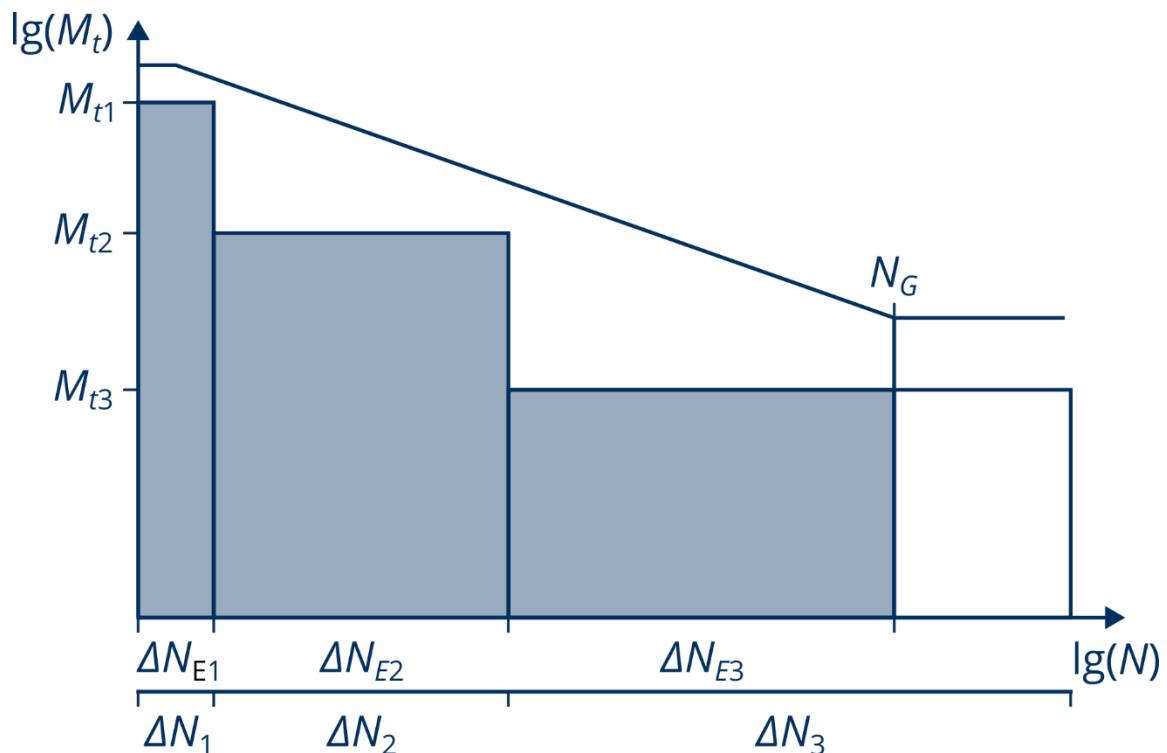


Abbildung 3: Lastkollektiv mit Gegenüberstellung der Belastbarkeit (Wöhlerlinie)

Bestimmung der Faktoren K_{BS} und K_B

Für die Berechnung der statischen Sicherheit und der Dauerfestigkeit sind verschiedene Äquivalenzfaktoren erforderlich, die das ursprüngliche Lastkollektiv auf einen schädigungsäquivalenten Kennwert reduzieren.

Bei Nachweisen gegen plastische Verformung gilt es sicherzustellen, dass eine höchste Belastung einen statischen Kennwert nicht überschreitet. Der dafür relevante statische Äquivalenzfaktor (auch Stoßfaktor) K_{BS} ist das Verhältnis zwischen Maximal- und Nennmoment.

$$K_{BS} = \frac{M_{t\max}}{M_{tnenn}}$$

Zudem darf das Lastkollektiv während der Betriebsdauer nicht zum Dauerbruch führen. In dem Zusammenhang wird ein dynamischer Äquivalenzfaktor K_B eingeführt. Er setzt ein Moment mit gleicher Schädigung wie das Lastkollektiv in ein Verhältnis zum konstanten Nennmoment.

Die in der Aufgabenstellung gegebenen Drehmomente $M_{t1,2,3}$ sind die jeweiligen Maximalwerte einer Laststufe und enthalten somit die Drehmomentenschwankung $K_{\alpha t}$ (analog Betriebsfaktor C_B). Letztere ist demnach in der Berechnung von K_B nicht noch einmal zu berücksichtigen. Die jeweils mittleren Drehmomente werden bei der Berechnung vernachlässigt.

$$K_B = \sqrt[n]{\sum_{j=1}^n \left(\frac{M_{tj}}{M_{tnenn}} \right)^q \cdot \frac{\Delta N_{Ej}}{N_0}}$$

Lastwechsel über der Grenzlastwechselzahl N_G werden nicht beachtet, da deren Schädigungswirkung vernachlässigbar ist (Dauerfestigkeitsbereich Wöhlerlinie). Dieser Fall ist in Abbildung 3 veranschaulicht.

$$N_0 = N_G \text{ bei } \sum_{j=1}^n \Delta N_j \geq N_G$$

Im Fall einer Gesamtlastwechselzahl unter der Grenzlastwechselzahl N_G werden alle Lastspiele berücksichtigt, was Abbildung 4 verdeutlicht.

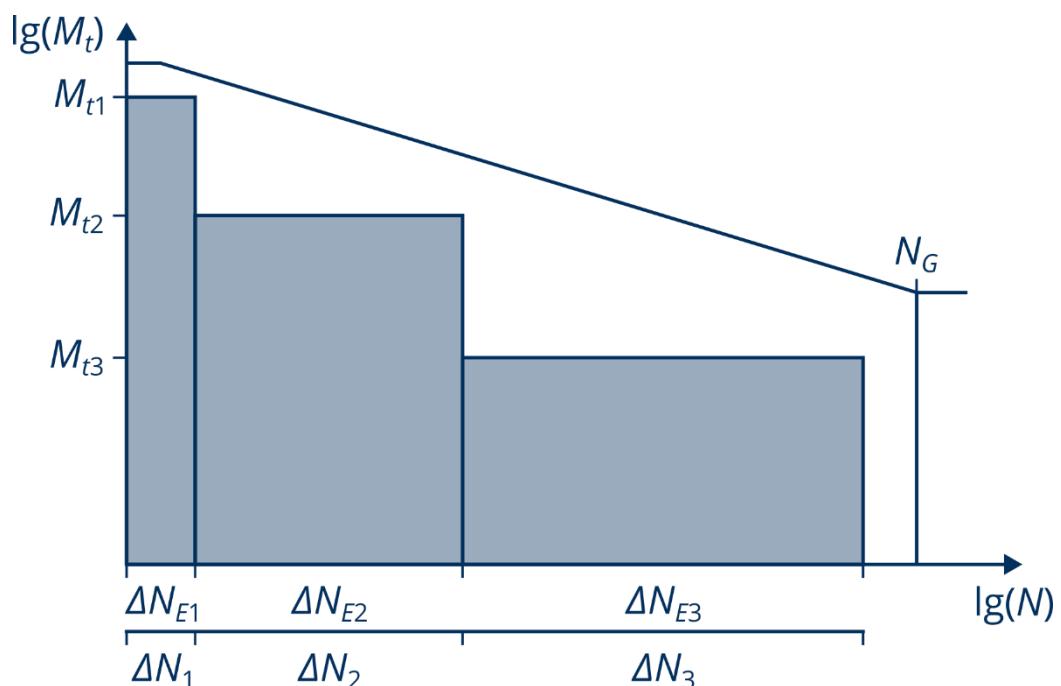


Abbildung 4: Lastkollektiv mit wenig Lastwechseln

$$N_0 = \sum_{j=1}^n \Delta N_{Ej} \text{ bei } \sum_{j=1}^n \Delta N_j < N_G$$

Die Faktoren K_{BS} und K_B sind für gleichartige Elemente (z.B. Zahnräder) jeder Getriebestufe gleich anzusetzen und jeweils für die Antriebswelle der Stufe zu bestimmen. Entsprechend der Übersetzung von 1 für die zweite Stufe gelten die Werte somit wie folgt:

- K_{B1} für Zahnrad 1 und 2 sowie die Antriebswelle
- K_{B2} für Zahnrad 3 und 4 sowie beide Abtriebswellen
- K_{BS} entspricht (analog dem Stoßfaktor C_S) dem Erhöhungsfaktor der ersten Laststufe gegenüber dem Nennmoment und gilt somit für das gesamte Getriebe

Für den Tragfähigkeitsnachweis sind die maßgebenden Drehmomente:

statisch:

$$M_{t\max} = M_{tnenn} \cdot K_{BS}$$

dynamisch:

$$M_{t(\text{äquivalent})} = M_{tnenn} \cdot K_B$$

Entwurf der Verzahnung

Zähnezahlen

Das Verhältnis der Zähnezahlen bestimmt die nach der Aufgabenstellung geforderte Übersetzung in der horizontalen Ebene. Der Achsabstand ist nicht festgelegt, sondern ergibt sich aus der Dimensionierung der Zahnräder. Einen Anhaltspunkt für eine erste Auslegung der Ritzelzähnezahl (Rad 1) liefert Tabelle 3.

Tabelle 3: Auslegungsstartwert der Ritzelzähnezahl

Wärmebehandlung Werkstoff	Zähnezahlverhältnis u			
	1	2	4	8
	Zähnezahl z_1			
Vergütet oder gehärtet gegen vergütet ($HB < 300$)	32...60	29...55	25...50	22...45
Vergütet oder gehärtet gegen vergütet ($HB \geq 300$)	30...60	27...45	23...40	20...35
Grauguss	26...45	23...40	21...35	18...30
Nitriert	24...40	21...35	19...31	16...26
einsatzgehärtet	21...32	19...29	16...25	14...22

Die Zähnezahl am Abtrieb der ersten Stufe ermittelt sich in der Folge anhand der definierten Übersetzung (vgl. AH ZG1). In dieser Stufe ist eine kleine Abweichung von der geforderten Übersetzung zulässig und sinnvoll, damit die Zähnezahl des Rades 1 kein Teiler der Zähnezahl des Rades 2 ist. Zum Beispiel durch die Manipulation der Zähnezahl des Rades 2 um einen Zahn unterschiedlich von der exakten Übersetzung kann sichergestellt werden, dass nicht stets die gleichen Zähne miteinander kämmen, was aufgrund der Teilungsabweichung beispielsweise zu erhöhten Betriebsgeräuschen führen kann. Die zulässige Abweichung der Übersetzung ist in der Aufgabenstellung gegeben.

Für die zweite, in der vertikalen Ebene liegende Stufe ist anders als bei der ersten Stufe der Achsabstand ausschlaggebend. Diese Forderung folgt aus der Geometrie der Walzen beim Kalandrieren. Zudem muss zwingend die gleiche Zähnezahl für Rad 3 und 4 vorliegen. Diese kann zu Beginn der Auslegung jeweils 17 ... 21 betragen.

Überschlägiger Modul

Die Auslegung der Stirnradstufen liegt einer Ermüdungsbruchbeanspruchung zu Grunde und erfolgt nach der Zahnflanken- und der Zahndurchschlagsfestigkeit. Der Modul wird näherungsweise aus den umgestellten Festigkeitsnachweisen bestimmt, wobei der größere für die weitere Auslegung zum nächstgrößeren Modul der Vorzugsreihe (siehe AH ZG 18) aufgerundet wird.

Das Lastkollektiv wird bei der Auslegung durch den Äquivalenzfaktor K_B berücksichtigt:

$$M_{t1(\text{äquivalent})} = M_{tnenn} \cdot K_B$$

Modul nach Zahndurchschlagsfestigkeit

Für die Auslegung nach der Zahndurchschlagsfestigkeit gilt nach AH ZG 26:

$$m_n = \sqrt[3]{\frac{2 \cdot M_{t1(\text{äquivalent})} \cdot K_F \cdot Y_\varepsilon \cdot Y_{FS} \cdot Y_\beta \cdot \cos^2(\beta)}{z_1^2 \cdot \frac{b}{d_1} \cdot \frac{\sigma_{FE}}{S_{Fmin}}}}$$

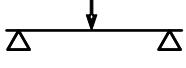
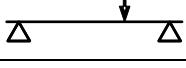
Für vorerst unbekannte Größen müssen sinnvolle Annahmen getroffen werden:

- Y_{FS} für $x_1 = 0$ aus AH ZG
- Y_β für $\varepsilon_\beta = 0$ bei $\beta = 0$ zu $Y_\beta = 1$
- $\varepsilon_\beta = 1$ bei $\beta > 0$ zu $Y_\beta = 1 - \beta/120^\circ$ nach AH ZG
- Y_ε für $\varepsilon_a = 1,5$ aus AH ZG

Und $K_F = K_{ABF} * K_V * K_{F\alpha} * K_{F\beta}$

- mit $K_{ABF} = 1$, da Schwingungen bereits im Lastkollektiv berücksichtigt.
- $K_{F\beta} = 1,5$ für Stirnräder und Kegelräder
- $K_V \cdot K_{F\alpha} = 1,2$
- z_1 nach Tabelle 3
- b/d_1 nach Tabelle 4 (wobei $b/m_n \leq 15$ und $b/d_1 < 0,9$ sein sollte - unsymmetrisch)
- Anhaltswert Sicherheit $S_F = 1,3 \dots 2$

Tabelle 4: Richtwerte für das Zahnbreitenverhältnis bei Gerad- und Schrägverzahnung

Art der Lagerung	Prinzip	Zahnbreitenverhältnis (b/d_1)			
		Wärmebehandlung			
		normalisiert	vergütet	einsatz-/oberflächengehärtet	nitriert
beidseitig und symmetrisch		$\leq 1,6$	$\leq 1,4$	$\leq 1,1$	$\leq 0,8$
beidseitig und unsymmetrisch		$\leq 1,3$	$\leq 1,1$	$\leq 0,9$	$\leq 0,6$
fliegend		$\leq 0,8$	$\leq 0,7$	$\leq 0,6$	$\leq 0,4$

Modul nach Zahnflankenfestigkeit

Aus der umgestellten Sicherheitsgleichung der Zahnflankenfestigkeit lässt sich ein überschlägiger Teilkreisdurchmesser berechnen (vgl. AH ZG 24):

$$d_1 = \sqrt[3]{\frac{2 \cdot Z_E^2 \cdot Z_H^2 \cdot Z_\epsilon^2 \cdot K_H \cdot M_{t1(\text{äquivalent})} \cdot \frac{u+1}{u}}{\left(\frac{\sigma_{H\text{lim}}}{S_H}\right)^2 \cdot \frac{b_w}{d_1}}}$$

Für vorerst unbekannte Größen müssen sinnvolle Annahmen getroffen werden:

- Z_E für Stahl/Stahl ca. 190 N/mm^2
- Z_H für Profilverschiebungssumme Null nach AH ZG
- Z_ϵ für $\epsilon_\alpha = 1,5$ und $\epsilon_\beta = 0$ bei $\beta = 0^\circ$ zu $Z_\epsilon = 0,91$
 $\epsilon_\beta = 1$ bei $\beta > 0^\circ$ zu $Z_\epsilon = 0,82$

$$K_H = K_{ABH} \cdot K_V \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta}$$

- $K_{ABH} = 1$, da Schwingungen im Lastkollektiv schon berücksichtigt wurden
- $K_{H\beta} = 1,5$ für Stirnräder und Kegelräder
- $K_V \cdot K_{H\alpha} = 1,2$
- Anhaltswert Sicherheit: $S_H = 1,1 \dots 2$, darüber wird die Verzahnung laut
- Anhaltswert Zahnbreitenverhältnis b_w/d_1 siehe Tabelle 4

Aus dem Teilkreis d_1 ergibt sich nach Wahl der Zähnezahl z_1 (siehe Tabelle 3) der Modul m_n im Normalschnitt nach DIN 780 (siehe AH ZG 12):

$$m_n = \frac{d_1}{z_1} \cdot \cos(\beta)$$

Schrägungswinkel

Gerade schnellaufende Stirnradstufen werden mit einem Schrägungswinkel dimensioniert, um eine größere Überdeckung und geringere Geräuschanregung zu erzielen. Dieser beeinflusst die Laufeigenschaften der Verzahnung. Günstige Gesamtüberdeckungen sind ganzzahlig nahe zwei oder drei.

Zur Ermittlung des Schrägungswinkels kann zunächst die Profilüberdeckung ϵ_α berechnet werden. Aus der angestrebten Gesamtüberdeckung ϵ_γ und der Profilüberdeckung ϵ_α ergibt sich die erforderliche Sprungüberdeckung ϵ_β . Unter Variation von der Zahnbreite und des Schrägungswinkels kann über die Gleichung der Sprungüberdeckung der optimale Schrägungswinkel ermittelt werden.

Mit steigendem Schrägungswinkel wächst die Axialkraft, was sich zum Beispiel ungünstig auf Lager und Welle auswirken kann. Deshalb werden im Rahmen des Beleges Schrägungswinkel von maximal 25° empfohlen.

Wird die Steigungsrichtung der beiden Zahnräder auf der Zwischenwelle gleichsinnig gewählt, wirken die Axialkräfte der Zahneingriffe gegensinnig und heben sich zum Teil auf (siehe Abbildung 6). Bei gegensätzlichen Steigungsrichtungen verstärken sich die Axialkräfte – ein zu vermeidender Fall (siehe Abbildung 6).

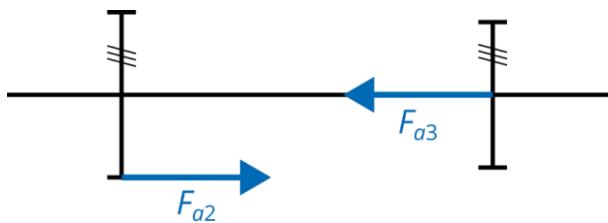


Abbildung 5: günstige Steigungsrichtung



Abbildung 6: ungünstige Steigungsrichtung

Achsabstand

Nach der Wahl eines genormten Moduls (siehe DIN 780; AH ZG 18) und Berechnung von a_d erfolgt die Festlegung des Achsabstandes a . Dabei muss gelten:

$$-0,5 \leq \frac{a - a_d}{m_n} \leq 1,6$$

Ansonsten sind z_1 , z_2 oder m_n nochmals zu verändern, um die üblichen Grenzen der Profilverschiebung nicht zu überschreiten. Generell empfiehlt es sich, den Achsabstand etwas größer als den Nullachsabstand zu wählen, um positive Profilverschiebungsfaktoren zu erzielen.

Bei der Aufteilung der Profilverschiebungssumme ($x_1 + x_2$) ist $Y_{FS1} \approx Y_{FS2}$ anzustreben.

Für die zweite Verzahnungsstufe ist der Achsabstand vorgegeben. Für diese Stufe muss dementsprechend eine Kombination aus Zähnezahl und Modul gefunden werden, die den geforderten Achsabstand ermöglicht (siehe AH ZG 12). Gegebenenfalls können dabei die Empfehlungen bezüglich der zu erzielenden Sicherheiten und der empfohlenen Zähnezahlen nach Anleitung nicht eingehalten werden. Es empfiehlt sich, zwischen beiden Anforderungen zu vermitteln, um einen sinnvollen Kompromiss zu finden.

Ermittlung des überschlägigen Wellendurchmessers

Für den Entwurf wird eine erste Orientierung zur Dimensionierung der Wellen benötigt. Die Werkstofffestigkeit wird durch verschiedene Faktoren gesenkt, deren Größe im Entwurf jedoch noch unbekannt ist. Deshalb wird zunächst die höchste Beanspruchung der jeweiligen Welle mit Hilfe der Auflagerreaktionen und Momentenverläufe ermittelt. Mit Erfahrungs- und Anhaltswerten kann so über eine vereinfachte Berechnung, die eine überschlägige Festigkeit der kritischen Kerbstelle annimmt, ein Startwert für den Wellendurchmesser berechnet werden (siehe. Schlecht Maschinenelemente 1 S. 743).

Je nach Anwendungsfall kann Biegung, Torsion oder Überlagerung von beidem ausschlaggebend sein. Für Vollwellen ist $k_T = 1$. In den Überschlagsrechnungen sind Momentenamplituden zu verwenden, da die Mittelspannungen in der Absenkung der Festigkeit berücksichtigt werden.

Biegung (Achsen)

Überschlägiger Wellendurchmesser:

$$d_{ueb} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot M_b}{\pi \cdot \sigma_{b,ueb} \cdot k_T}}$$

Überschlägiger Festigkeitswert:

$$\sigma_{b,ueb} = 0,15 \dots 0,25 \cdot \sigma_{b,w}$$

Torsion (Wellen)

Überschlägiger Wellendurchmesser:

$$d_{ueb} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M_t}{\pi \cdot \tau_{t,ueb} \cdot k_T}}$$

Überschlägiger Festigkeitswert:

$$\tau_{t,ueb} = 0,27 \dots 0,47 \cdot \tau_{t,w}$$

Torsion und Biegung (Wellen)

Überschlägiger Wellendurchmesser:

$$d_{ueb} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot M_V}{\pi \cdot \sigma_{b,ueb} \cdot k_T}}$$

Überschlägiger Festigkeitswert:

$$\sigma_{b,ueb} = 0,15 \dots 0,25 \cdot \sigma_{b,w}$$

Vergleichsmoment aus Vergleichsspannungshypothese:

$$M_V = \sqrt{M_b^2 + \frac{3}{4} \cdot M_t^2}$$

Statik

Für ein Verständnis der Beanspruchungen in den Wellen müssen nach der Auslegung der Verzahnung anhand der Drehmomente und Zahnkräfte Lagerreaktionen und Schnittreaktionen ermittelt werden. Auf Basis dieser können Biegemomenten- und Torsionsmomentenverläufe dargestellt werden. Unter Einbezug der Wellengeometrie sollen auch Nennspannungsverläufe visualisiert werden. Dazu bietet Matlab verschiedene Möglichkeiten. Im Folgenden wird eine Variante zur Darstellung der Biegemomentenverläufe gezeigt:

```
% Biegemomentenverlauf eines einseitig eingespannten Balkens

% Parameter
L = 0.3; % Länge des Balkens in m
F = 500; % Querkraft in N

% Biegemomentenverlauf berechnen
z = linspace(0, L, 1000); % Diskretisierung des Balkens in 1000 Punkte
M = -F .* z; % Biegemomentenverlauf

% Darstellung des Biegemomentenverlaufs
figure;
plot(z, M, 'b', 'LineWidth', 2);
xlabel('Länge z [m]');
ylabel('Biegemoment M [Nm]');
title('Biegemomentenverlauf');
grid on;
```

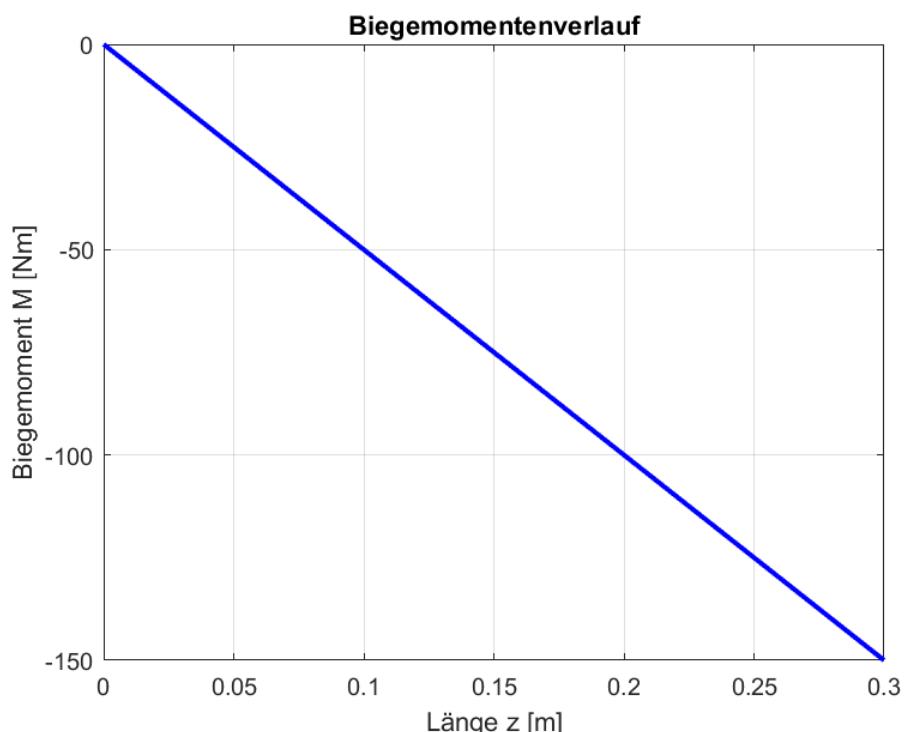


Abbildung 7: Erstellung eines Plots mit Matlab

Berechnung

Berechnung der Wälzlager

Die Radialkräfte in der horizontalen und vertikalen Richtung addieren sich pythagoreisch zur Radiallast.

Statische Tragfähigkeit

Die statische Kennzahl ist ein Maß für die Sicherheit gegen zu große, bleibende Verformung (siehe AH LA 10):

$$f_s = \frac{C_0}{P_0}$$

- C_0 ... statische Tragzahl (Belastung, die 0,01% plastische Verformung am Wälzkörper hervorruft)
- P_0 ...statische äquivalente Belastung

$$P_0 = \max (X_0 \cdot F_{r,\max} + Y_0 \cdot F_{a,\max}, F_{r,\max})$$

Für die Lagerkräfte sind die höchsten auftretenden Werte zu verwenden. $f_s = 1,5 \dots 3$ wird als Zielbereich hoher Laufgüte angestrebt.

Dynamische Tragfähigkeit

Die dynamische Tragfähigkeit wird durch das Ermüdungsverhalten der Lagerringe oder Wälzkörper bestimmt. Durch wiederholte Überrollung (Hertz'sche Pressung) bilden sich gegen Ende der Lebensdauer Grübchen. Die Lebensdauer ermittelt sich wie folgt:

$$L_{hn} = \frac{a_1 \cdot a_{23} \cdot 10^6}{60 \frac{\min}{h} \cdot n_0} * \left(\frac{f_H \cdot f_T \cdot C}{P} \right)^p$$

- a_1 ... Lebensdauerbeiwert Erlebenswahrscheinlichkeit, gefordert: $P_{\bar{U}} = 0,9 \rightarrow a_1 = 1$
- a_{23} ... Lebensdauerbeiwert Werkstoff/Betriebsbedingungen, $a_{23} = 1$
- f_H ... Härtefaktor, für $H_{HV} \geq 700$ HV $\rightarrow f_H = 1$
- f_T ... Temperaturfaktor, für $\vartheta \leq 150$ °C $\rightarrow f_T = 1$

Das Lastkollektiv wird im Gegensatz zu AH LA 5 durch den Äquivalenzfaktor K_{BL} berücksichtigt. Die Berechnung von K_{BL} erfolgt analog zu K_B mit dem Unterschied, dass keine Begrenzung der Lastwechsel erfolgt, also stets alle auftretenden Lastwechsel in die Berechnung einfließen, da bei Wälzlagern nicht von Dauerfestigkeit ausgegangen wird ($K_{BL} \leq K_B$).

$$K_{BL} = \sqrt[p]{\sum_{j=1}^n \left(\frac{M_{tj}}{M_{tnenn}} \right)^p \cdot \frac{N_j}{N_0}}$$

$$P = K_{BL} \cdot P_{nenn}$$

$$P_{nenn} = X \cdot F_r + Y \cdot F_a$$

Für die Lagerkräfte sind die Nennwerte zu verwenden. Eine Interpolation der X- und Y-Werte (siehe AH LA9) kann über die Matlab-Funktion `interp1(x,v,xq)` erfolgen.

Berechnung
Berechnung der Wälzlager

BR 0

Berechnung der Welle-Nabe-Verbindungen

Passfeder- und Profilwellenverbindung

Zur formschlüssigen Momentenübertragung stehen vielfältige Ausführungsformen zur Verfügung. Es sind genormte Wellenenden zu verwenden (siehe AH WE, DIN 748, DIN 1448, DIN 1449). Prinzipiell ist immer ein Sicherheitsnachweis gegen plastische Verformung zu führen. Die zulässige (siehe AH GFB 5) und vorliegende Pressung (siehe AH WN 1/2) werden in ein Verhältnis gesetzt. Der zulässige Wert ergibt sich aus den an der Verbindung beteiligten Werkstoffen, wobei gegebenenfalls der Größeneinfluss beachtet werden muss. Bei der Berechnung der vorhandenen Pressung ist die Maximallast zu verwenden.

$$S_F = \frac{p_{zul}}{p_{vorh}}$$

Press- und Schrumpfverbindungen

Sollen sehr hohe Drehmomente übertragen werden, können kraftschlüssige Verbindungen in Frage kommen. Neben dem Überprüfen der Pressungsverhältnisse, muss die Sicherheit gegen Rutschen und die Fügbarkeit unterhalb der gegebenen Fügetemperatur in Abstimmung mit dem Wärmebehandlungsverfahren der Zahnräder nachgewiesen werden. Bei Bedarf kann die Welle zum Fügen gekühlt werden.

Wellenberechnung

Nachweise für die Sicherheit der Wellen sind insbesondere an kritischen Kerben, die großen Lasten ausgesetzt sind, zu erbringen. Im Rahmen dieses Beleges genügt die Nachrechnung der statischen und dynamischen Sicherheit jeder Welle an einer kritischen Stelle.

Statische Tragfähigkeit

Für die statische Betrachtung ist die Sicherheit gegen plastische Verformung maßgebend (siehe AH FB 4). Unter Beachtung möglicher zusammengesetzter Beanspruchungen werden Spannungswerte der Beanspruchbarkeit σ_{FK}/τ_{FK} in ein Verhältnis zu den Maximalspannungen σ_{max}/τ_{max} - den Beanspruchungen - gesetzt.

σ_{FK}/τ_{FK} basieren auf der Streckgrenze $\sigma_S = R_e$ und unterliegt dem Größeneinfluss. Bei Biegung und oder Torsion erhöht sich der Wert für Werkstoffe ohne harte Randschicht durch die statische Stützwirkung K_{2F} , wegen lokalen plastischen Verformungen an der Randschicht. Ein zweiter, die Bauteilfließgrenze erhöhender Effekt γ_F , ergibt sich bei Umlaufkerben, da hier ein mehrachsiger Spannungszustand vorliegt und örtliche Verfestigungen auftreten.

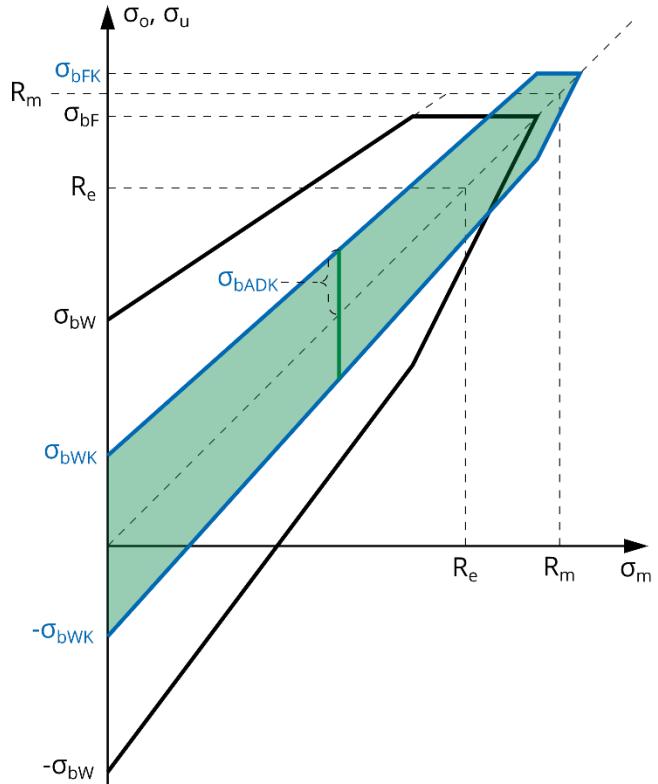


Abbildung 8: Smith-Diagramm

Dynamische Tragfähigkeit

Der dynamische Tragfähigkeitsnachweis beschreibt die Sicherheit gegen Dauerbruch (siehe AH FB 5 ff.). Die Ausschlagdauerfestigkeiten des gekerbten Bauteils σ_{ADK}/τ_{ADK} sind hier die Kennwerte der Beanspruchbarkeit, die im Verhältnis zur Beanspruchung aus dem Lastkollektiv $K_B \cdot \sigma_{nenn}$ eine Sicherheit ergeben.

σ_{ADK}/τ_{ADK} werden für jede Beanspruchungsart separat berechnet und basieren auf den Werkstoffwechselselfestigkeiten σ_w/τ_w . Die Wechselfestigkeiten des Bauteils sinken insbesondere durch Größeneinflüsse und die Kerbwirkung auf die Wechselfestigkeiten des gekerbten Bauteils σ_{WK}/τ_{WK} . Letztere werden bei vorliegender Mittelspannung nochmals auf die Ausschlagdauerfestigkeiten des gekerbten Bauteils reduziert. Dieser Zusammenhang kann in einem Smith-Diagramm (siehe Abbildung 8) nachvollzogen werden.

Nachrechnung der Verzahnungen

Bei Verzahnungen treten im Wesentlichen folgende Schäden auf:

- Zahnfußbruch (als Ermüdungs- oder Gewaltbruch)
- Zahnflankenbruch (Ermüdungsriss unterhalb der Zahnflankenoberfläche)
- Graufleckigkeit (Ermüdung an Oberfläche)
- Grübchen (Ermüdung an Oberfläche)
- Fressen (Mikroverschweißungen und aufreißen dieser)

Im Rahmen des Konstruktionsbelegs soll jeweils die Sicherheit gegen Ermüdungsbruch im Zahnfuß und Grübchen auf der Zahnflanke nachgewiesen werden.

Dauerfestigkeit Zahnfuß

Am Zahnfuß ist die Sicherheit gegen Ermüdungsbruch nachzuweisen. Das Berechnungsmodell nimmt den Zahn als eingespannten Biegebalken an. Über diverse Faktoren wird die Berechnung genauer auf die Verhältnisse am Zahn angepasst:

- Y_{FS} ... Einfluss der Zahnform auf die Spannung bei Kraftangriff am Zahnkopf
- Y_ε ... Einfluss mehrerer tragender Zähne
- Y_β ... Einfluss des Schrägungswinkels
- Y_δ ... Stützziffer (Stützwirkung schwächer belasteter Werkstoffbereiche)
- Y_N ... Lebensdauerfaktor (bei Dauerfestigkeit 1)
- Y_X ... Größenfaktor (näherungsweise 1)
- Y_R ... Rauheitsfaktor (näherungsweise 1)
- K_F ... Beanspruchungsfaktor

Dauerfestigkeit Zahnflanke

Auf der Zahnflanke ist die Sicherheit gegen Grübchenbildung nachzuweisen. Als Schaden treten Ausbrüche auf der Zahnflanke durch Hertzische Pressung auf. Als Berechnungsmodell wird der Rollenkontakt verwendet. Wiederum müssen Anpassungen auf die Verhältnisse am Zahn über einige Faktoren vorgenommen werden:

- Z_E : Elastizität der Materialpaarung
- Z_H : Einfluss der Flankenkrümmung
- Z_ε : Einfluss mehrerer tragender Zähne
- Z_β : Einfluss des Schrägungswinkels
- Z_N : Lebensdauerfaktor (Dauerfestigkeit: $Z_N = 1$)
- Z_R : Rauheitsfaktor (näherungsweise 1)
- Z_L : Einfluss des Schmierstoffs (näherungsweise 1)
- Z_V : Geschwindigkeitseinfluss (näherungsweise 1)
- K_H : Beanspruchungsfaktor

Gestaltungshinweise

Gehäuse

Spezielle Maße und Abstände

Abgesehen von den nachträglich spanend zu bearbeitenden Flächen sind bei gegossenen Gehäusen Modellradien größer als ein Drittel der stärksten Wanddicke vorzusehen. Größere Radien wie in Abbildung 9 empfohlen eignen sich jedoch besser.

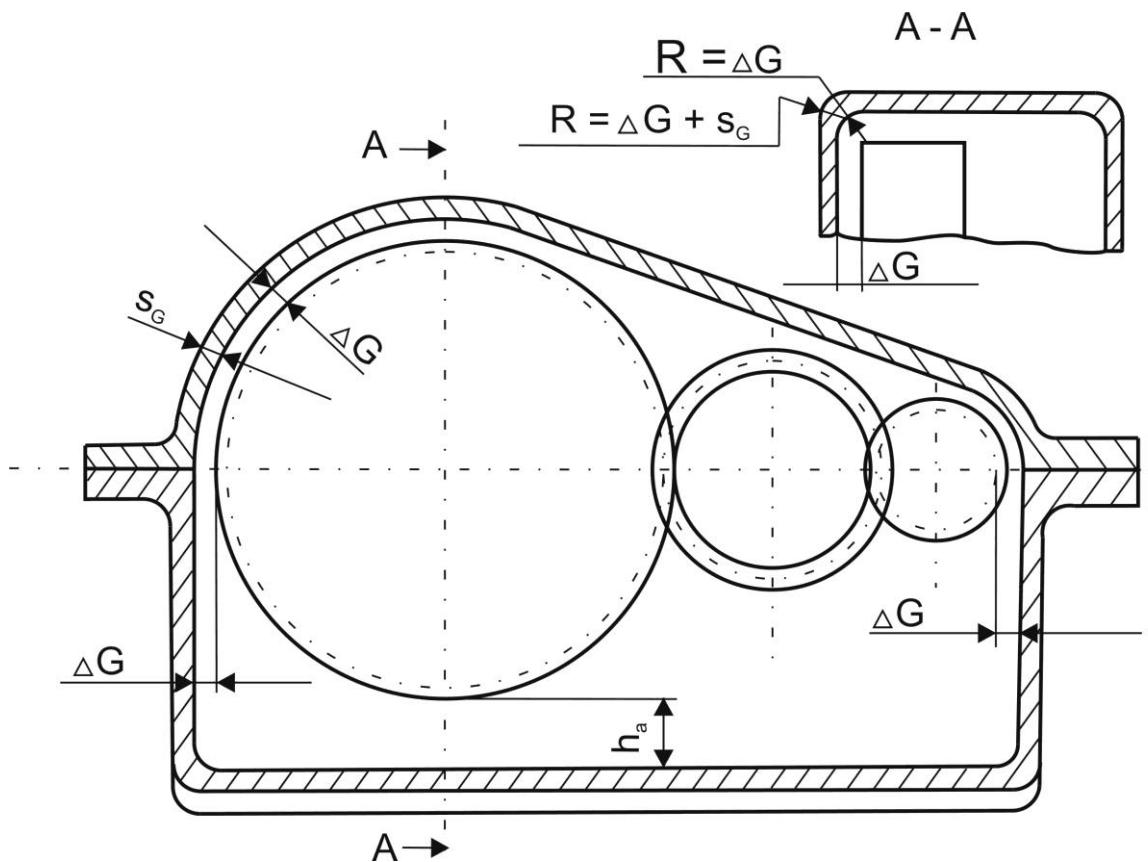


Abbildung 9: Abstände zwischen Gehäusewand und Zahnrädern

$$h_a \geq 5 \cdot s_G \text{ oder } h_a \geq 10 \cdot m_n$$

$$\Delta G \geq 1,5 \cdot s_G$$

Gegossene Gehäuse

Bei Interesse können gültige Gusstoleranzen und Bearbeitungszugaben in DIN 8062-3 nachgelesen werden. Das Schwindmaß kann für GJS und GJL standardmäßig mit 1,25 %, für Stahlguss mit 2 % angenommen werden (vgl. VDI 3381), muss im Beleg jedoch nicht berücksichtigt werden. Die in der Folge angegebenen Empfehlungen beziehen sich auf ehemalige TGL-Richtlinien. Als Referenz zur Gussgestaltung kann die VDG K200 hinzugezogen werden.

Wanddicken für Getriebegehäuse aus Stahlguss

(Empfehlung nach ehemaliger TGL 32338 / 02)

Die Wanddicken sind in Abhängigkeit vom Nennmaß zu ermitteln. Als Nennmaß gilt das größte Längenmaß des Getriebegehäuses.

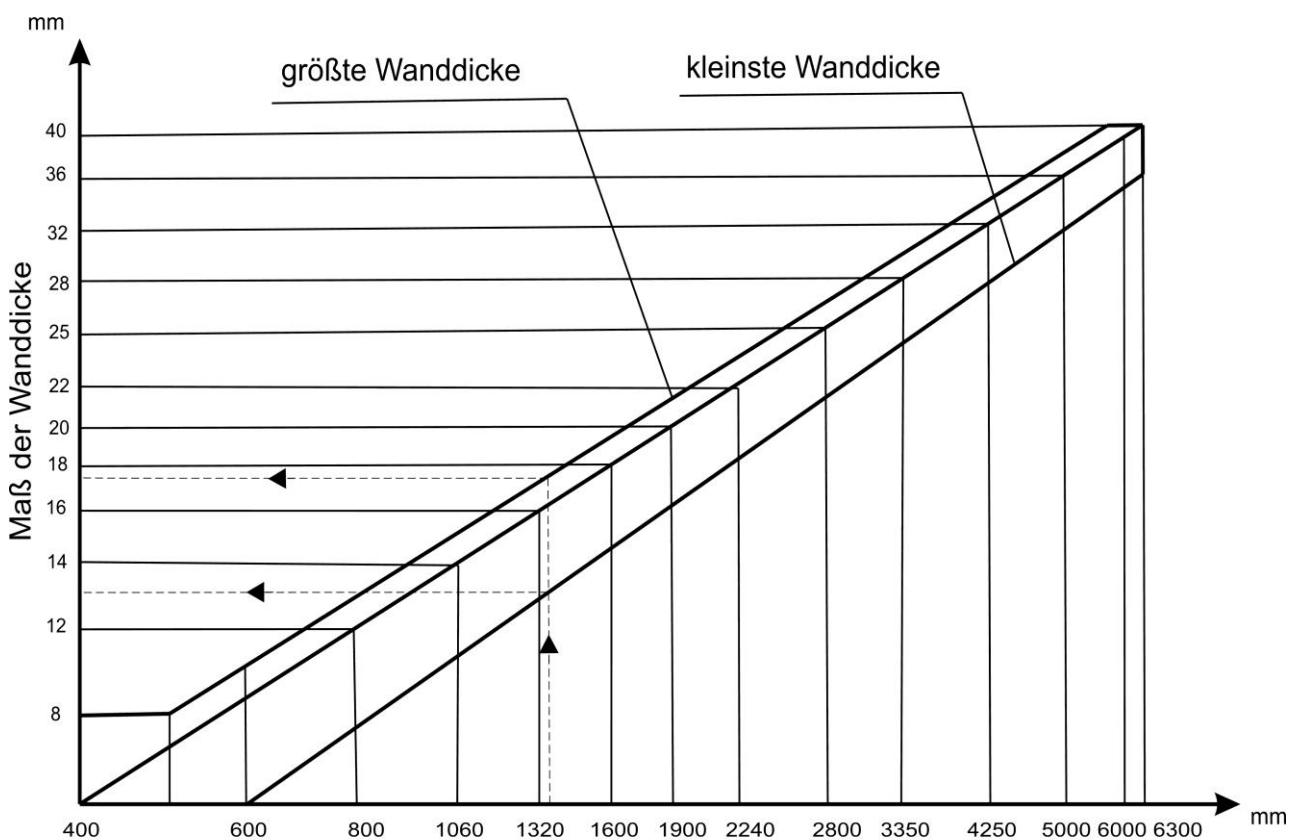


Abbildung 10: Wanddickenbereich von Stahlguss über dem Nennmaß

Beispiel:

Nennmaß = 1400 mm kleinste Wanddicke = 13,2 mm
 größte Wanddicke = 17,5 mm

Je nach den vorliegenden Bedingungen ist die Auswahl der Maße 14 oder 16 mm für die Wanddicke zulässig.

Wanddicken für Getriebegehäuse aus Gusseisen

(Empfehlung nach der ehemaligen TGL 32338/01)

Die Wanddicken stufen sich wie folgt: 5, 6, 7, 8, 9, 10, 12, 14, 16, 18, 20, 22, 25, 28, 32

Grau gedruckte Werte erfordern entsprechende gießereitechnologische Voraussetzungen. Die Wanddicken sind in Abhängigkeit der größten Gehäusefläche ($B \cdot L$ oder $B \cdot H$ oder $L \cdot H$), als Bezugsfläche festzulegen.

Tabelle 5: Mindestwandstärke nach Gusseisenwerkstoff

Kurzname	EN-GJL-100 (GG-10)	EN-GJL-150 (GG-15)	EN-GJL-200 (GG-20)	EN-GJL-250 (GG-25)	EN-GJL-300 (GG-30)	EN-GJL-350 (GG-35)
Wanddicke für hohe mechanische Beanspruchung in mm	> 3-7	> 4-10	>10-15	>15-25	>25-40	>40-80

Gestaltungshinweise
Gehäuse

GH1

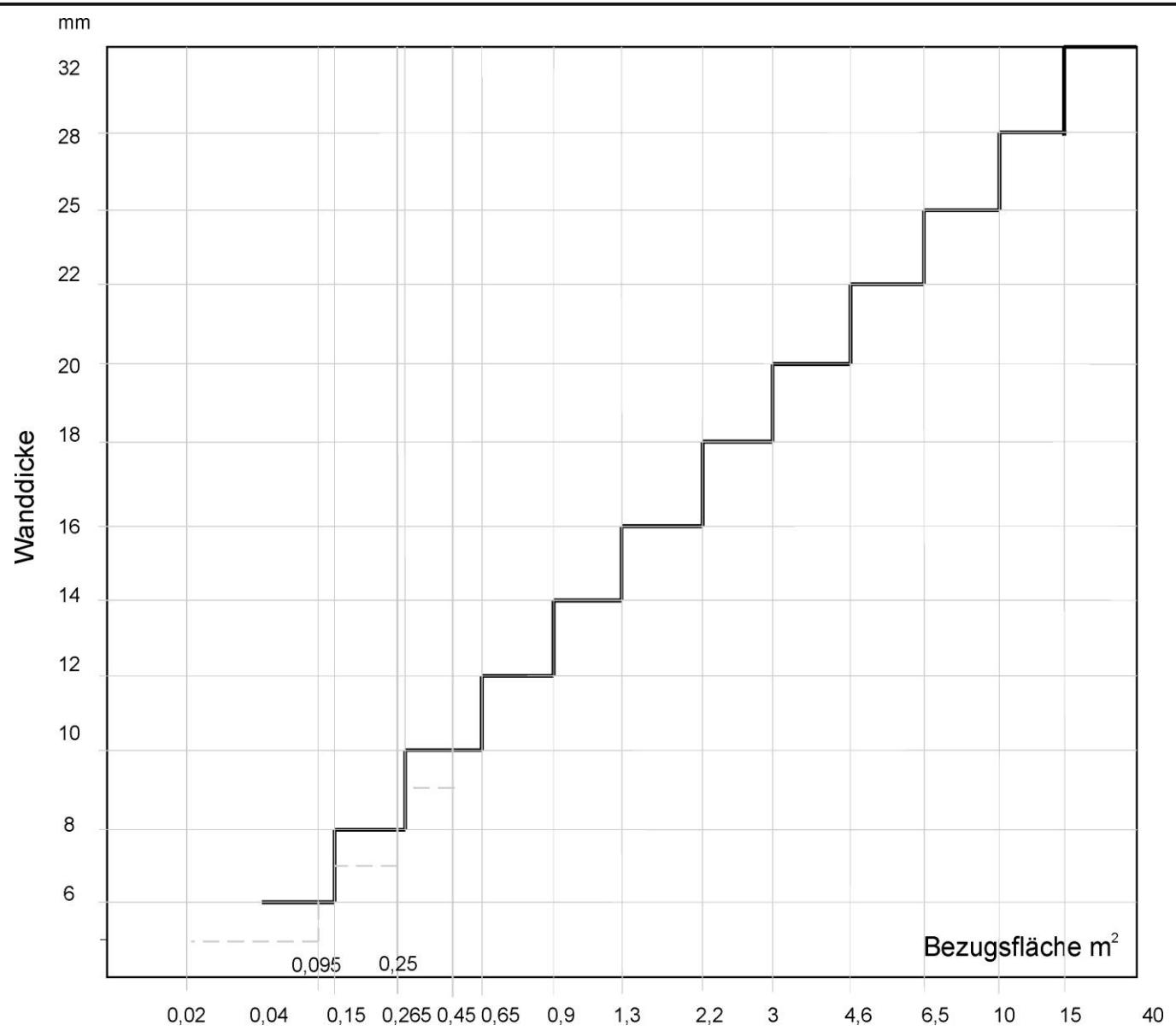


Abbildung 11: Wanddicken für Getriebegehäuse aus Gusseisen

Gestaltungshinweise
Gehäuse

GH2

Maße für Teilflansche

(Empfehlung nach ehemaliger TGL 32338/03)

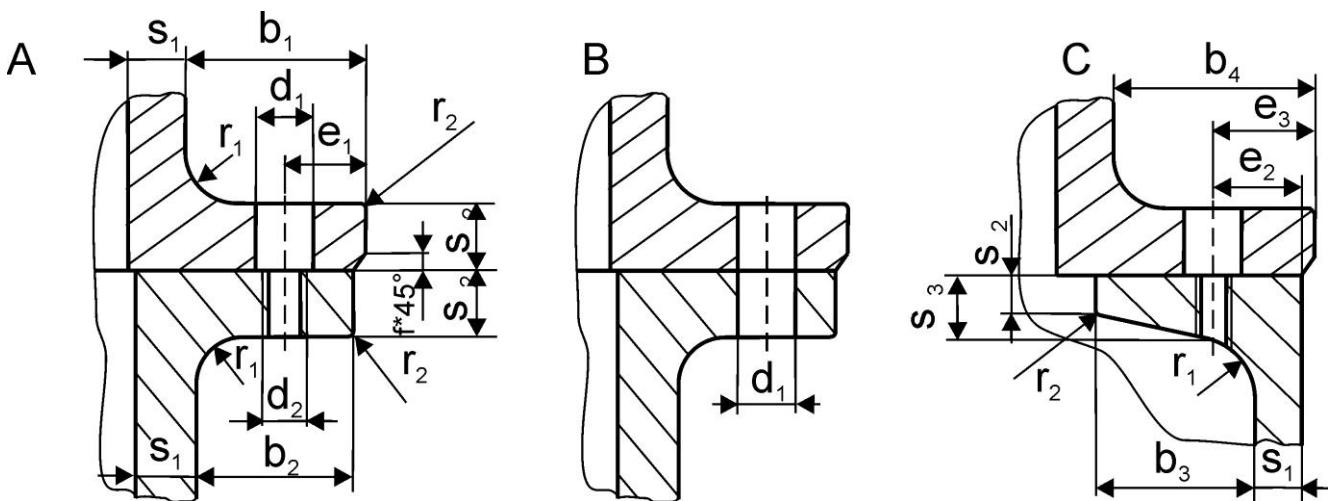


Abbildung 12: Teilflansche

Tabelle 6: Maße für Teilflansche

Wanddicke s_1		b_1	b_2	b_3	b_4	$d_1^{(1)}$		$d_2^{(1)}$	e_1	e_2	e_3	f	r_1	r_2	s_2	$s_3^{(2)}$
Stahlguss	Gusseisen															
-	5	24	22	18	25	7	+0,4	M6	10	10	11	1	4	1,6	8	12
	6	26	24	22	27			M8	12	12	13	1,6	6	2,5	10	14
	8	30	28	24	31			M10	15	18	20				12	16
	10	36	34	28	40			M12	18	22	25	2,5	8	4	16	20
	12							M16	22	30	33				20	25
	14	45	42	36	48	+0,5	24	M20	28	38	42				25	
	16								32	46	50	4	12	6	30	
	18	50	45	40	60			M24	36	56	60				16	38
	20															
22	-	65	60	45	80											
25																
28		70	65	50	85											
32																
36		80	75	60	100	28										
40																

1) hochfeste Schrauben ab Festigkeitsklasse 8.8

2) nur für die Serienfertigung von Getriebegehäusen aus Gusseisen

Gestaltungshinweise
Gehäuse

GH3

Maße für Fußleisten

(Empfehlung nach ehemaliger TGL 32338/04)

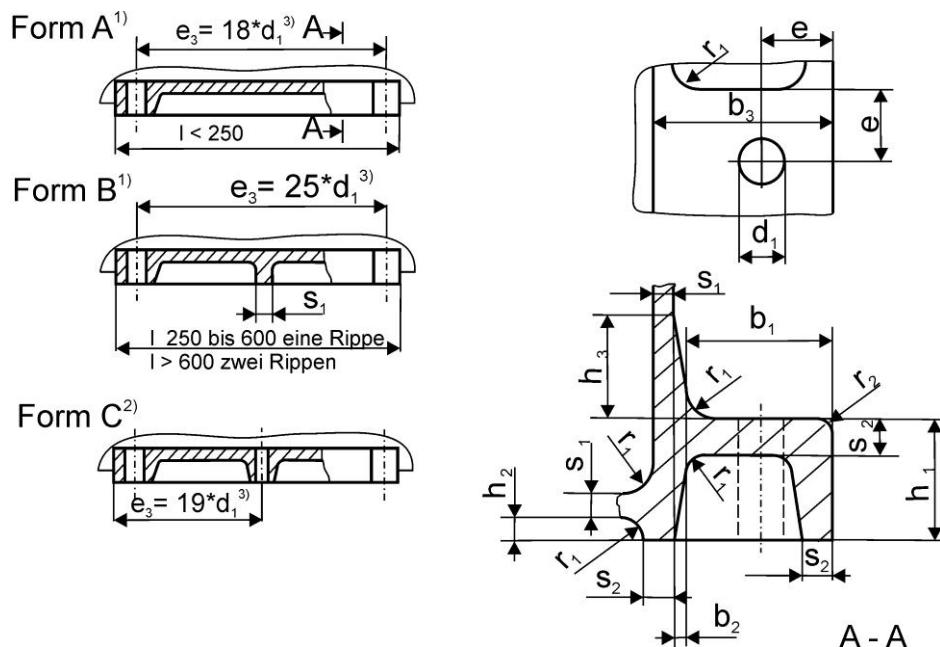


Abbildung 13: Fußleisten

Tabelle 7: Maße für Fußleisten

Wanddicke s_1		b_1	b_2	b_3	$d_1^{(4)}$		$e^{(5)}$	h_1	h_2	h_3	r_1	r_2	s_2	Gewinde- \emptyset
Stahlguss	Gusseisen						zul. Abw.							
-	5	32	2	40	10	+0,4	16	28	4	25	4	6	M 8	
	6	40		50	12		20	32		30			8	M 10
8		50	3	65	15	+0,5	25	45	6	40	6	2,5	12	M 12
10		60	6	80	19		30	60		50			14	M 16
12		75		95	24		40	75						M 20
14		85	7	110	28		45	95	10	70	10	4	18	M 24
16										90			22	M 30
18		105	8	135	35	+0,6	55	110	12	110	12	6	28	M 36
20							65	120		140			36	M 42
22		120	12	160	42		80	130		170			45	M 48
25		140	14	190	48									
28		170	15	230	56									
36														
40														

1) für einstufige Getriebe bevorzugt anzuwenden

2) für mehrstufige Getriebe

3) Angaben für e_3 sind nur Richtwerte

4) hochfeste Schrauben ab Festigkeitsklasse 8.8

5) Richtwerte von Konstruktion abhängig

Gestaltungshinweise
Gehäuse

GH4

Geschweißte Gehäuse

(Empfehlung nach ehemaliger TGL 26943)

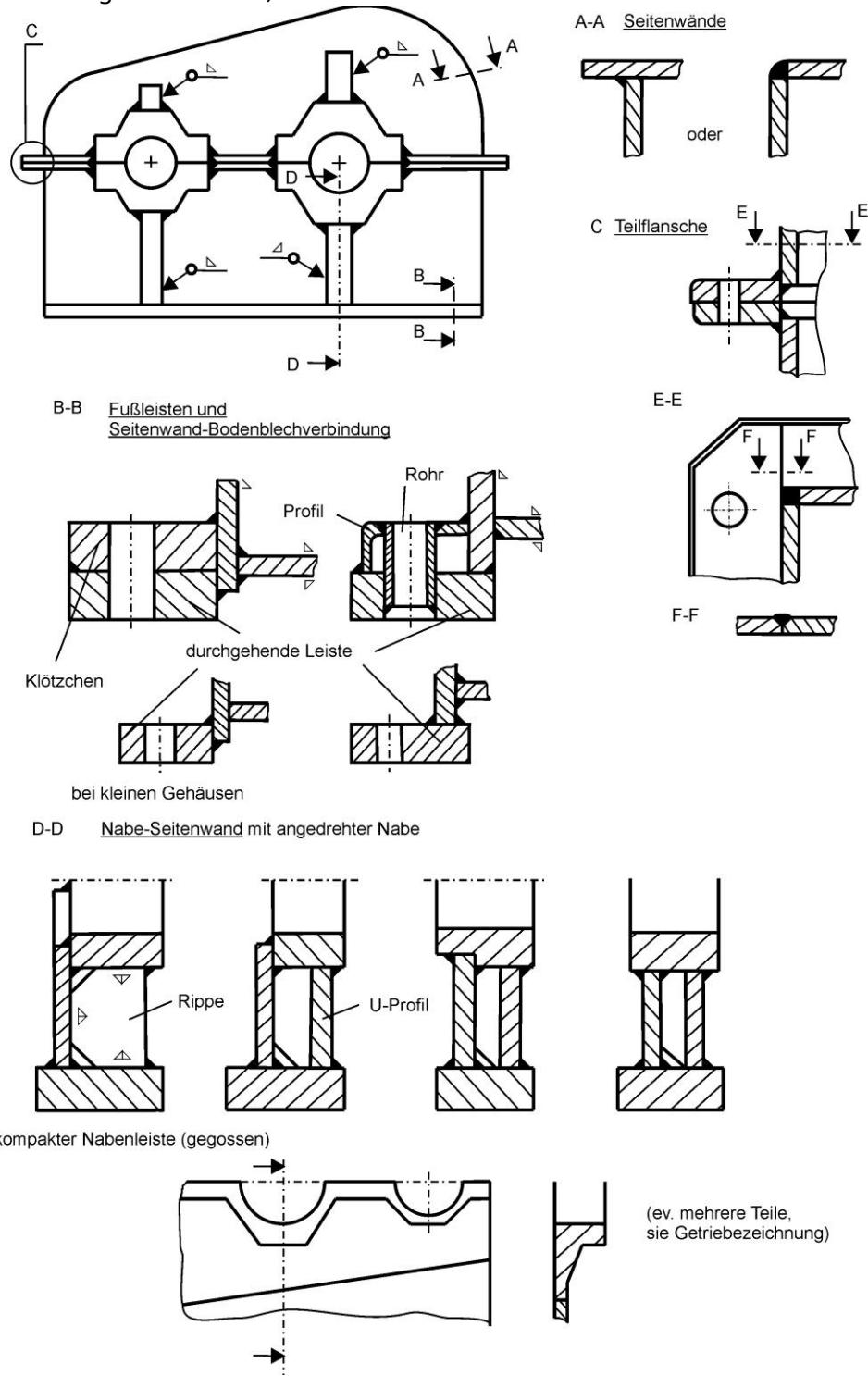
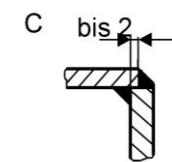
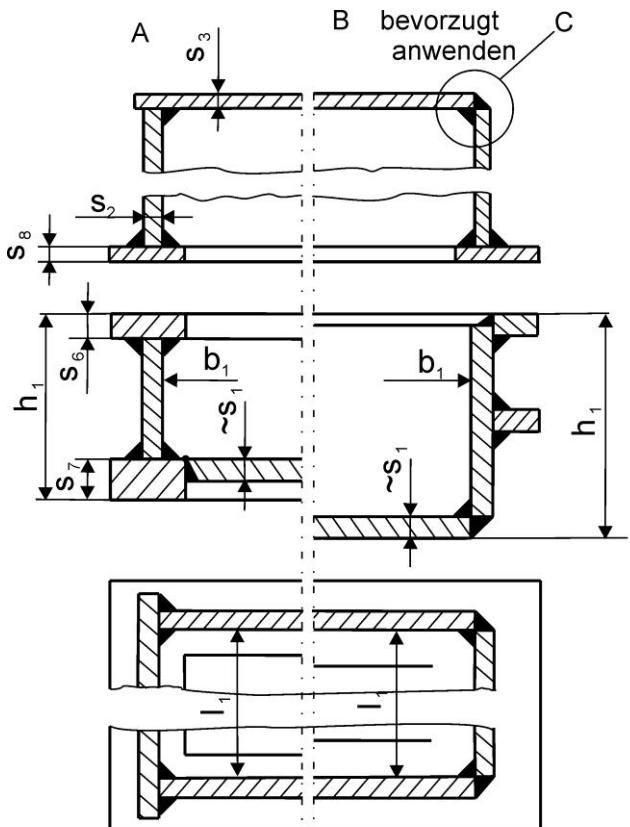


Abbildung 14: Geschweißte Gehäuse mit Konstruktionshinweisen

Wand-, Flansch- und Fußleistendicken von Gehäuseunterteilen und Gehäuseoberen für geschweißte Getriebegehäuse

(Empfehlung nach ehemaliger TGL 26943)



Ecknaht bei ungleichen Blechdicken

- a ... Kehlnahldicke
- b_1 ... Breite für Gehäuseteil
- h_1 ... Höhe des Gehäuseteils
- l_1 ... Länge des Gehäuseteils
- s_1 ... Wanddicke für Gehäuseunterteil oder Gehäusemittelteil und Bodenblech
- s_2 ... Wanddicke für Gehäuseoberteil
- s_3 ... Wanddicke für Gehäusedeckelblech
- s_4 ... Dicke für Fußleisten
- s_6 ... Dicke für Teilflansch
- s_8 ... Dicke für Teilflansch Gehäuse-

Abbildung 15: Geschweißte Getriebegehäuse

Tabelle 8: Maße für geschweißte Getriebegehäuse

b_1/l_1	$\leq 0,5$	$> 0,5$	$\leq 0,5$	$> 0,5$	$\leq 0,5$	$> 0,5$	$\leq 0,5$	$> 0,5$	
l_1	bis 800		$\overline{800}$ bis 1600		$\overline{1600}$ bis 3000		$\overline{3000}$ bis 5600		
h_1	$s_1^{(1)}$	8	10	10	12	12	14	16	
		6	8	8	10	10	12	14	
$s_2^{(2)}$		6	6	6	8	6	8	8	
$s_3^{(2)}$		5	5	6	6	6	6	8	

1) Bei Doppelwandkonstruktionen sind die Wanddicken mit $0,6 \cdot s_1$ anzuwenden. Für hohe Belastung sind die Wanddicken mit $s_1 + 2\text{mm}$ anzuwenden.

2) Für Gehäuseoberenteile mit eingeschweißten Nabellen ist die Werte $s_2 = s_1$ und $s_3 = s_2$ sowie $s_8 = s_6$ anzuwenden. Für tragende Oberenteile ist die Blechdicke in Abhängigkeit von der Höhe des Oberteils auszuwählen.

b_1/l_1	$\leq 0,5$			$> 0,5$		
l_1	≤ 1200	> 1200 bis 3000	> 3000 bis 5600	≤ 1200	> 1500 bis 3000	> 3000 bis 5600
s_6	15	20	25	30	35	20
s_7	20	25	30	35	40	30
s_8	10	15	22	28	18	25

Gestaltungshinweise
Gehäuse

GH6

Konstruktive Hinweise

Die Modellierung von Formschrägen ist nicht erforderlich.

Die Bearbeitung der Stirnflächen wird bei Absätzen sehr erschwert (Maschineneinstellungen, Aufspannung). Deshalb soll die Lage der Stirnflächen der Gehäusebohrungen gleich sein. Zur Verringerung des Bearbeitungsaufwandes und damit keine unbearbeitet bleibenden Flächen angeschnitten werden, sollten Arbeitsflächen abgesetzt werden.

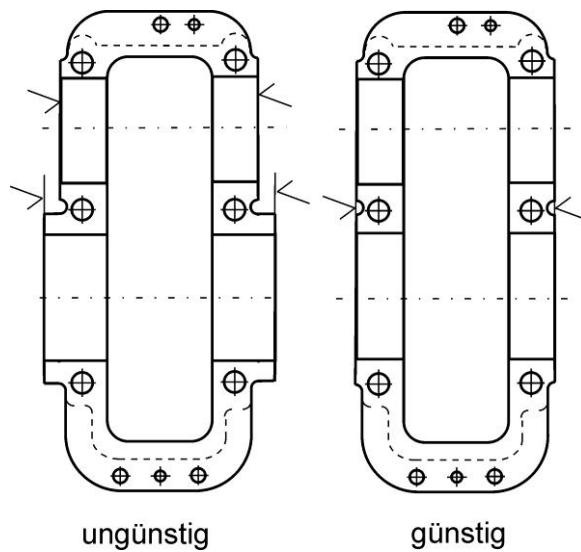


Abbildung 16: Bearbeitungsflächen liegen möglichst in einer Ebene

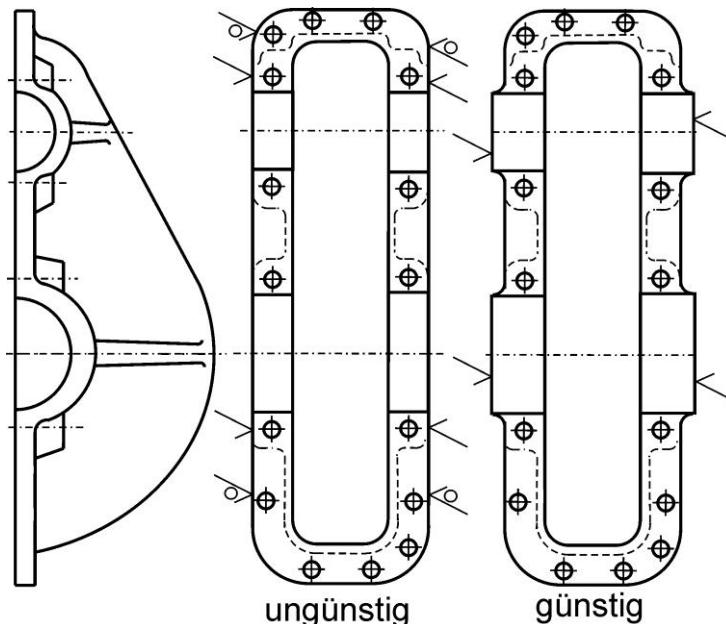


Abbildung 17: Zu bearbeitende Flächen sollen gegenüber anderen hervorstehen

Bearbeitungsabsätze sind optisch, fertigungstechnisch und meist auch festigkeitsmäßig ungünstig.

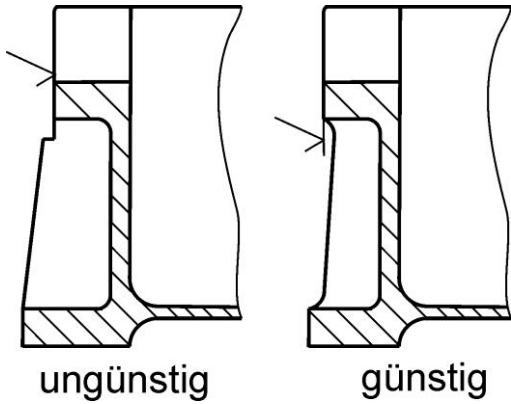


Abbildung 18: Gestaltung einer Versteifungsrippe

Über die Teilungsebene(n) werden die Gehäusehälften zentriert und verschraubt. Dabei zum Einsatz kommende Zylinder- und Kegelstifte müssen demontierbar sein. Sacklöcher sind zu vermeiden.

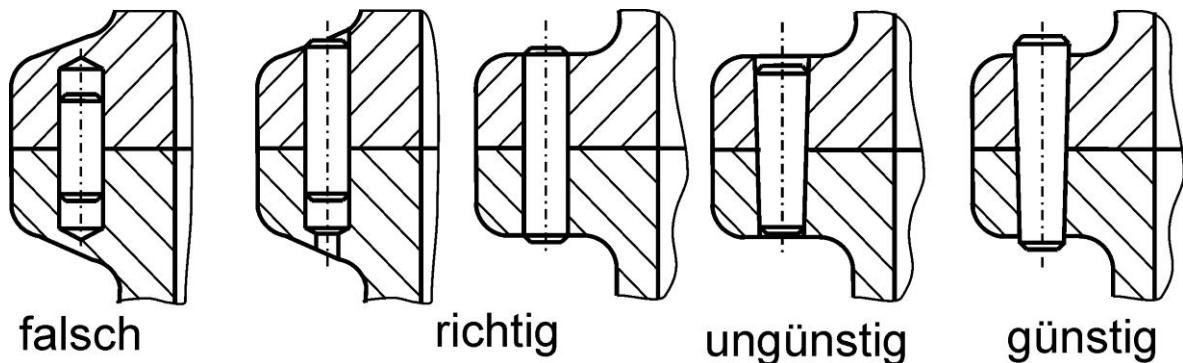


Abbildung 19: Gehäusefixierung

Am Gehäuse sollte es Spannmöglichkeiten für die nachträgliche spanende Bearbeitung von Teilflächen geben. Parallele Endflächen sind günstig, um viele Gehäuse zu stapeln.

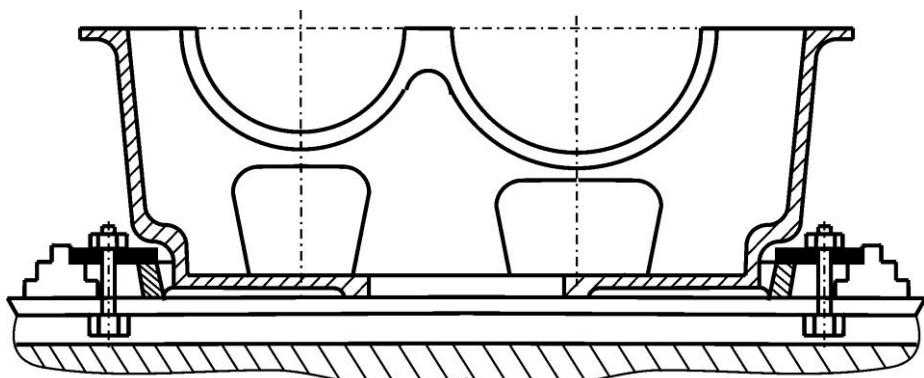


Abbildung 20: Gehäuseoberteil zur Teilflächenbearbeitung aufgespannt

Bedien- und Beschlagteile eines Getriebes

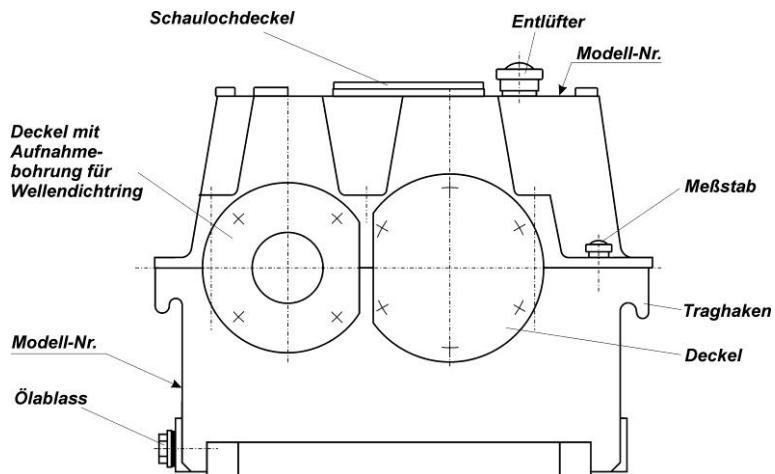
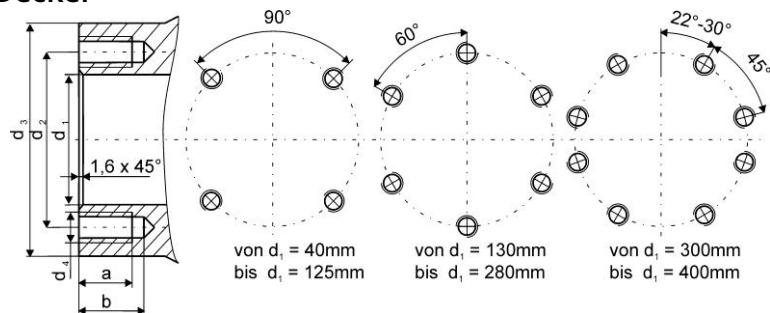


Abbildung 21: Seitenansicht eines einstufigen Getriebes

Anschlussmaße für Deckel



d_1	d_2	d_3	d_4	a	b
40	53	68			
47	60	78			
52	67	85			
62	77	90			
72	87	100			
80	95	110			
85	105	120			
90	110	125			
100	120	140			
110	130	150			
120	140	160			
125	145	165			
130	150	170			
140	160	180			
150	170	190			

d_1	d_2	d_3	d_4	a	b
160	185	205	M10	19	26
170	195	215			
180	205	225			
190	215	235			
200	225	250			
215	245	275	M12	23	31
230	260	290			
240	270	300			
250	280	310			
260	290	320			
280	310	340			
300	335	365			
320	355	385			
360	395	425			
380	415	445			
400	435	485			

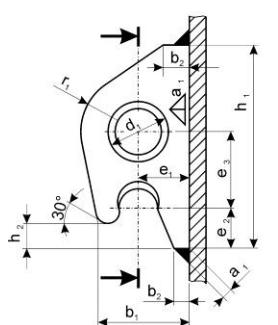
Gestaltungshinweise
Bedien- und Beschlagteile eines Getriebes

GH9

Traghaken

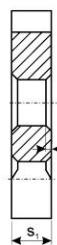
(Empfehlung nach ehemaliger TGL 2989)

Angeschweißte Traghaken



Traghaken für Gehäuseoberteil

Form A



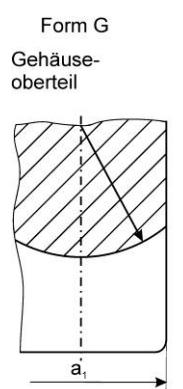
Traghaken für Gehäuseunterteil und
Gehäusemittelteil unter dem Teilstansch
angeschweißt

Form B



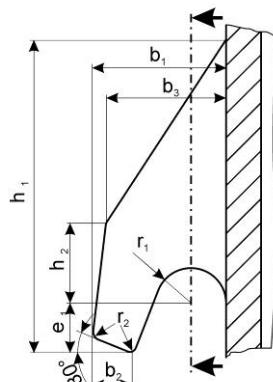
Nenngröße Tragfähigkeit in t	a_1	b_1	b_2	b_3	b_4	d_1	e_1	e_2	e_3	e_4	e_5	h_1	h_2	h_3	r_1	r_2	r_3	s_1
0,63	3	36	8	78	50	16	20	17	23	9	58	75	11	55	20	7	2	12
1,0	4	40	8	91	56	20	22	21	30	10	66	90	13	70	25	9	2	18
1,6	5	48	8	112	70	24	25	22	40	12	82	110	13	85	30	11	2,5	20
2,5	5	55	10	130	80	30	30	25	50	13	95	125	15	100	35	13	3	25
4	6	68	13	148	90	36	38	30	55	15	108	140	18	115	40	17	3	30

Angegossene Traghaken



Form G

Gehäuse-
oberteil



Gehäuseunterteil

bis Nenngröße 50

ab Nenngröße 63

fehlende Maße wie Form G

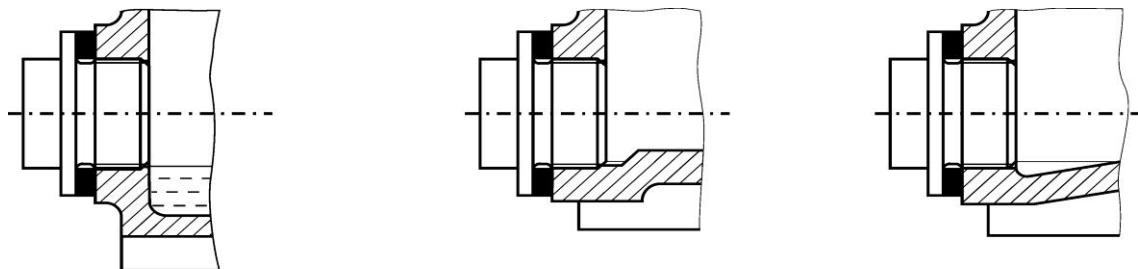
*1) für Gusseisen GGL - 20 Dichte 7,25 kg/dm³

Tragfähigkeit in t	a_1		b_1	b_2	b_3 min	e_1	h_1 min	h_2 min	h_3	h_4	r_1	r_2	r_4	
	G	*1) H	G	H										
0,5	0,5	30	30	22	6	20	8	50	12	30	-	6	2,5	20
0,8	1,0	36	36	28	10	25	12	63	18	38	-	6	4	2,2
1,2	1,6	45	45	36	12	32	14	80	22	50	-	8	4	25
2,0	2,3	56	50	45	16	40	18	100	28	60	40	10	4	30
3,1	3,5	71	63	56	20	50	25	125	36	80	48	12	6	36
5,0	5,3	90	80	71	25	63	28	160	45	100	60	16	6	50
6,3	8,0	100	100	80	28	71	32	180	50	115	67	18	6	70
10,0	11,8	125	125	100	36	90	40	225	63	145	85	22	6	80

Gestaltungshinweise
Bedien- und Beschlagteile eines Getriebes

GH10

Ölablassschrauben



ungünstig, da nicht sämtliches Altöl abläuft

ungünstig für die Herstellung der Bohrung

günstige Ausführung (eingegossene Vertiefung)

Abbildung 22: Einbaubeispiele für Ölabblassschrauben

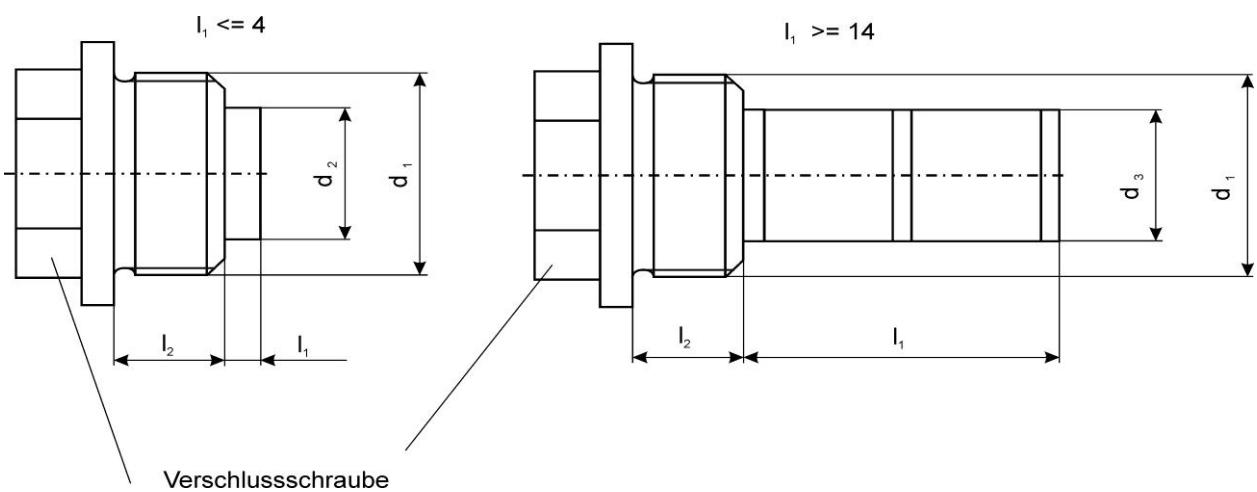


Abbildung 23: Verschlusschraube

d_1	M16 x 1,5	M24 x 1,5	M30 x 1,5	M42 x 2
d_2	12	16	24	-
l_2	9	12	12	12

l_1	3	4	14	18	25
	33	35	50	55	63
Schlüsselweite s					
M16	M24	M30	M42		
17	22	22	27		

Bezeichnung:

Verschlusschraube mit Permanentmagnet DIN 910-M20x1,5-St-PM

Siehe auch: DIN 908, DIN 7604

Ölmessstäbe

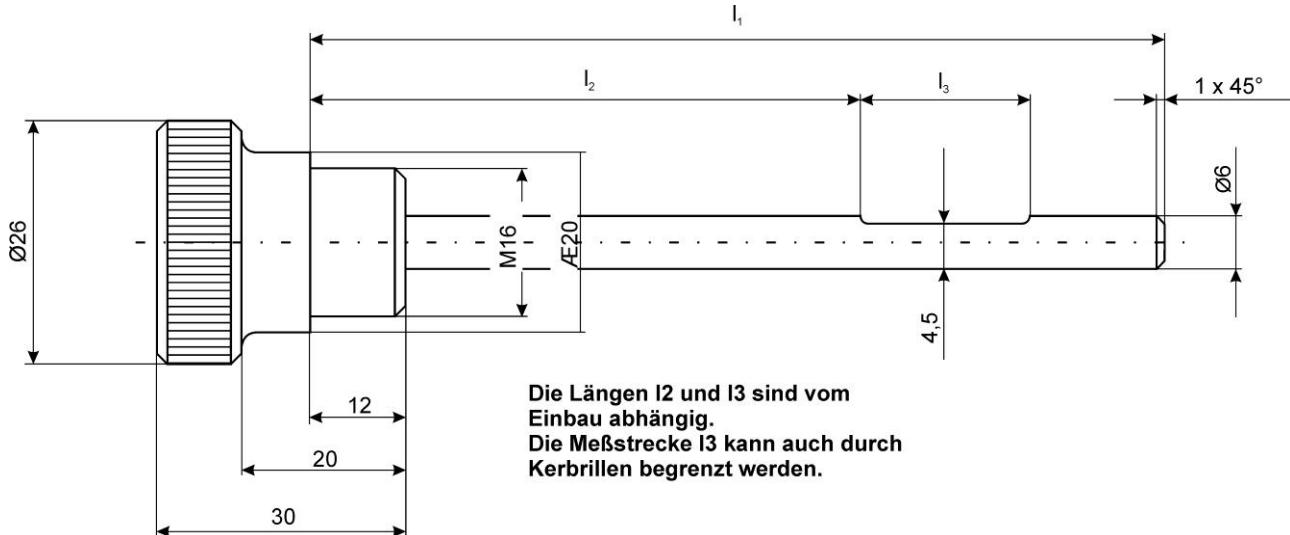


Abbildung 24: Ölmessstab

l_1	55	70	100	110	125	140	160	180	200	220	250	280	320	360	400	450	500
-------	----	----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----

Bezeichnung eines Messstabes von Länge $l_1 = 160$ mm, $l_2 = 120$ mm und $l_3 = 10$ mm: Messstab 160 x 120 x 10

Entlüftung

Kunststoffausführung

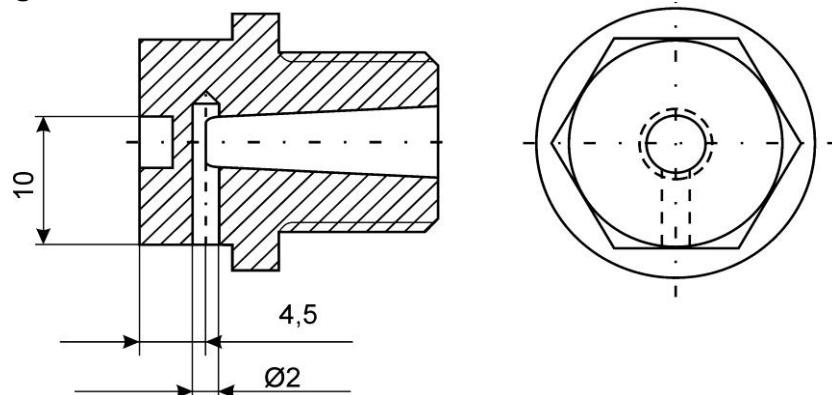
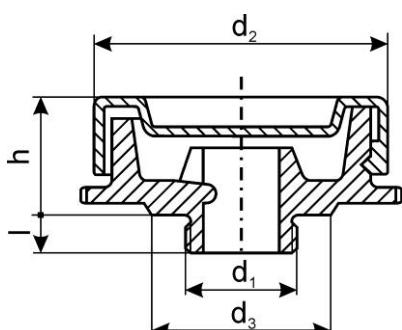


Abbildung 25: Entlüfter mit Ausgangsteil Verschlusschraube (Kunststoff)

Ausgangsteil: Verschlusschraube M12x1,5 DIN 910 Polyamid

Bezeichnung: Entlüfter D M12x1,5



Nenngröße d_1	d_2	d_3	h ~	l	Entlüftungs- querschnitt in mm^2
M 16 x 1,5	56	26	23	9	30
M 30 x 1,5	73	40	26	10	220
M 48 x 1,5	93	60	30	12	500

Abbildung 26: Entlüfter (Kunststoff)

Gestaltungshinweise
Bedien- und Beschlagteile eines Getriebes

GH12

Stahlausführung

Entlüftungsquerschnitt: 10 mm²

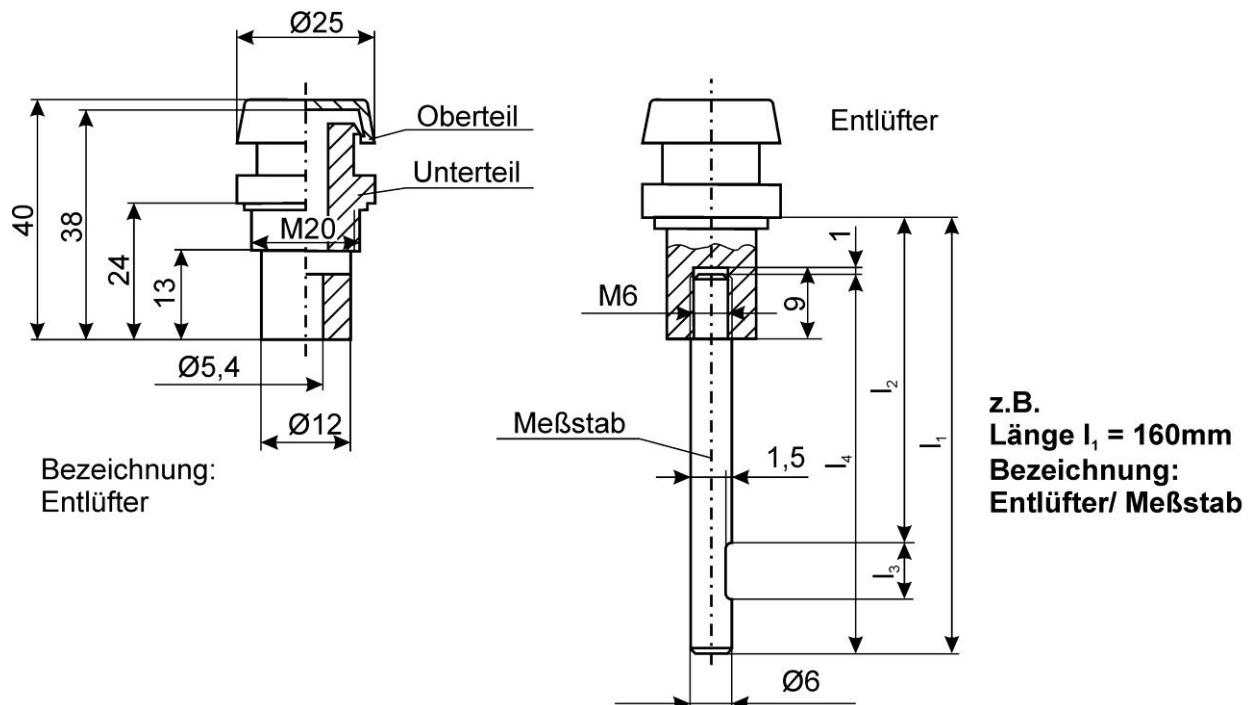


Abbildung 27: Entlüfter und Kombination Entlüfter/Ölmessstab

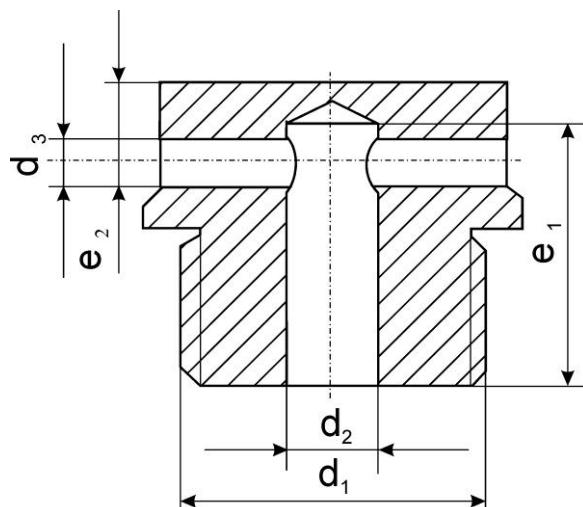


Abbildung 28: Entlüfter in Stahlausführung mit Ausgangsteil Verschluss schraube

Nenngröße d_1	d_2	d_3	e_1	e_2	Entlüftungsquerschnitt/mm ²	Ausgangsteil Verschluss schraube
M 12x1,5	3	2	14	4	6,3	DIN 7604
M 16x1,5	5	3	13,5	4	14	
M 30x1,5	6	4	22,5	5	25	DIN 910
M 48x2	8	5	28	8,5	39	

Bezeichnung: Entlüfter H M 16x1,5

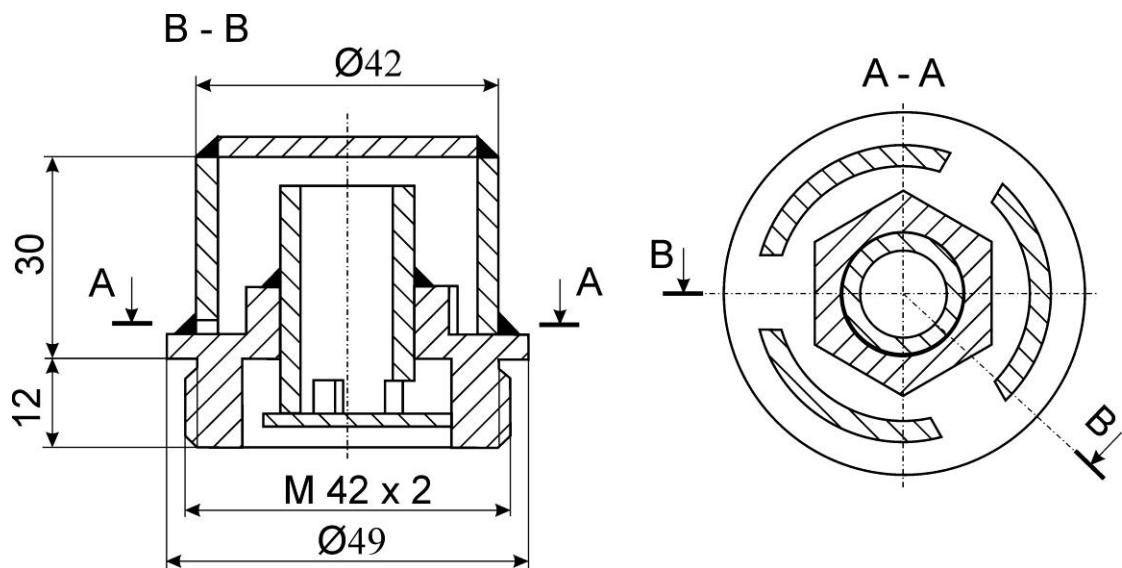


Abbildung 29: Spezialentlüfter für Tagebaueinsatz und ähnliche gelagerte Einsatzfälle

Konstruktive Details

Angaben auf den Zeichnungen

Verzahnungsdarstellung nach DIN 3966

Tabelle 9: Verzahnungstabelle

Stirnrad		außenverzahnt ¹⁾ innenverzahnt ¹⁾
Modul	m_n	
Zähnezahl	z	
Bezugsprofil		DIN 867 ¹⁾
Schrägungswinkel	β	
Flankenrichtung		
Teilkreisdurchmesser	d	
Profilverschiebungsfaktor	x	
Kopfhöhenänderung	k	
Verzahnungsqualität, Toleranzfeld ^{2), 3)}		
Prüfgruppe nach DIN 3961		
Zahnweite mit Abmaßen über k Zähne	W_k k	
Gegenrad Sachnummer Zähnezahl	z	
Achsabstand im Gehäuse mit Abmaßen	a	
Eingriffsstrecke	g_a	
Ergänzende Angaben (bei Bedarf)		

1) nicht Zutreffendes streichen

2) DIN 3962/3963; 3967 (Zutreffendes eintragen)

3) Angaben zu Zahndicken- bzw. Zahnweitenabmaßen siehe Anlage 3

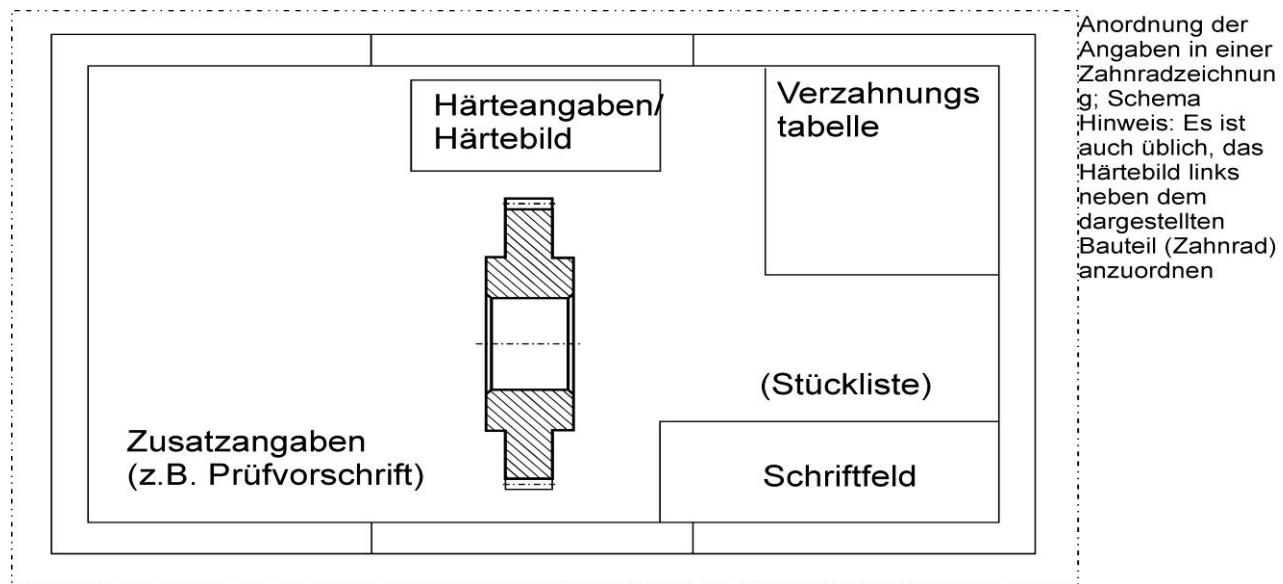


Abbildung 30: Zeichnungsaufbau Verzahnung

Wärmebehandlungsangaben

Randschichtgehärtete Bauteile zeichnen sich durch eine harte Randschicht und einen zähen Werkstoffkern aus. Die Randschichthärtung wird durch die Oberflächenhärte und die Härtetiefe, bei der die geforderte Grenzhärte auftritt, gekennzeichnet.

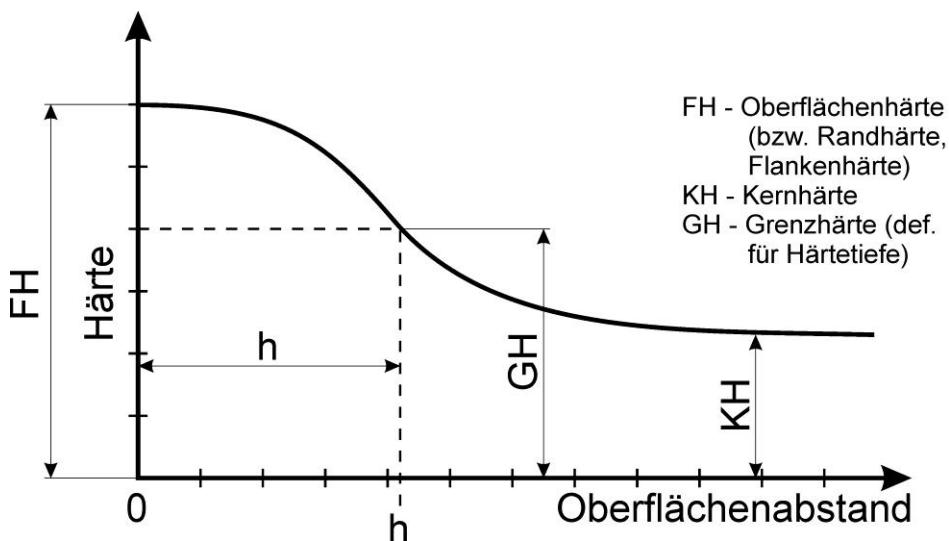


Abbildung 31: Härteprofilverlauf

Die Härtetiefe und die Oberflächenhärte sind zu tolerieren. Das Härtemessverfahren ist anzugeben. Zur Gewährleistung von Mindestfestigkeitswerten sind Plus-Toleranzen zu bevorzugen.

Beispiel Einsatzgehärtetes Bauteil:

Einsatzhärte Eht = 0,8 mm bis 1,2 mm;
 Grenzhärte nach Vickers 550 HV1;
 Oberflächenhärtebereich nach Rockwell 60 bis 64 HRC:
 $Eht\ 550\ HV1 = 0,8 + 0,4; 60 + 4\ HRC$

Zum Einsatzhärten siehe auch:

- DIN 6773: Zeichnungsangaben
- DIN 17014: Begriffe
- DIN 17022: Verfahren mit Parameter
- DIN 50190: Ermittlung Eht

Gilt eine geforderte Stoffeigenschaft für das gesamte Werkstück, genügen die Angaben in Textform.

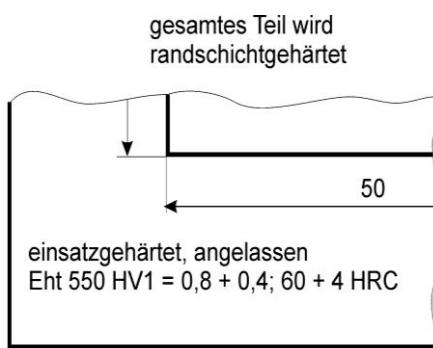


Abbildung 32: allgemeine Wärmebehandlungsangaben

Bei örtlich begrenzter Wärmebehandlung können zur eindeutigen Darstellung die entsprechenden Angaben in ein Wärmebehandlungsbild eingetragen werden (siehe Abbildung 33 und 34).

induktionsgehärtet, angelassen
Rht 550 HV1 = 2 + 0,4;
57 + 3 HRC

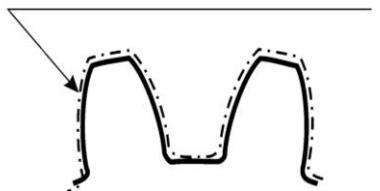


Abbildung 33: Beispiel allzahngehärtete Verzahnung

induktionsgehärtet, angelassen
Rht 550 HV1 = 1,3 + 0,3; 54 min. HRC

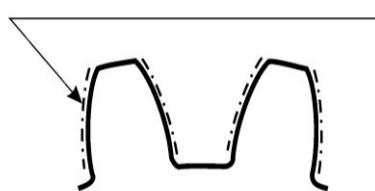


Abbildung 34: Beispiel gehärtete Zahnflanken
(Vorsicht Kerbwirkung)

Härtetiefen einsatzgehärteter Zahnräder (Empfehlung)

Modul $m^1)$	Zeichnungsangabe für		Technologische Angabe			
			nicht zu schleifende Flanken	zu schleifende Flanken		
	Stirnrad Kegelrad	Schnecke	Stirnrad Kegelrad	Schnecke	Stirnrad Kegelrad	Schnecke
1 bis 2,25	0,3±0,1	0,5±0,2	0,3±0,1	0,5±0,1	0,5±0,1	0,8±0,1
2,5	0,5±0,2	0,5±0,2	0,5±0,1	0,5±0,1	0,5±0,1	0,8±0,1
2,75				0,8±0,1	0,8±0,1	
3		0,8±0,3				
3,5	0,8±0,3	0,8±0,3	0,8±0,1	0,8±0,1	0,8±0,1	1,2±0,1
4					1,2±0,1	
4,5				0,8±0,1	1,2±0,1	
5						
5,5	1,2±0,3	0,8±0,3	1,2±0,1	0,8±0,1	1,2±0,1	1,2±0,1
6					1,5±0,1	
7						
8				1,8±0,1	1,8±0,1	
9						
10	1,5±0,4	1,2±0,3	1,5±0,1	1,2±0,1	1,5±0,1	1,5±0,1
11					1,5±0,1	
12				1,8±0,1		
14					1,8±0,1	
16	1,8±0,4	-	1,8±0,1	-	1,8±0,1	-
18						
22						
25	2,4±0,5	-	2,4±0,5	-	2,4±0,5	-
28						

1) Als Modul gilt für Geradstirnräder m , für Schrägstirnräder m_n und für Kegelräder m_{nm}

Gütesicherung

Flankenspiel

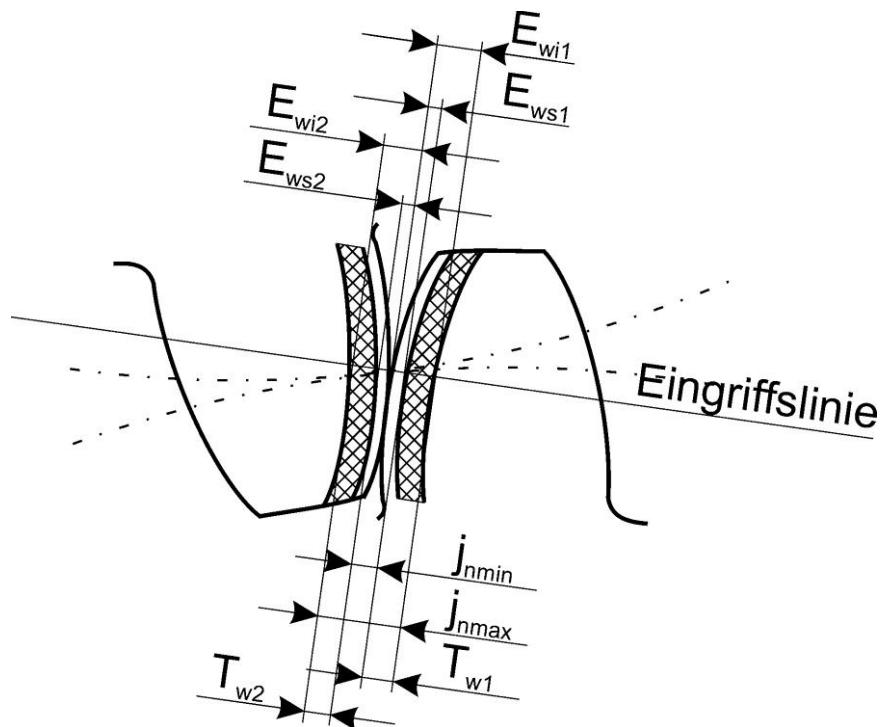


Abbildung 35: Flankenspiel j_n

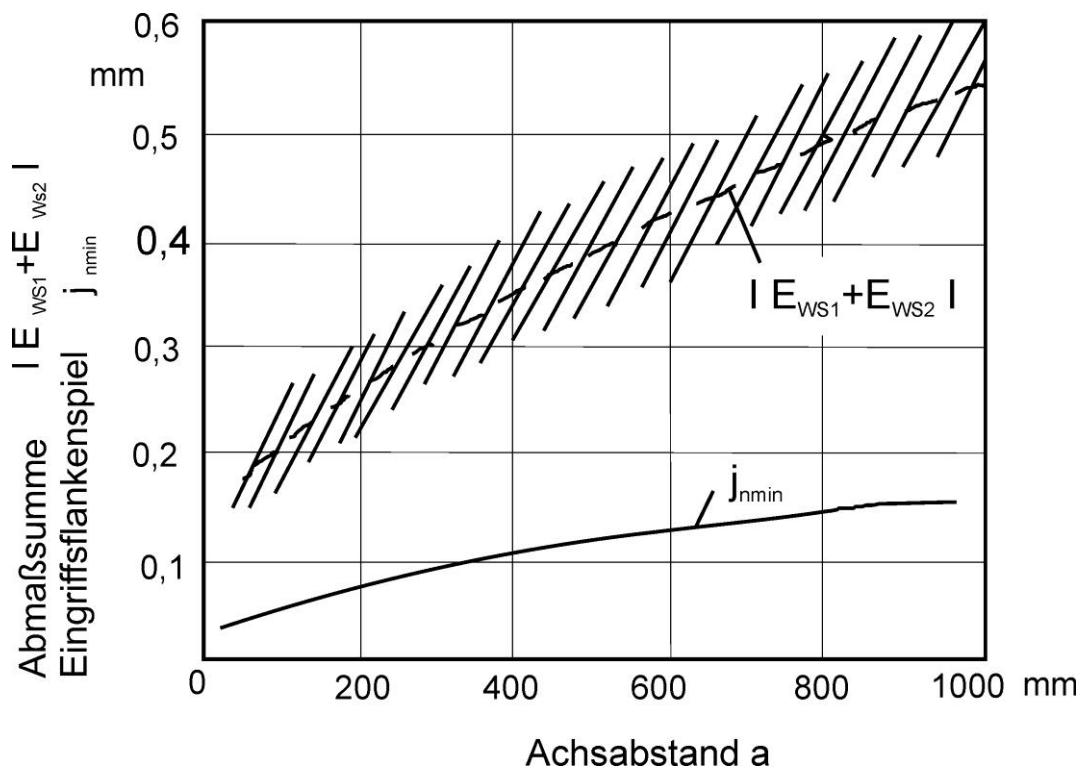


Abbildung 36: Abmaßsumme und Mindesteingriffsflankenspiel

Verzahnungstoleranzen

Die DIN-Normen enthalten Angaben zum:

- Passsystem (DIN 3967) , bestimmt Flankenspiel (oft Angabe unabhängig von der Norm)
- Genauigkeitssystem (DIN 3962), 12 Qualitäten

Aufwand -normal -sehr hoch -Grenzbereich

gepresst, gestanzt



wälsgefräst, -gestoßen



geschabt



geschliffen



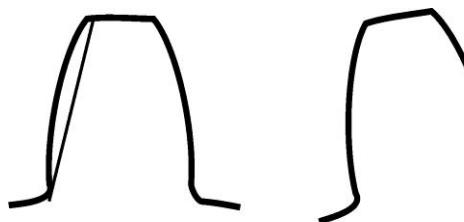
Verzahnungsqualität
DIN 3962

1 2 3 4 5 6 7 8 9 10 11 12

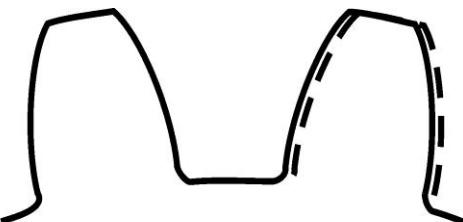
abnehmende Genauigkeit



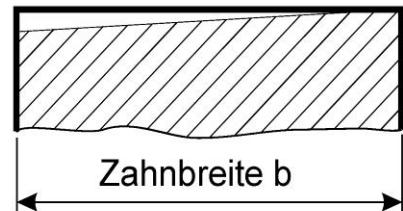
Abbildung 37: Zuordnung der Fertigungsverfahren zur Verzahnungsqualität



Profilform-
abweichung (f_f)



Teilungseinzel-
abweichung (f_p)



Flankenlinienwinkel-
abweichung (f_{HB})

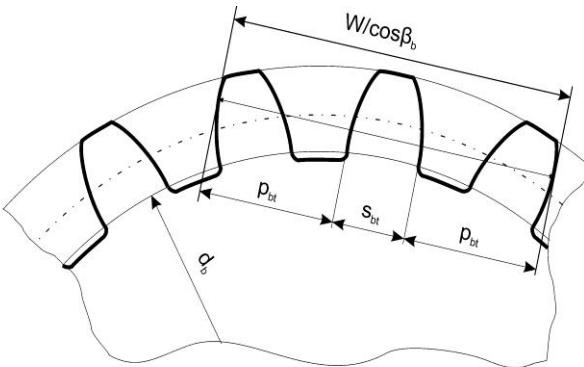
Abbildung 38: Beispiele von Abweichungen, die durch die Angabe der Verzahnungsqualität begrenzt sind

Zahnweite

Messbar bei Erfüllung der folgenden Bedingungen:

$$b > W \cdot \sin|\beta_b|$$

$$\left(\frac{d_a}{2} + \frac{m}{2}\right) > \sqrt{\left(\frac{W}{2 \cdot \cos(\beta)}\right)^2 + \left(\frac{d_b}{2}\right)^2} > \left(\frac{d_a}{2} - \frac{3 \cdot m}{2}\right)$$



Zahnweite dargestellt im Stirnschnitt über $k = 3$ Zähne

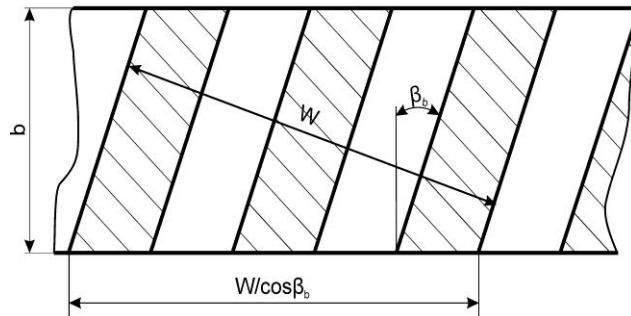


Abbildung 39: Zahnweitenmessung an Schrägstirnrädern

Zahnweite des Schrägstirnrades:

$$W = [(k - 1) \cdot p_{bt} + s_{bt}] \cdot \cos \beta_b$$

$$p_{bt} = m_t \cdot \pi \cdot \cos(\alpha_t)$$

$$s_t = m_t \cdot \left(\frac{\pi}{2} + 2 \cdot x_{1,2} \cdot \tan(\alpha_t)\right)$$

$$s_{bt} = \frac{d_b \cdot s_t}{d} + d_b \cdot \operatorname{inv}(\alpha_t) \quad \operatorname{inv}(\alpha) = e_v \cdot \alpha$$

$$s_{yt} = s - d_y \cdot \operatorname{inv}(\alpha_y)$$

$$s_{yt} = d_y \cdot \left(\frac{s_t}{d} + \operatorname{inv}(\alpha_t) - \operatorname{inv}(\alpha_{yt})\right)$$

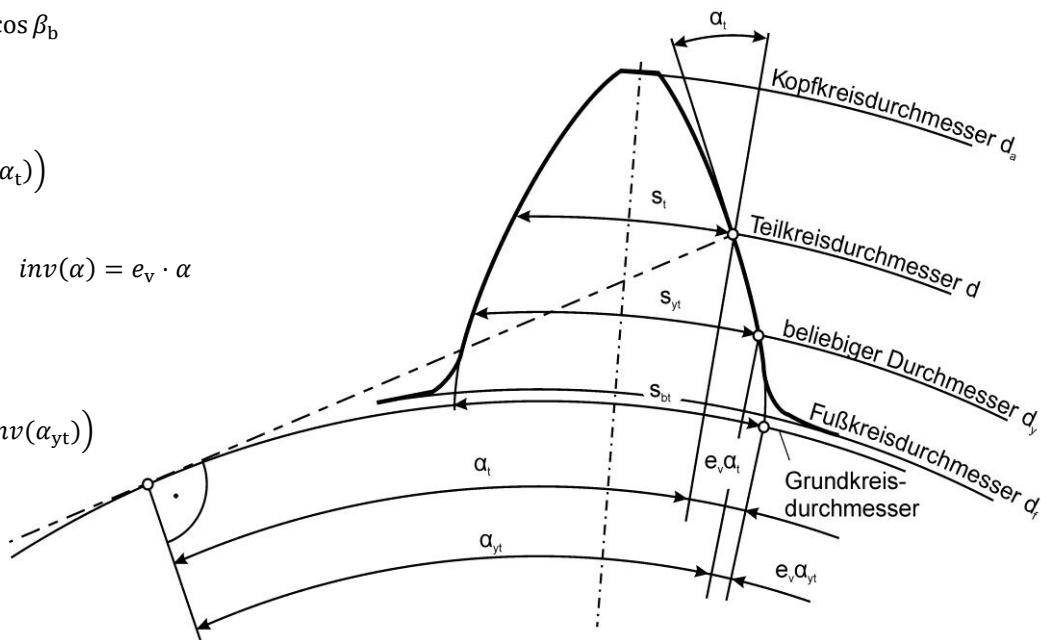


Abbildung 40: Zahndicke

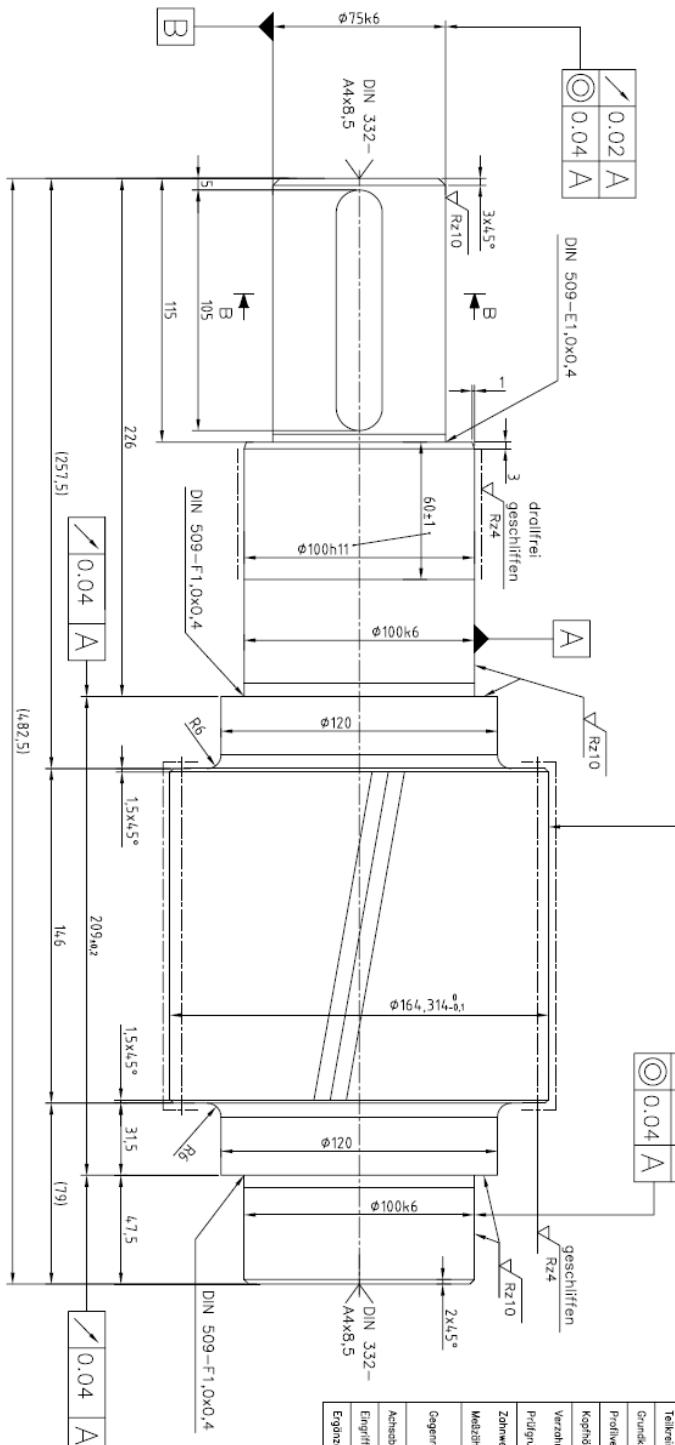
Passmaß	Ablmaß	Stirnrad	außenverzahnt
20 P8	-0.022	Modul	m _b 6mm
75 k6	+0.021	Zähnezahl	z 25
100 k6	+0.022	Bezugsprofil	DIN 867
100 h11	-0.020	Schrägungswinkel	β 10°

Prüfgruppe nach DIN 3961
Zahnwelle mit Abmessungen [mm] W_k 46,477 -0.140
Meßzähnezahl k_z 3 WP.1108-01

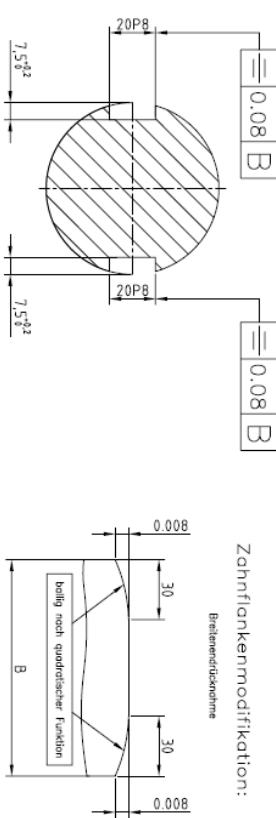
Oegerrod Söch-Nr. Zähnezahl z 70
Abreißabstand mit Abmessen [mm] a 290 +0.000
Ergänzende Angaben (bei Bedarf) g_a 29,780mm

Prüfgruppe nach DIN 3961
Zahnwelle mit Abmessungen [mm] W_k 46,477 -0.140
Meßzähnezahl k_z 3 WP.1108-01

Oegerrod Söch-Nr. Zähnezahl z 70
Abreißabstand mit Abmessen [mm] a 290 +0.000
Ergänzende Angaben (bei Bedarf) g_a 29,780mm



Schnitt B-B:



Zahnflankenmodifikation:

eingeschweißt und angelassen

710+40 HV 30

Ent 550 HV 1 = 1.2+0.3

$\sqrt{Rz16}$ ($\sqrt{Rz10}$ $\sqrt{Rz4}$)

FVA-Projekt Fußtragfähigkeit der Innenverzahnung	DIN ISO 2768-m	M 1:2	44 kg
		$\sqrt{Rz16}$ ($\sqrt{Rz10}$ $\sqrt{Rz4}$)	
		17CrNiMo6 HH	
		Ritzelwelle PG	

Rz 63 als größte Rauheit einsetzen

Konstruktive Details Gütesicherung

KD6

Anleitung Konstruktionsbeleg
Herausgeber: Institut für Maschinenelemente und Maschinenkonstruktion
Redaktion: Franz Bergt, Nils Becker, Stefan Schumann, Paul Tunsch
© 2025 IMM

