



# Berechnung und Konstruktion eines Schienenfahrzeugachsgetriebes

**Konstruktionsentwurf im Fach Konstruktionslehre 4**

des Studienganges Maschinenbau

an der Dualen Hochschule Baden-Württemberg Heidenheim an der Brenz

von

Hofmann, Tanja

Hopf, Marie

Langohr, Anika

Tiroch, Matthias

Variante 13

Abgabe: 10.03.2020

Bearbeitungszeitraum

9 Wochen

Matrikelnummern

5620331, 3225750, 1790705, 9269794

Kurs

TM 2018 KM

Ausbildungsfirma

INNEO Solutions, BSH, Bosch AS,

Faist Anlagenbau

Studiengang Maschinenbau

**Name, Vorname**

Hofmann, Tanja

**Name, Vorname**

Hopf, Marie

**Name, Vorname**

Langohr, Anika

**Name, Vorname**

Tiroch, Matthias

**Erklärung**

gemäß § 5 (3) der „Studien- und Prüfungsordnung DHBW Technik“ vom  
01.10.2015.

*Ich habe die vorliegende Arbeit selbstständig verfasst und keine anderen als die  
angegebenen Quellen und Hilfsmittel verwendet.*

---

Ort, Datum

Unterschrift

---

Ort, Datum

Unterschrift

---

Ort, Datum

Unterschrift

---

Ort, Datum

Unterschrift

## Inhaltsverzeichnis

Inhaltsverzeichnis .....	3
1 Vorwort.....	7
2 Einleitung .....	1
2.1 Anforderungsliste.....	2
2.2 Morphologischer Kasten.....	6
2.3 Relevante Momente .....	9
3 Verzahnung.....	10
3.1 Berechnung der Zähnezahl und des Moduls .....	10
3.2 Verzahnungskräfte .....	11
3.3 Profilverschiebung .....	12
3.4 Zahnußfestigkeit und Grübchenfestigkeit .....	12
3.5 Antriebsritzel.....	13
3.5.1 Antriebswelle.....	13
3.6 Abtriebsrad .....	14
3.6.1 Thermische Pressverbindung des Abtriebsrades.....	15
3.6.2 Öl-Kegelpressverband des Abtriebsrades .....	20
4 Lager.....	23
4.1 Lagerkraftberechnung .....	23
4.1.1 Antriebswelle.....	23
4.2 Auswahl der Lager.....	26
4.2.1 Antriebslager.....	27
4.2.2 Abtriebslager.....	29
4.3 Lagerlebensdauer.....	31
4.4 Auswahl der Dichtungen.....	33
4.5 Lagertoleranzen .....	40
5 Schmierung.....	41
5.1 Ölzufluhr.....	42
5.2 Ölabfuhr/Entlüftung.....	46

5.3	Abdichtung .....	47
5.4	Schmieranweisung und Kontrolle der Schmierung .....	47
5.5	Simulation.....	48
6	Gehäuse .....	51
6.1	Teilung.....	52
6.1.1	Berechnung der Ankerschrauben .....	54
6.2	Wandstärke und Verrippung.....	55
6.3	Respektabstände.....	55
7	Drehmomentstütze.....	61
7.1	Kritischer Querschnitt .....	61
7.2	Schraubenberechnung .....	61
7.3	Bolzenauswahl .....	62
7.4	Kollisionskontrolle.....	64
8	Montage- und Demontage .....	65
8.1	Anschlussmaße.....	65
8.1.1	Kupplung.....	66
8.1.2	Radsatz.....	66
8.2	Montageanleitung.....	67
8.3	Demontageanleitung .....	72
9	Visualisierung.....	73
9.1	Gesamtansicht .....	73
9.2	Explosionsansicht.....	76
10	Literaturverzeichnis.....	77
11	Tabellenverzeichnis .....	78
12	Abbildungsverzeichnis .....	79

## Anhang

1. Aufgabenstellung und Variantenliste
2. Handzeichnungen und Skizzen auf Millimeterpapier
3. Projektzeitplan
4. Checkliste
5. Stückliste
6. Gesamtzeichnung
  - 6.1. Baugruppenzeichnung
  - 6.2. Abmaße Labyrinthdichtungen
  - 6.3. Abmaße Zahnrad
7. Kaufteildokumentation
  - 7.1. Drehmomentstütze
  - 7.2. Kegelrollenlager TIMKEN LM742710 / LM742747
  - 7.3. Zylinderrollenlager NU215
  - 7.4. Zylinderrollenlager NU2215
  - 7.5. VierpunktLAGER QJ215
  - 7.6. Ölschauglas
  - 7.7. Magnetstopfen
  - 7.8. Einfülldeckel
  - 7.9. Entlüftungsschraube
  - 7.10. Sicherungsstift ISO 2338
  - 7.11. Sechskantschraube ISO 4014
  - 7.12. Sechskantmutter ISO 4033
  - 7.13. Unterlegscheibe ISO 7089
  - 7.14. Bogenzahnkupplung
    - 7.14a. Betriebsanleitung Bogenzahnkupplung
8. Verzahngsparameterabstimmung
9. KissSoft-Protokoll Verzahnungsberechnung Modul 4,5
  - 9a. KissSoft-Datei Verzahnungsberechnung Modul 4,5
10. KissSoft-Protokoll Verzahnungsberechnung Modul 5
  - 10a. KissSoft-Datei Verzahnungsberechnung Modul 5
11. Auslegung des thermischen Pressverbands

12. Auslegung des Ölpressverbands
13. Videoausschnitt CFD-Simulation
14. KissSoft-Protokoll Schraubenberechnung Ankerschrauben
  - 14a. KissSoft-Datei Schraubenberechnung Ankerschrauben
15. KissSoft-Protokoll Schraubenberechnung Drehmomentstützenschrauben
  - 15a. KissSoft-Datei Schraubenberechnung Drehmomentstützenschrauben

## 1 Vorwort

Einige Grafiken in dieser Arbeit sind vereinfacht dargestellt, um Sachverhalte besser erklären zu können. Manche Grafiken sind deswegen auch nicht originalgetreu in der Konstruktion zu finden, meistens wurden hierfür Kantenverrundungen entfernt. Weitere Grafiken sowie verschiedene Animationen sind auf der CD beigefügt.

## 2 Einleitung

Der öffentliche Personennahverkehr wird in Zeiten überfüllter Straßen ein immer wichtigeres Angebot für die Menschen, vor allem in Ballungsräumen, um klassische Verkehrswege zu entlasten, die psychische Belastung für das Individuum zu senken und nicht zuletzt, um die Klimaziele der Bundesregierung erreichen zu können. Die steigenden Passagierzahlen führen dazu, dass die öffentlichen Verkehrsmittel so zuverlässig, störungs- und wartungsarm wie möglich zur Verfügung stehen müssen. In diesem Konstruktionsentwurf soll für eine innerstädtische Metro ein einstufiges Schienenfahrzeugachsgetriebe konstruiert werden. Die Motorwelle liegt dabei parallel zur Rad satzwelle. Relativbewegungen zwischen Getriebe und Drehgestell werden von einer Bogenzahnkupplung ausgeglichen.

Das Schienenfahrzeugachsgetriebe wird auf der Basis exakter Auslegungsrechnungen konstruiert und mit gängigen Referenzwerten auf die Haltbarkeit bei dynamischer Belastung geprüft. Die Visualisierung des Schienenachs fahrzeuggetriebes ist einer ausführlichen CAD-Datei mit passender Stückliste zu entnehmen. Die Bezugsebene ist dabei immer die Verzahnungsmitte.

Im Anhang sind außerdem die ausgedruckten Excel-Berechnungen sowie Berechnungsergebnisse des Programmes KissSoft zu finden. Auf der beiliegenden CD befinden sich die Original-Dateien.

Die zu konstruierende Variante Nummer 13 hat ein Übersetzungsverhältnis  $u = 6,143$ , einen Achsabstand  $a = 350 \text{ mm}$  und ein Auslegungsmoment von  $21600 \text{ Nm}$ .

## 2.1 Anforderungsliste

In der folgenden Anforderungsliste werden alle Forderungen und Wünsche an das Stirnrad-Getriebe aufgeführt. Diese Zusammenstellung dient dazu, eine übersichtliche Darstellung der geforderten Randbedingungen zu bekommen.

Lfd. Nr.	Hauptmerkmal	Anforderung / Spezifikation (Zahlen, Daten, Fakten)	Klassifizie- rung
<b>1</b>	<b>Fahrzeugdaten</b>		
1.1	Max. Achslast	15 - 17 t	Basis
1.2	Raddurchmesser	d=770-860mm	Basis
1.3	Anwendung	Metro im Stadt- und Vorstadtbetrieb	Basis
<b>2</b>	<b>Betriebsdaten</b>		
2.1	Fahrzeughöchst-ge- schwindigkeit	100 km/h	Basis
2.2	Abtriebsnennmoment	T=10800 Nm	Basis
2.3	Max. statisches Ab- triebsmoment ("worst case" durch Kurz- schluss)	T=54000 Nm	Basis
2.4	Abtriebsdrehzahl	Max. Abtriebsdrehzahl = 650 1/min	Basis
2.5	Max. Motorantriebs- drehzahl	3000 - 5000 1/min	Basis
<b>3</b>	<b>Allgemeine Getriebegeometrie</b>		
3.1	Achsabstand	a=350mm	Forderung
3.2	Wellendurchmesser	Auswahl 70 mm - 75 mm - 80 mm	Forderung

3.3	minimale Höhe des Gehäuses über dem Boden	h=62,5mm	Forderung
3.4	Motorwelle parallel zur Radsatzwelle		Forderung
3.5	Gehäuse soll für alle Getriebvarianten laut Variantenliste passen	siehe Anhang	Forderung
3.6	Getriebewandstärke	t=8mm	Forderung
3.7	Respektabstand Zahnkopfkreis-Gehäuse	5mm	Forderung
3.8	Schrägteilung des Gehäuses		Wunsch
3.9	Anstrich	RAL 5002	Wunsch
<b>4</b>	<b>Getriebedaten</b>		
4.1	Getriebeart	Stirnräder	Forderung
4.2	Übersetzungsverhältnis	u=6,143	Forderung
4.3	Evolventenverzahnung nach DIN 867		Forderung
4.4	Schrägungssinn	Ritzel: rechts, Rad: links	Forderung
4.5	Modul mn	4,5	Forderung
4.6	Teilschrägungswinkel	13°	Forderung
4.7	Zahnradwerkstoff	18CrNiMo7-6	Wunsch
4.8	Verzahnung einsatzgehärtet	auf 740 HV +/- 20 HV, Kernhärte 400 HV	Wunsch
<b>5</b>	<b>Kupplung</b>		

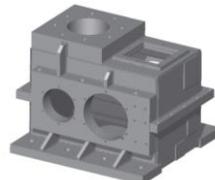
5.1	Antriebskupplung	Bogenzahnkupplung	Wunsch
5.2	Abtriebskupplung	Großrad direkt auf Abtriebswelle	Forderung
<b>6</b>	<b>Schmierung</b>		
6.1	Öltauchschmierung	Max. Sumpftemperatur 90°C	Forderung
6.2	Öl: SHC 75W90 GL5		Wunsch
6.3	Ölschauglas	Kennzeichnung des minimalen und maximalen Ölstandes	Wunsch
6.4	Öleinguss		Forderung
<b>7</b>	<b>Lager</b>		
7.1	Lagerarten	Vierpunktllager; Zylinderrollenlager; Kegelrollenlager	Wunsch/Forderung
7.2	Rechenmoment am Antrieb bei Lagerdurchmesser 75mm	T=790 Nm	Forderung
7.3	Schmierung der Lager	keine Lebenszeitschmierung, aber Abdichtung der Lagergehäuse	Forderung
<b>8</b>	<b>Umgebung und Betriebsbedingungen</b>		
8.1	Schräglage in Kurven		Basis
8.2	Kollisionsschutz am Gehäuse	auch im Schadensfall	Wunsch
8.3	Geräuscharm	<70dB	Wunsch
8.4	Rostfrei	durch entsprechenden Werkstoff oder Beschichtung	Forderung
8.5	Außenbetrieb möglich		Basis
8.6	Optimierter Einbau- raum		Wunsch

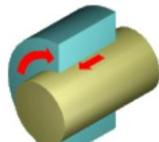
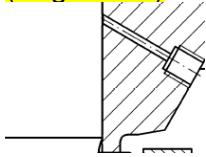
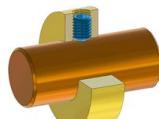
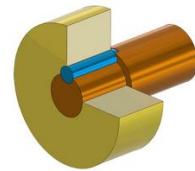
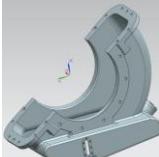
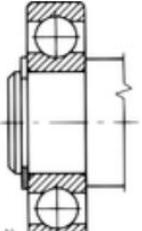
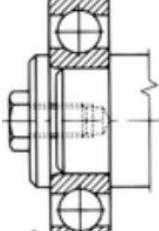
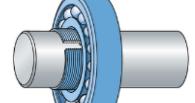
8.7	Temperaturbereich	-10°C bis +40°C	Wunsch
<b>9</b>	<b>Montage und Fertigung</b>		
9.1	möglichst viele gleichartige Teile verwenden		Wunsch
9.2	Nur eine Schraubenart (Durchmesser und Länge) für Lagerdeckel und Gehäuseteilungsverschraubung		Wunsch
9.3	Lieferung	im montierten Zustand	Wunsch
9.4	Gehäusewerkstoff	EN-GJS-500-7	Forderung
9.5	Flexibilität	Aufhängung	Forderung
9.6	Transportmaße	max. 800mmx800mmx800mm ohne Motor	Wunsch
<b>10</b>	<b>Kosten</b>		
10.1	ohne Motor	maximal 300€	Wunsch
<b>11</b>	<b>Lebensdauer</b>		
11.1	nominelle Lebensdauer	L10km=3,2 Mio. km	Forderung
11.2	Mögliche Lebensdauer	L10km>3,2 Mio. km	Wunsch
<b>12</b>	<b>Sicherheit</b>		
12.1	Labyrinthdichtung für die Sicherheit der Umwelt		Forderung
12.2	Drehmomentstütze gegen Verdrehung		Forderung

12.3	Respektabstand von Zahnrad und Gehäuse		Forderung
12.4	Sicherung gegen Hineinziehen von Gliedmaßen oder Gegenständen		Forderung
<b>13</b>	<b>Termine</b>		
13.1	Vorstellung erster Entwürfe und Berechnungen	07.02.2019	Forderung
13.2	Vorstellung der vollständigen Berechnungen und CAD-Zeichnungen	25.02.2019	Forderung
13.3	Abgabe der vollständigen Dokumentation in Papierform und auf CD	10.03.2019	Forderung

## 2.2 Morphologischer Kasten

Da es eine Vielzahl an einzelnen Teifunktionen und anschließenden Gesamtlösungsprinzipien gibt, wurde ein morphologischer Kasten erstellt. Ziel der Gegenüberstellung ist, die optimale Kombination der verschiedenen Varianten zu finden. Die ausgewählte Variante wurde gelb markiert.

	Variante 1	Variante 2	Variante 3	Variante 4
Gehäuse	<b>Gussteil</b>  <a href="http://voith.com/corp-de/antriebe-und-getriebe_radsatzgetriebe.html?100093%5B%5D=1">http://voith.com/corp-de/antriebe-und-getriebe_radsatzgetriebe.html?100093%5B%5D=1</a>	Schweißkonstruktion  <a href="http://www.am-konstruktion.de/stahlbau.html">http://www.am-konstruktion.de/stahlbau.html</a>	Blechkonstruktion 	
Getriebeart	<b>Kettengetriebe</b>  <a href="https://de.wikipedia.org/wiki/Kettengetriebe#/media/Datei:Nockenwellenantrieb.jpg">https://de.wikipedia.org/wiki/Kettengetriebe#/media/Datei:Nockenwellenantrieb.jpg</a>	Reibgetriebe	<b>Stirnradgetriebe</b>  <a href="http://www.welterzahnrad.de/maschine-07_dsc_7185_freige stellt_rgb/">http://www.welterzahnrad.de/maschine-07_dsc_7185_freige stellt_rgb/</a>	Riemente-triebe  <a href="http://www.tedata.com/2473.0.htm">http://www.tedata.com/2473.0.htm</a>
Rad-variationen	<b>Stirnrad</b>  <a href="https://www.directindustry.de/prod/khk/product-18644-1444729.html">https://www.directindustry.de/prod/khk/product-18644-1444729.html</a>	Kegelrad  <a href="https://www.gg-antriebstechnik.de/antriebstechnik/kegelraeder/">https://www.gg-antriebstechnik.de/antriebstechnik/kegelraeder/</a>	Schneckenrad  <a href="https://www.konstruktionspraxis.vogel.de/hocheffiziente-kegelradgetriebeschlagen-schneckenradgetriebe-a-545866/">https://www.konstruktionspraxis.vogel.de/hocheffiziente-kegelradgetriebeschlagen-schneckenradgetriebe-a-545866/</a>	Zahnstange  <a href="https://de.aliexpress.com/item/32407500061.html">https://de.aliexpress.com/item/32407500061.html</a>
Antriebslager	<b>NU+QJ/NU</b> 	NJ+QJ/NU 	NJ/NJ 	
Schmierung	Fettschmierung	Initialschmierung	Hydrostatische Schmierung	<b>Ölschmierung</b>

Dichtung	<b>Wellendichtring</b>  <a href="https://www.hytec-hydraulik.de/normteile/radial-wellen-dichtring-as-10x22x7.html">https://www.hytec-hydraulik.de/normteile/radial-wellen-dichtring-as-10x22x7.html</a>	<b>Takonit-Dichtung</b>  <a href="https://www.skf.com/at/products/bearings-units-housings/bearing-housings/skf-taconite-seal/index.html">https://www.skf.com/at/products/bearings-units-housings/bearing-housings/skf-taconite-seal/index.html</a>	<b>O-Ring</b>  <a href="https://www.pvc-welt.de/O-Ring-fuer-Aussengewinde">https://www.pvc-welt.de/O-Ring-fuer-Aussengewinde</a>	<b>Labyrinth Dichtung</b>  <a href="https://www.gmn.de/dichtungen/grundlagen/funktionsprinzip/">https://www.gmn.de/dichtungen/grundlagen/funktionsprinzip/</a>
Befestigung Rad auf Welle	<b>Fügen mit Wärme</b>  <a href="https://www.schweizer-fn.de/maschinenelemente/pressverbindung/pressverbindung.php">https://www.schweizer-fn.de/maschinenelemente/pressverbindung/pressverbindung.php</a>	<b>Ölpressverband (Kegel 1:50)</b> 	<b>Verschraubung</b>  <a href="https://www.konstruktionsatlas.de/antriebstechnik/welle-nabe-verbindung-kraftschluss.shtml">https://www.konstruktionsatlas.de/antriebstechnik/welle-nabe-verbindung-kraftschluss.shtml</a>	<b>Formschluss</b>  <a href="https://www.konstruktionsatlas.de/antriebstechnik/welle-nabe-verbindung-formschluss.shtml">https://www.konstruktionsatlas.de/antriebstechnik/welle-nabe-verbindung-formschluss.shtml</a>
Gehäuse-teilung	<b>Senkrecht</b>  <a href="https://www.amazon.de/Gastroteileshop-Geh%C3%A4usef%C3%BCr-BCr-Getriebe/dp/B078J61P48">https://www.amazon.de/Gastroteileshop-Geh%C3%A4usef%C3%BCr-BCr-Getriebe/dp/B078J61P48</a>	<b>Waagrecht</b>  <a href="https://www.volith.com/corp-de/antriebe-und-getriebe/turbogetriebe-mechanisch.html">https://www.volith.com/corp-de/antriebe-und-getriebe/turbogetriebe-mechanisch.html</a>	<b>Schräg</b> 	
Lagersicherung	<b>Sicherungsring</b> 	<b>Kleben</b>	<b>Einpressen</b> 	<b>Nutmutter</b>  <a href="https://www.skf.com/ch/de/products/bearings-units-housings/bearing-accessories/lock-nuts/requiring-keyway/installation-removal/index.html">https://www.skf.com/ch/de/products/bearings-units-housings/bearing-accessories/lock-nuts/requiring-keyway/installation-removal/index.html</a>

## 2.3 Relevante Momente

Für die weiteren Auslegungsrechnungen ist es von großer Bedeutung, die im Getriebe wirkenden Kräfte und Momente zu kennen, um die Elemente wie Lager, Wellen und Querschnitte der Bauteile mit ausreichender Lebensdauer und Sicherheit zu dimensionieren. Der angenommene Anwendungsfaktor  $K_A=2$  deckt zusätzliche Belastungen wie Weichenüberfahrten ab. Im Falle eines zweipoligen Kurzschlusses des Antriebsmotors könnte es allerdings nochmals zu einer Multiplikation dieses Moments mit dem Faktor 2,5 kommen. Auch in diesem Fall soll das Getriebe noch halten.

Übersetzung	6,143
$K_A$	2
Auslegungsdrehmoment inkl. $K_A$ = Abtriebsmoment	21600 Nm
Antriebsauslegungsdrehmoment inkl. $K_A$	3516 Nm
Nennabtriebsdrehmoment	10800 Nm
Nennantriebsdrehmoment	1726 Nm
Spitzenabtriebsmoment (inkl. $K_A$ und 2,5-facher Sicherheit)	54000 Nm
Spitzenantriebsmoment (inkl. $K_A$ und 2,5-facher Sicherheit)	8790 Nm
Rechenmoment für die Antriebslager	790 Nm
Abtriebsdrehzahl bei 100 km/h	650 1/min
Abtriebsdrehzahl bei 50km/h	325 1/min
Antriebsdrehzahl bei 50 km/h	1000 1/min
Antriebsdrehzahl bei 50 km/h	2000 1/min

### 3 Verzahnung

Für die Verzahnung des Getriebes sind schrägverzahnte Stirnräder vorgesehen. Diese haben den Vorteil, dass sie gegenüber geradverzahnten Stirnrädern geräuscharmer sind, aber es ergeben sich auch induzierte Axialkräfte, die von entsprechend geeigneten Wälzlagern aufgefangen werden müssen.

Die Herausforderung bei der Verzahnung besteht darin, dass für den vorgegebenen Achsabstand von 350 mm und das vorgegebene Übersetzungsverhältnis von 6,143 passende Wälzkreisdurchmesser gefunden werden müssen, auf denen eine ganzzahlige Zähnezahl Platz findet und die trotzdem das Zähnezahlverhältnis erfüllen.

#### 3.1 Berechnung der Zähnezahl und des Moduls

Folgende Zähnezahlen, Module und Schrägungswinkel  $\beta$  stehen zur Verfügung (laut Aufgabenstellung):

**Tabelle 1: Mögliche Verzahnungsdaten**

Zähnezahl	14	15	16	17	...
Module	4	4,5	5	5,5	6
Schrägungswinkel	11°	12°	13°	14°	15°

Zunächst soll mithilfe einer Excel-Tabelle (siehe Anhang „Verzahnsparameterabstimmung) herausgefunden werden, welche Kombinationen von Zähnezahlen, Modulen und Schrägungswinkeln zu einem Achsabstand von 350 mm mit einer Abweichung von maximal einem Millimeter führen. Es werden Ritzel Zähnezahlen ab 17 untersucht, damit ein „Ruckeln“ der Zahnräder ausgeschlossen wird. Die Formeln zur Berechnung stammen aus ME Decker [2], (22.1) bis (23.3). Die Ergebnisse der insgesamt 225 Berechnungen sind im Anhang zu finden. Beim Übersetzungsverhältnis ergeben sich keine Probleme, alle Zähnezahl Kombinationen erfüllen ein Übersetzungsverhältnis

von 6,143 mit einer Abweichung von maximal 1%. Beim Achsabstand trifft lediglich noch auf zwei Kombinationen die maximale Abweichung zu.

Modul	Zähnezahl Ritzel	Zähnezahl Rad	Schrägungswinkel	Achsabstand $a_v$
4,5	21	129	13°	349,97 mm
5	19	117	11°	350,36 mm

**Tabelle 2: Zur Auswahl stehende Varianten**

Nach Untersuchung beider Verzahnungsvarianten mit dem Berechnungsprogramm KissSoft fiel die Wahl auf Variante 1 mit einem Modul von 4,5. Hier ist die Profilüberdeckung geringfügig größer und das Rad hat ein geringeres Gewicht. Beide Protokolle der Berechnung sind im Anhang zu finden.

### 3.2 Verzahnungskräfte

**Tabelle 3: Verzahnungskräfte**

Verwendetes Rechenmoment	Nennmoment am Abtrieb $= 10800 \text{ Nm}$	Maximalmoment im Kurzschlussfall am Abtrieb $= 54000 \text{ Nm}$	Ersatzmoment für Lagerberechnung am Antrieb $= 790 \text{ Nm}$
$F_t [\text{kN}]$	35,9	179,4	16,1
$F_r [\text{kN}]$	14,5	72,6	6,5
$F_a [\text{kN}]$	8,4	41,9	3,8

Beispielrechnung für die Lagerberechnung, die übrigen Berechnungen erfolgen analog dazu:

$$\text{Nennumfangskraft am Wälzkreis: } F_{Nt} = \frac{M_1}{\frac{d_{W1}}{2}} = 790 \frac{\text{Nm}}{\frac{0,098}{2} \text{m}} = 16,1 \text{ kN}$$

$$\text{Radialkraft: } F_{r1} = F_{Nt} \cdot \tan \alpha_{wt} = 16,1 \text{ kN} \cdot \tan(22,016^\circ) = 6,5 \text{ kN}$$

$$\text{Axialkraft: } F_{a1} = F_{Nt} \cdot \tan \beta_{wt} = 16,1 \text{ kN} \cdot \tan(13,131^\circ) = 3,8 \text{ kN}$$

### 3.3 Profilverschiebung

Die Profilverschiebung wird mit dem Programm KissSoft automatisch ausgerechnet.

Die verwendete Berechnungsgrundlage ist die Aufteilung auf gleiches spezifisches Gleiten am Zahnfuß. Die benötigte Profilverschiebung beträgt 0,8341 mm, davon entfallen 0,3642 mm auf das Ritzel und 0,4699 mm auf das Rad. Das spezifische Gleiten am Zahnfuß wird dadurch bis auf die dritte Nachkommastelle identisch, wie in Abbildung 1 zu sehen ist.

Profilverschiebungsfaktorsumme, spielfrei	[ $\Sigma x_i$ ]	0.8341	
Profilverschiebungsfaktor, effektiv	[x]	0.3642	0.4699
Spezifisches Gleiten am Fuss	[ $\zeta_f$ ]	-0.844	-0.844

**Abbildung 1: Ausschnitt aus dem Kisssoft-Protokoll, Profilverschiebung**

### 3.4 Zahnfußfestigkeit und Grübchenfestigkeit

Um eine ausreichende Lebensdauer des Getriebes zu gewährleisten, wird eine Zahnfüßsicherheit von 1,1 und eine Grübchensicherheit von 1,0 gefordert. Die KissSoft-Berechnung zeigt, dass beides erfüllt ist.

Zulässige Zahnfussspannung $\sigma_{FG}/SF_{min}$ (N/mm <sup>2</sup> )	[ $\sigma_{FP}$ ]	753.87	761.68
Zahnfuss-Grenzfestigkeit (N/mm <sup>2</sup> )	[ $\sigma_{FG}$ ]	829.26	837.85
Sollsicherheit	[ $SF_{min}$ ]	1.10	1.10
Sicherheitsfaktor für Zahnfussspannung	[ $SF = \sigma_{FG}/\sigma_F$ ]	1.23	1.18
Eine gewisse Grübchenbildung zulässig:	nein		
Größenfaktor, Flanke	[ $Z_X$ ]	1.000	1.000
Zulässige Flankenpressung, $\sigma_{HG}/SH_{min}$ (N/mm <sup>2</sup> )	[ $\sigma_{HP}$ ]	1334.51	1334.51
Grübchen-Grenzfestigkeit (N/mm <sup>2</sup> )	[ $\sigma_{HG}$ ]	1334.51	1334.51
Sollsicherheit	[ $SH_{min}$ ]	1.00	1.00
Sicherheit für Flankenpressung	[ $SH_w$ ]	1.01	1.01

**Abbildung 2: Ausschnitt aus KissSoft-Protokoll, Sicherheiten**

Trotzdem wird eine halbjährliche Kontrolle der Zahnlängsseiten auf Micropitting oder Graufleckigkeit empfohlen, um auf schädliche, unvorhergesehene Umwelteinflüsse reagieren zu können.

### 3.5 Antriebsritzel

Die Zähnezahl des Ritzels beträgt  $z_1=21$  nach Auslegung mit KissSoft. Das Antriebsritzel wird direkt auf die Antriebswelle aufgeschnitten. Aus diesem Grund muss keine Welle-Nabe-Verbindung für die Antriebswelle und das Antriebsritzel ausgelegt werden.

#### 3.5.1 Antriebswelle

Der Durchmesser der Antriebswelle direkt neben dem aufgeschnittenen Ritzel wird durch den geforderten Respektabstand von 1,5 mm zwischen Fußkreisdurchmesser und Wellenoberfläche sowie durch die benötigte Lagerschulter zur Fixierung der Wälzlagerelemente beschränkt. Die zunächst gewählten Lager mit einem Innendurchmesser von 80 mm benötigen einen Absatz mit Durchmesser  $d_a$  von 91 mm laut Hersteller Schaeffler [5]. Der Fußkreisdurchmesser des Ritzels beträgt jedoch lediglich 89,013 mm. Somit wäre eine Antriebswelle für diese Lager in Kombination mit dem ausgelegten Ritzel nicht möglich. Aus diesem Grund wurde die nächstkleinere Lagergröße mit einem Innendurchmesser von 75mm gewählt. Der geforderte Absatz-Durchmesser beträgt hier  $d_a=84$  mm [5]. Somit beträgt der Respektabstand sogar 2,5 mm.

Zwischen den einzelnen Wellenabschnitten mit unterschiedlichen Passungen wird ein Einstich mit dem Radius  $r = 16$  mm vorgesehen, um die exakte Fertigung zu erleichtern.

Die Radien an den Lagersitzen sind vom Lagerhersteller Schaeffler auf maximal  $r = 1$  mm festgelegt.

Durch das Aufschneiden sind Ritzel- und Wellenwerkstoff identisch, es handelt sich um 18CrNiMo6-7 mit einer Zugfestigkeit von  $R_e = 500$  MPa.

### 3.6 Abtriebsrad

Das Abtriebsrad, im Folgenden auch Zahnrad oder Großrad genannt, hat nach Auslegung mit KissSoft eine Zähnezahl von  $z_2=129$ .

Wegen seines großen Durchmessers ( $d_a = 607,98 \text{ mm}$ ) soll es mit möglichst geringem Gewicht gestaltet werden. Um trotzdem noch eine ausreichende Festigkeit zu gewährleisten, sind folgende Geometrierichtwerte notwendig:

Rechnung Geometrie:

$$\left(\frac{d_f}{2}\right) - 3,5 \cdot m_n = r_{oben}$$

$$\left(\frac{588,749 \text{ mm}}{2}\right) - 3,5 \cdot 4,5 = 278,645 \text{ mm}$$

Dieses Maß bestimmt die Dicke des Materials unter den Zähnen. Damit dieses eine höhere Festigkeit bekommt, wird auf 278 mm abgerundet. In der Detailzeichnung und in der Entwurfsskizze des Zahnrades ist dieses Maß nochmal erkennbar.

Das Abtriebsrad soll mit einer Pressverbindung auf der Abtriebswelle befestigt werden.

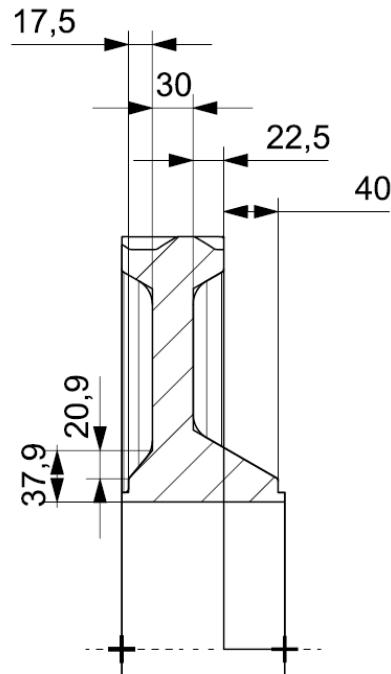
### 3.6.1 Thermische Pressverbindung des Abtriebsrades

Zunächst soll ein thermischer Pressverband für die Verbindung zwischen Welle und Großrad ausgelegt werden. Als Berechnungsgrundlage dienen die Formeln nach ME Decker [2], (9.1) bis (9.35), die auf dem zugehörigen Excel-Blatt des Verlages verwendet werden. Zur Berechnung des Querpressverbandes muss das Rad in 4 Bereiche mit unterschiedlichen Außendurchmessern unterteilt werden. Für die konisch verlaufenden Bereiche wird der Mittelwert des Durchmessers dieses Bereiches verwendet. Die Herausforderung dabei ist, dass alle vier Bereiche in derselben Übermaßpassung gefertigt werden sollen. Deshalb wird ein Vorgehen in umgekehrter Reihenfolge gewählt: Für eine gängiges Übermaß wird nachgerechnet, dass die Haftkraft ausreicht und gleichzeitig die zulässige Werkstoffbelastung nicht überschritten wird. Diese Passung ist zunächst H7 / x6. Zur besseren Übersichtlichkeit sollen die Bereiche mit den zugehörigen Geometrierechnungen hier kurz dargestellt werden. Die Protokolle der Excel-Berechnungen sind im Anhang und im Original auf der beiliegenden CD zu finden.

Die beiden Abstandshalterabsätze tragen nicht zur Tragfähigkeit bei und werden deshalb nicht berücksichtigt. An ihnen ist die Einführschräge von 15° angebracht, weswegen sie nicht von den folgenden Bereichen angezogen werden muss.

## Aufteilung der Pressverbindung (Großrad auf Abtriebswelle) in vier Bereiche:

### Bereich 1



**Abbildung 3: Querpressverband Bereich 1**

Außendurchmesser des Außenteils:

$$d_{A1} = \left( \frac{37,9 \text{ mm} - 20,9 \text{ mm}}{2} + (37,9 \text{ mm} - 20,9 \text{ mm}) \right) \cdot 2 + 217 \text{ mm} = 268 \text{ mm}$$

Fugenlänge:

$$l_{F1} = 17,5 \text{ mm}$$

Damit ergibt sich mit Hilfe des Excel-Blattes (09-pressv10.xls; Decker) eine kleinste Haftkraft von  $F_{FK1} = 119877 \text{ N}$ .

## Bereich 2

Außendurchmesser des Außenteils ist gleich dem Fußkreisdurchmesser:

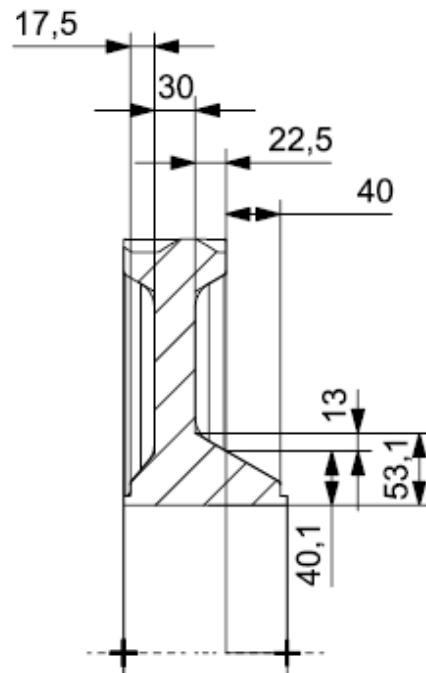
$$d_{A2} = 588,75 \text{ mm}$$

Fugenlänge:

$$l_{F2} = 30 \text{ mm}$$

Damit ergibt sich mit Hilfe des Excel-Blattes (09-pressv10.xls; Decker) eine kleinste Haftkraft von  $F_{FK2} = 515664 \text{ N}$ .

## Bereich 3



**Abbildung 4: Querpressverband Bereich 3**

Außendurchmesser des Außenteils:

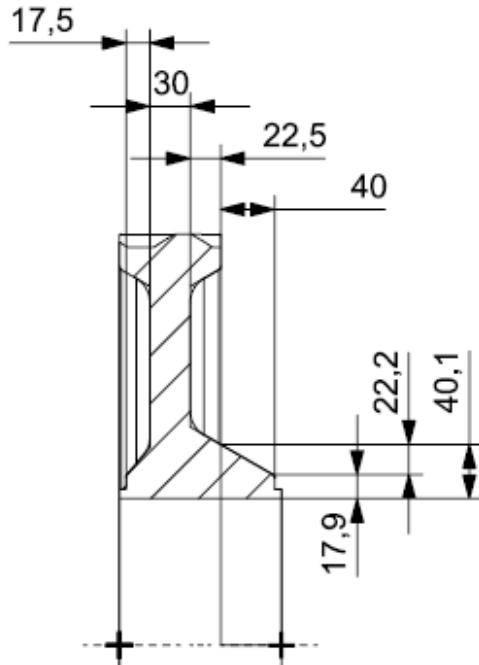
$$d_{A3} = \left( \frac{13 \text{ mm}}{2} + 40,1 \text{ mm} \right) \cdot 2 + 217 \text{ mm} = 310,2 \text{ mm}$$

Fugenlänge:

$$l_{F3} = 22,5 \text{ mm}$$

Damit ergibt sich mit Hilfe des Excel-Blattes (09-pressv10.xls; Decker) eine kleinste Haftkraft von  $F_{FK3} = 228532 \text{ N}$ .

#### Bereich 4



**Abbildung 5: Querpressverband Bereich 5**

Außendurchmesser des Außenteils:

$$d_{A4} = \left( \frac{22,2 \text{ mm}}{2} + 17,9 \text{ mm} \right) \cdot 2 + 217 \text{ mm} = 275 \text{ mm}$$

Fugenlänge:

$$l_{F4} = 40 \text{ mm}$$

Damit ergibt sich mit Hilfe des Excel-Blattes (09-pressv10.xls; Decker) eine kleinste Haftkraft von  $F_{FK4} = 300223 \text{ N}$ .

#### Berechnung der Gesamthaftkraft:

Um die Gesamthaftkraft zu erhalten, werden die Einzel-Kleinsthaftkräfte der vier Bereiche addiert:

$$\sum F_{FK} = 119877 \text{ N} + 515664 \text{ N} + 228532 \text{ N} + 300223 \text{ N} = 1\,164\,296 \text{ N}$$

Die Belastung der Pressverbindung ist die Umfangskraft aus der Verzahnung sowie die induzierte Axialkraft, die als Längskraft auf die Verbindung wirkt. Im Fall eines zweipoligen Kurzschlusses soll die Kleinst-Haftkraft immer noch größer sein als die benötigte Haftkraft. Die Haftsicherheit von 2 soll im Normalbetrieb unter allen Umständen eingehalten werden.

### Festigkeitsnachweis $F_F \geq F \cdot S_H$

Nach der Formel (9.1) aus ME Decker errechnet sich die Haftkraft aus:

$$F_F \geq F \cdot S_H$$

$$F_F \geq \sqrt{F_U^2 + F_L^2} \cdot S_H$$

$$F_F \geq \sqrt{\left( \frac{M_{Abtrieb,im\ Kurzschlussfall}}{\frac{D_F}{2}} \right)^2 + F_L^2 \cdot S_H}$$

$$1\ 164\ 296\ N \geq \sqrt{\left( \frac{\frac{54000\ N}{0,217\ m}}{\frac{2}{2}} \right)^2 + (41900N)^2 \cdot 2}$$

$$1\ 164\ 296\ N \geq 998\ 913\ N$$

Somit ist die größte zu übertragende Betriebskraft an den Fügefächern mit einer erforderlichen Haftsicherheit von  $S_H = 2$  kleiner als die vorhandene Haftkraft, auch im Kurzschlussfall.

### Berechnung der erforderlichen Fügetemperatur

Um die erforderliche Fügetemperatur zu berechnen wurde die Formel (9.35) aus ME Decker [2] verwendet:

$$t_A = \frac{U_i + S_e}{\alpha_A \cdot D_F} + t$$

$$t_A = \frac{141 \cdot 10^{-3}\ mm + 0,001 \cdot 217\ mm}{11 \cdot 10^{-6} \frac{1}{K} \cdot 217\ mm} + 20\ ^\circ C$$

$$t_A = 284,35\ ^\circ C$$

Da das Großrad bis auf max. 190°C erhitzt werden darf, ist eine Kühlung der Welle notwendig.

$$\Delta t = 284,35^\circ\text{C} - 190^\circ\text{C} = 94,35^\circ\text{C}$$

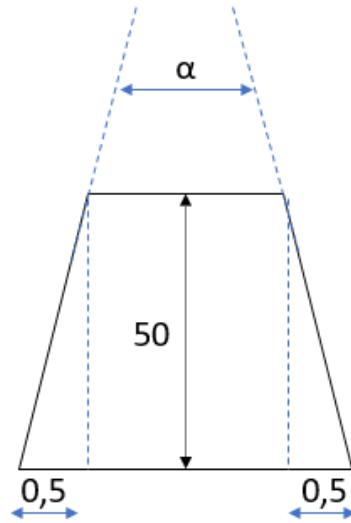
Bei einer Raumtemperatur von 20°C ist eine Abkühlung der Welle auf -74,35°C notwendig.

Da diese Abkühlungstemperatur schon mit Trockeneis machbar ist, könnte eine thermische Pressverbindung vorgesehen werden. Allerdings ist ein kegeliger Ölpressverband sinnvoll, um eine einfache Demontage zu gewährleisten.

### 3.6.2 Öl-Kegelpressverband des Abtriebsrades

Nach Maschinenelemente von Niemann/Winter [6] kann der Rutschsicherheits- und Festigkeitsnachweis eines hydraulisch verspannten kegeligen Ölpressverbandes wie bei einem mechanisch verspannten kegeligen Pressverband erfolgen. Dieser wiederum basiert auf dem zylindrischen Pressverband mit dem Unterschied, dass die Fügelänge und damit auch die Fügefläche um den Winkel  $\alpha/2$  schräg zur Horizontalen steht. Für  $l_F$  muss also  $l_F/\cos(\alpha/2)$  eingesetzt werden. Die Ölnut steht nicht mehr als Fügefläche zur Verfügung und muss deshalb abgezogen werden. Der Fügedurchmesser könne mit dem mittleren Durchmesser des Kegelpressverbandes angenommen werden, somit ist auch der Festigkeitsnachweis nach den gleichen Formeln wie beim zylindrischen Pressverband durchzuführen.

Da ein Kegel mit dem Verhältnis 1:50 festgelegt ist, folgt für das Kegelverhältnis C und den Winkel  $\alpha$ :



**Abbildung 6: Kegelverhältnis**

$$C = 2 \cdot \tan\left(\frac{\alpha}{2}\right) = \frac{1}{50}$$

$$\alpha = 1,145877395^\circ$$

Die Berechnung wurde wieder mit dem Berechnungsblatt von Decker durchgeführt (siehe Anhang und auf der CD). Zum Vergleich der beiden Pressvarianten soll folgende Tabelle dienen:

**Tabelle 4: Vergleich der Haftkräfte für einen Querpressverband und einen Kegelpressverband**

Bereich	1	2	3	4	
Außendurchmesser [mm]	268	588,75	310,2	275	
Fügelänge Querpressverband [mm]	17,5	30	22,5	40	Haftkraft: 1.164.296 N
Kleinste Haftkraft für Querpressverband [N]	119877	515664	228532	300223	
Fügelänge Ölpressverband [mm]	17,503	24,005	22,505	40,008	Haftkraft: 1.061.330 N
Kleinste Haftkraft für Ölpressverband [N]	119901	412614	228530	300283	

Die Haftkraft des kegeligen Ölpressverbandes sinkt trotz der Ölnut nur geringfügig und reicht damit immer noch, um die Betriebskraft inklusive Sicherheit  $S_H=2$  von  $F = 998\,913\text{N}$  zu übertragen.

Der Aufschubweg soll ca. 10 mm betragen. Bei einem Kegelverhältnis von 1:50 ergibt sich damit ein Übermaß von  $10\text{ mm} / 50 = 0,2\text{ mm}$ . Diesem Übermaß soll eine Passung zugeordnet werden. Das Zahnrad wird mit einer **H7-Passung** gefertigt. Wird für den Kegelsitz der Welle die **Passung y7** gewählt, so ergibt sich ein minimales Übermaß von 0,179 mm und ein maximales Übermaß von 0,249 mm. Der Aufschubweg liegt damit zwischen 8,95 mm und 12,45 mm.

## 4 Lager

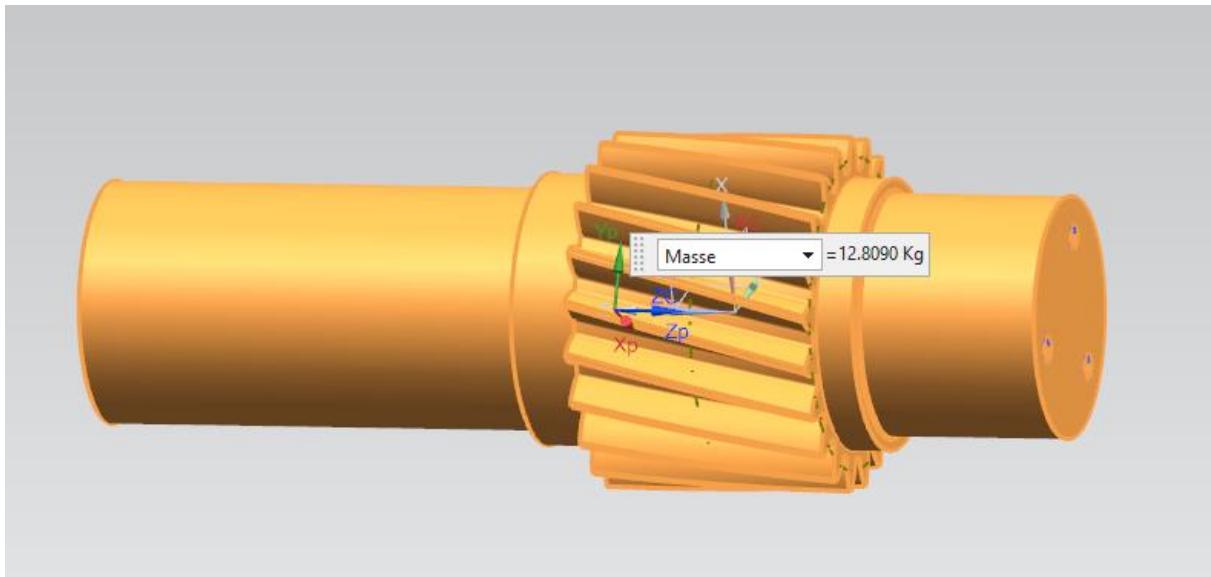
Die Lager müssen nicht nur die radialen Kräfte aus der Rotation der Wellen aufnehmen, sondern auch die durch die Verzahnung induzierten Axialkräfte.

### 4.1 Lagerkraftberechnung

Es sollen nur die Antriebslager durchgerechnet werden, da die Abtriebslager aufgrund ihres großen Durchmessers und der im Vergleich zum Ritzel sehr viel niedrigeren Drehzahl nicht gefährdet sind.

#### 4.1.1 Antriebswelle

Die Lager werden durch die Verzahnungskräfte, die Kupplung und durch die Gewichtskraft der Welle belastet.

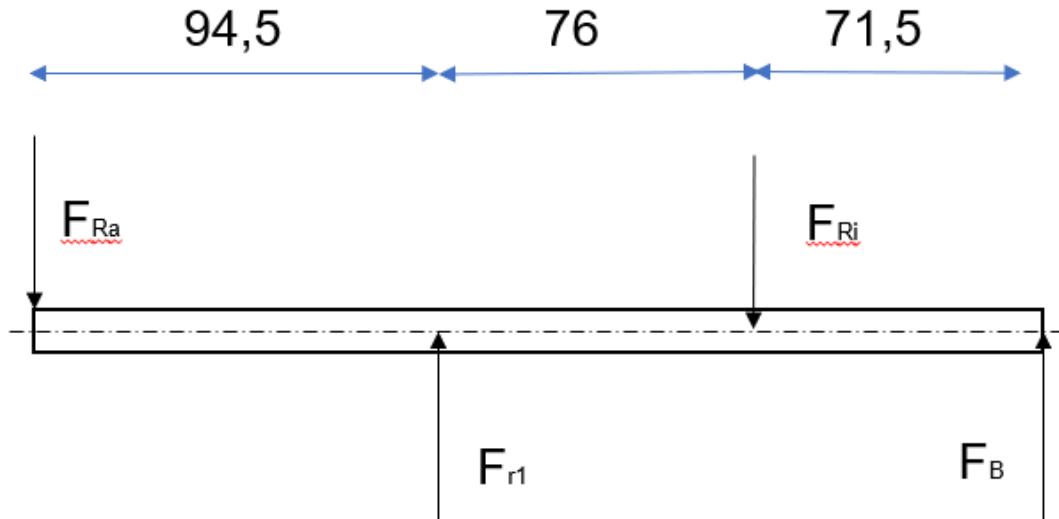


**Abbildung 7: Ermittlung der Gewichtskraft**

$$\text{Gewichtskraft: } F_G = m \cdot g = 12,8 \text{ kg} \cdot 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} = 125,6 \text{ N} \rightarrow \text{kann vernachlässigt werden}$$

Zusätzliche Kraft aus der Bogenzahnkupplung:  $F_B = 1,5 \text{ kN}$

Aufteilung der Kräfte auf die Lager A (Axiallager), Lager Ra (Radiallager auf Außenseite), Lager Ri (Radiallager auf Innenseite)



**Abbildung 8: Kräfte in Radialrichtung an der Antriebswelle**

Momenten-Gleichgewicht um Lager Ra

$$F_{r1} \cdot 94,5 \text{ mm} - F_{Ri} \cdot 170,5 \text{ mm} + F_B \cdot 242 \text{ mm} = 0$$

$$F_{Ri} = \frac{(F_{r1} \cdot 94,5 \text{ mm} + F_B \cdot 242 \text{ mm})}{(170,5 \text{ mm})} = \frac{(6,5 \text{ kN} \cdot 94,5 \text{ mm} + 1,5 \text{ kN} \cdot 242 \text{ mm})}{(170,5 \text{ mm})}$$

$$F_{Ri,radial} = 5,7 \text{ kN}$$

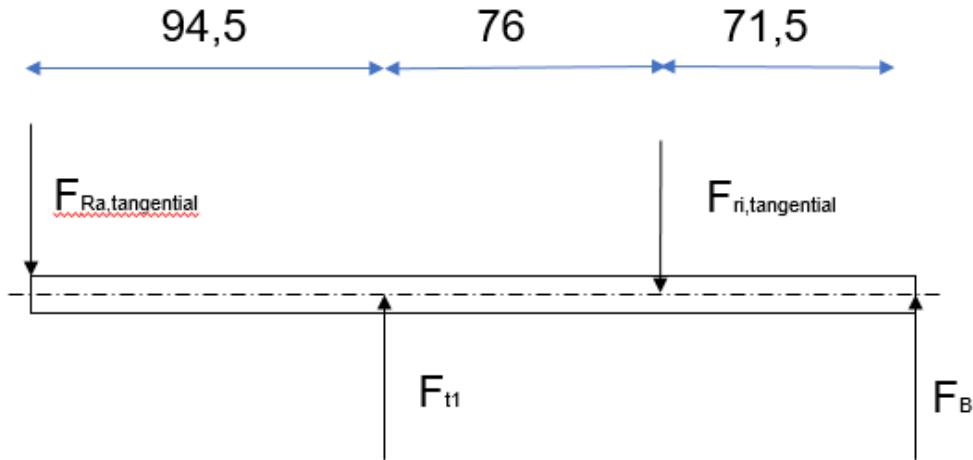
Kräftegleichgewicht in vertikaler Richtung

$$F_{Ra} - F_{r1} + F_{Ri} - F_B = 0$$

$$F_{Ra} = F_{r1} + F_B - F_{Ri} = 6,5 \text{ kN} + 1,5 \text{ kN} - 5,7 \text{ kN}$$

$$F_{Ra,radial} = 2,3 \text{ kN}$$

Für eine inverse Drehrichtung sind  $F_{r1}$  und  $F_B$  ebenfalls invertiert, es ergeben sich betragsmäßig dieselben Zahlenwerte wie bei der vorliegenden Betrachtung.



**Abbildung 9: Kräfte in Tangentialrichtung**

Momenten-Gleichgewicht um Lager Ra

$$F_{t1} \cdot 94,5 \text{ mm} - F_{Ri} \cdot 170,5 \text{ mm} + F_B \cdot 242 \text{ mm} = 0$$

$$F_{Ri} = \frac{(F_{t1} \cdot 94,5 \text{ mm} + F_B \cdot 242 \text{ mm})}{(170,5 \text{ mm})} = \frac{(16,1 \text{ kN} \cdot 94,5 \text{ mm} + 1,5 \text{ kN} \cdot 242 \text{ mm})}{(170,5 \text{ mm})}$$

$$F_{Ri,tangential} = 11,1 \text{ kN}$$

Kräftegleichgewicht in vertikaler Richtung

$$F_{Ra} - F_{t1} + F_{Ri} - F_B = 0$$

$$F_{Ra} = F_{t1} + F_B - F_{Ri} = 16,1 \text{ kN} + 1,5 \text{ kN} - 11,1 \text{ kN}$$

$$F_{Ra,tangential} = 6,5 \text{ kN}$$

Für eine inverse Drehrichtung sind  $F_{t1}$  und  $F_B$  ebenfalls invertiert, es ergeben sich betragsmäßig dieselben Zahlenwerte wie bei der vorliegenden Betrachtung.

Das Vierpunktlager nimmt die gesamte Axialkraft auf. Wegen der dynamischen Wirkung wird diese um 7% vergrößert angenommen.

$$1,07 \cdot F_A = F_{a1} = 1,07 \cdot 3,8 \text{ kN} = 4,1 \text{ kN}$$

**Vierpunktlager**

Zusammenfassung von Radial- und Tangentialrichtung

$$F_{Ri} = \sqrt{F_{Ri,radial}^2 + F_{Ri,tangential}^2} = \sqrt{(5,7 \text{ kN})^2 + (11,1 \text{ kN})^2}$$

**$F_{Ri} = 12,5 \text{ kN}$  Radiallager Motorseite**

$$F_{Ra} = \sqrt{F_{Ra,radial}^2 + F_{Ra,tangential}^2} = \sqrt{(2,3 \text{ kN})^2 + (6,5 \text{ kN})^2}$$

**$F_{Ra} = 6,9 \text{ kN}$  Radiallager Laufradseite**

## 4.2 Auswahl der Lager

Die Lager der Abtriebsseite sind bereits durch die Anforderungsliste definiert, für die Abtriebslager stehen folgende Kombinationen zur Auswahl:

(NU=Zylinderrollenlager als Loslager, QJ=Vierpunktlager, NJ=Zylinderrollenlager, dass einseitig Axialkräfte aufnehmen kann)

NU + QJ/NU,

NJ + QJ/NU

oder NJ/NJ.

Gewählt wird Variante 1) mit zwei Zylinderrollenlagern als Loslager und einem Vierpunktlager zur Aufnahme der Axiallast.

Die Lager wurden speziell für diese Verzahnungsvariante und die damit wirkenden Kräfte ausgelegt. Soll das Gehäuse für andere Verzahnungsvarianten genutzt werden, muss zuerst überprüft werden, ob die gewählten Lager noch eine ausreichende Lebensdauer besitzen. Bei den Antriebslagern ist außerdem zu prüfen, ob ihre Innen-durchmesser kompatibel mit dem Fußkreis des Ritzels sind (siehe Erläuterungen in Unterabschnitt 3.2.1) und ob das Ritzel trotz dem äußeren Lagerschulterdurchmesser noch ins Gehäuse eingeführt werden kann.

#### 4.2.1 Antriebslager

Zunächst wurde aus Tragsicherheitsgründen und da es sich um eine Verzahnungsvariante im oberen Größensegment der Verzahnungsvarianten handelt, die größte der drei zur Auswahl stehenden Lagergrößen mit einem Innendurchmesser von 80 mm gewählt:

##### **VierpunktLAGER Schäffler QJ 216-XL-MPA (S.354 [5])**

Innendurchmesser 80 mm

Außendurchmesser 140 mm

Breite 26 mm

##### **2x ZylinderrollenLAGER mit Käfig Schäffler NU216-E-XL-TVP2 (S.432 [5])**

Innendurchmesser 80 mm

Außendurchmesser 140 mm

Breite 26 mm

Allerdings verlangen diese Lager einen Lagerschulterdurchmesser von  $d_a=91\text{mm}$ .

Das auf die Welle aufgeschnittene Ritzel hat jedoch nur einen Fußkreisdurchmesser von  $d_F, \text{Ritzel}= 89\text{ mm}$ . Somit würde beim Aufschneiden des Ritzels der Lagersitz verletzt werden. Die Lager müssen neu gewählt werden.

Neue Lager:

##### **VierpunktLAGER Schäffler QJ 215-XL-TVP (S.354 [5])**

Innendurchmesser 75 mm

Außendurchmesser 130 mm

Breite 25 mm

##### **ZylinderrollenLAGER mit Käfig Schäffler NU215-E-XL-TVP2 (S.430 [5])**

Innendurchmesser 75 mm

Außendurchmesser 130 mm

Breite 25 mm

##### **ZylinderrollenLAGER mit Käfig Schäffler NU2215-E-XL-TVP2 (S.430 [5])**

Innendurchmesser 75 mm

Außendurchmesser 130 mm

Breite 31 mm

Der geforderte Lagerschulterdurchmesser für den Innenring beträgt für diese Lager nur  $d_a=84$  mm. Somit werden zum Fußkreis des Ritzels (89mm) je 2,5mm Respektabstand eingehalten und es kommt zu keinen Kollisionen.

Allerdings ist es aus Sicht der Lagerlebensdauer nun nicht mehr möglich, zwei identische Zylinderrollenlager zu verwenden. Das Lager auf der Motorseite (innen) wird mehr belastet und deshalb stärker gewählt als das auf der Radseite (außen).

Die Axiallager (Vierpunktllager) wurden entsprechend den Vorgaben gewählt. Auf Grund der Abmaße der Welle, die auf die Zylinderrollenlager mit Innendurchmesser von 75 mm abgestimmt ist, entschied man sich hier ebenfalls für einen Innendurchmesser von 75mm.

Die Lager werden auf der Radseite mit einer auf die Welle geschraubten Lagersicherung fixiert. Dazu sollen drei M8-Schrauben verwendet werden.

### Einschraubtiefe

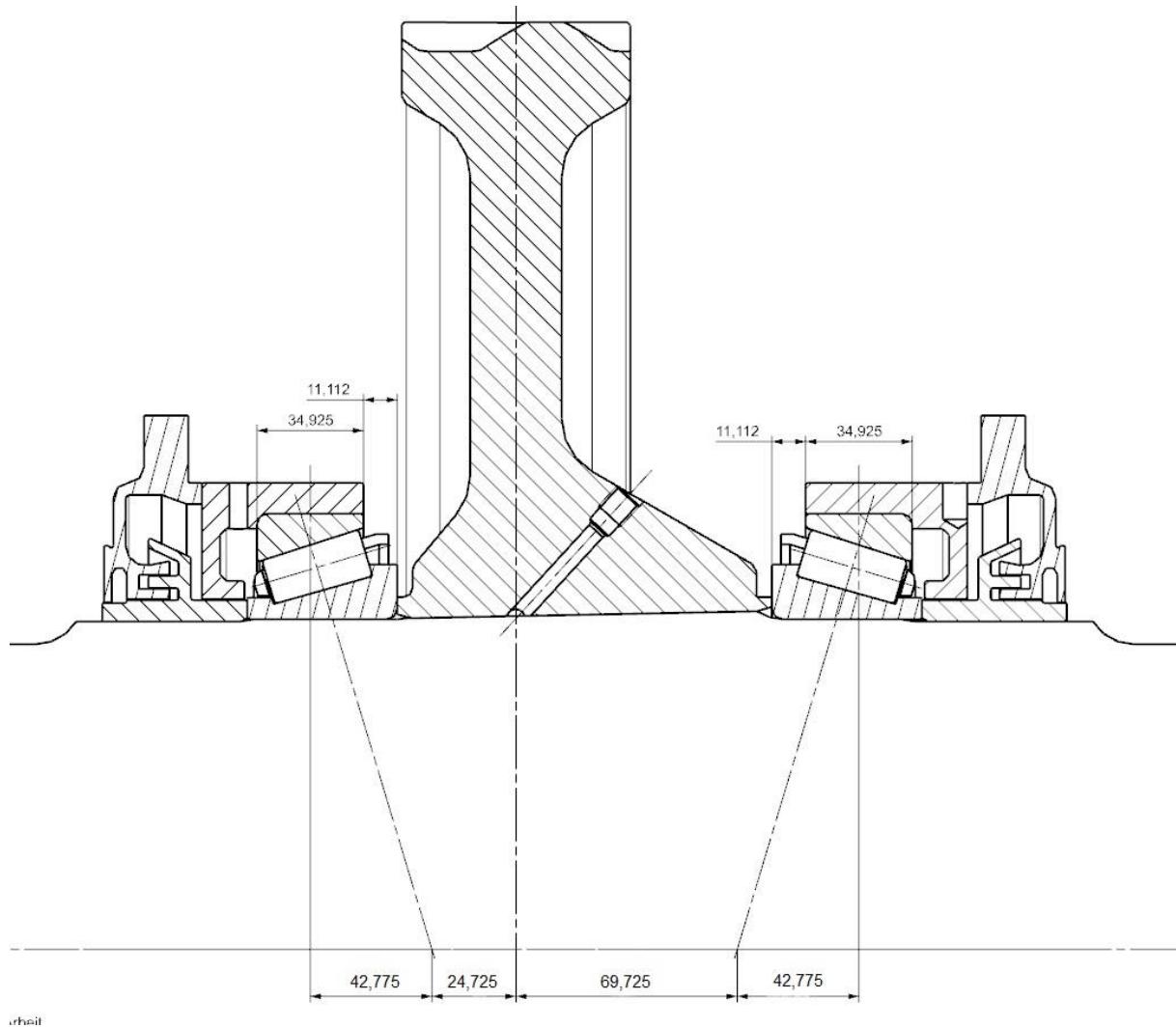
Die Einschraubtiefe für 8.8-Schrauben in Werkstoffe mit  $R_m < 400 \dots 600 \frac{N}{mm^2}$  beträgt nach [1]  $1,2d = 9,6$  mm. Der Gewindeüberstand x ist der dreifache Wert der Gewindesteigung, hier also 3,75 mm. Der Gewindeauslauf beträgt nach DIN 76 6,2 mm. Die theoretische Gewindetiefe ergibt sich damit zu 13,35 mm, die Gesamtlochtiefe 19,55 mm. Der Deckel ist 8mm hoch. Die gewählte Schraube ist **20 mm lang**. Von dieser Länge müssen 8 mm abgezogen werden, die nicht als Einschraubtiefe zur Verfügung stehen. Die verbleibende Schraubenlänge beträgt 12mm, das liegt zwischen der benötigten Einschraubtiefe und der Gewindelänge.

Auf Motorseite werden die Lager mit dem Stützring befestigt. Dieser übt durch die Deckelverschraubung eine Kraft auf den äußeren Lagerring aus. Als Verliersicherung für den Innenring dient der Innenteil der Labyrinthdichtung, der mit einer Übergangspassung auf die Welle aufgeschoben ist.

Bei den Antriebslagern muss außerdem beachtet werden, dass das Ritzel für die Montage des Getriebes nicht nur durch die Bohrung mit dem Lageraußendurchmesser, sondern durch ein Loch mit dem verringerten Durchmesser  $D_a$  (Lagerschulterdurchmesser außen) nach Spezifikation des Lagerherstellers Schaeffler passen muss. Dieser beträgt für die gewählten Lager  $D_a = \text{max. } 121 \text{ mm}$  [5]. Der Kopfkreis des Ritzels beträgt nach Berechnung durch KissSoft maximal 109,4 mm. Somit ist eine Montage des Ritzels durch einfaches Einsticken gewährleistet.

#### 4.2.2 Abtriebslager

Bei den Abtriebslagern handelt es sich um Kegelrollenlager (TIMKEN LM742710 / LM742747). Der Lagerkraftangriffspunkt liegt damit nicht mehr mittig zwischen den Lagern, sondern auf den Drucklinien, deren Winkel in der Spezifikation der Lager angegeben ist. Da es sich um einen amerikanischen Hersteller handelt, sind die Maße in Inch angegeben, bei Umrechnung in das metrische System entstehen entsprechend „krumme“ Werte. Es ist für weitere Berechnungen von Vorteil, den Abstand der Drucklinien von der Verzahnungsmitte zu kennen. Diese Maße sind in untenstehender Skizze visualisiert.



**Abbildung 10: Drucklinien der Timkenlager**

Die Abtriebslageraußenringe werden durch die Stützringe fixiert, die wiederum von den Außenteilen der Labyrinthdichtungen und deren Schrauben ans Gehäuse gepresst werden. Durch einen Laminumring von 2,5 mm Dicke, der in Zehntelmillimeterschritten angepasst werden kann, ist eine Vorspannung der Lager möglich. Der Innenring ist wie bei den Antriebslagern durch die Übergangspassung der inneren Labyrinthdichtung vor Verrutschen gesichert.

## 4.3 Lagerlebensdauer

Die Lagerlebensdauer soll jeweils mindestens 3,2 Mio. km betragen.

### Drehzahl

Die Abtriebsdrehzahl wird mit folgender Formel für eine Höchstgeschwindigkeit von 100 km/h berechnet.

$$n_{ab} = \frac{5,3 \cdot v}{d_{mittel}} = \frac{5,3 \cdot v}{\frac{(d_{größt} + d_{kleinst})}{2}} = \frac{5,3 \cdot 100 \frac{km}{h}}{\frac{0,860 m + 0,770 m}{2}} = 650,3 \frac{1}{min}$$

Mit der Übersetzung ergibt sich daraus die Antriebsdrehzahl.

$$n_{an} = u \cdot n_{ab} = 6,143 \cdot 650,3 \frac{1}{min} = 3994,8 \frac{1}{min}$$

Zur Auslegung soll die durchschnittliche Drehzahl verwendet werden, die der halben Maximaldrehzahl entspricht.

$$n_{an,Rechendrehzahl} = \frac{n_{an}}{2} \approx 2000 \frac{1}{min} = n$$

### Für Lager A (Axiallager)

Vierpunktluft Schäffler QJ 215-XL-TVP, C=129kN

$$P_A = F_{a1} = 3,8 kN$$

$$L = \left(\frac{C}{P}\right)^3 \cdot 10^6 = \left(\frac{129 \text{ kN}}{4,1 \text{ kN}}\right)^3 \cdot 10^6 = 31,1 \cdot 10^9$$

$$L_{10h} = \frac{L}{n} = \frac{31,1 \cdot 10^9}{2000 \cdot 60 \frac{1}{h}} = 259\,559 \text{ h}$$

$$L_{10km} = L_{10h} \cdot 50 \frac{km}{h} = 13,0 \cdot 10^6 \text{ km}$$

### Für Lager Ra (Radiallager außen/Radseite)

Zylinderrollenlager mit Käfig NU215-E-XL-TVP2, C=155kN

$$P_{Ra} = F_{Ra} = 6,7 \text{ kN}$$

$$L = \left(\frac{C}{P}\right)^3 \cdot 10^6 = \left(\frac{155 \text{ kN}}{6,9 \text{ kN}}\right)^{\frac{10}{3}} \cdot 10^6 = 32,0 \cdot 10^9$$

$$L_{10h} = \frac{L}{n} = \frac{35,3 \cdot 10^9}{2000 \cdot 60 \frac{1}{h}} = 266\,539 \text{ h}$$

$$L_{10km} = L_{10h} \cdot 50 \frac{\text{km}}{\text{h}} = 13,33 \cdot 10^6 \text{ km}$$

### Für Lager Ri (Radiallager innen/Motorseite)

Zylinderrollenlager mit Käfig NU2215-E-XL-TVP2, C=192kN

$$P_{Ri} = F_{Ri} = 12,5 \text{ kN}$$

$$L = \left(\frac{C}{P}\right)^3 \cdot 10^6 = \left(\frac{192 \text{ kN}}{12,5 \text{ kN}}\right)^{\frac{10}{3}} \cdot 10^6 = 9,0 \cdot 10^9$$

$$L_{10h} = \frac{L}{n} = \frac{9,0 \cdot 10^9}{2000 \cdot 60 \frac{1}{h}} = 75\,068 \text{ h}$$

$$L_{10km} = L_{10h} \cdot 50 \frac{\text{km}}{\text{h}} = 3,75 \cdot 10^6 \text{ km}$$

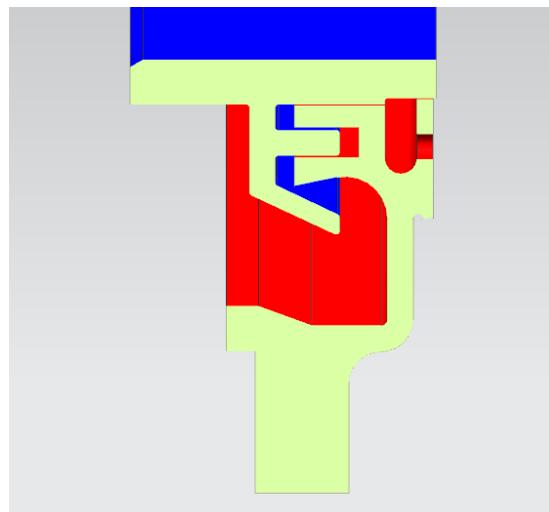
Die geforderte dynamische Lebensdauer wird für alle drei Lager erreicht und teilweise sogar stark überschritten.

Laut Aufgabenstellung soll eine gleichmäßiger Fahrrichtungsanteil angenommen werden. Da die Lagerkräfte allerdings betragsmäßig identisch sind für eine umgekehrte Fahrtrichtung, ergibt sich für die dynamische Berechnung kein Unterschied. Lediglich

die statische Belastung der Lager ändert sich. Diese soll jedoch hier nicht gesondert betrachtet werden.

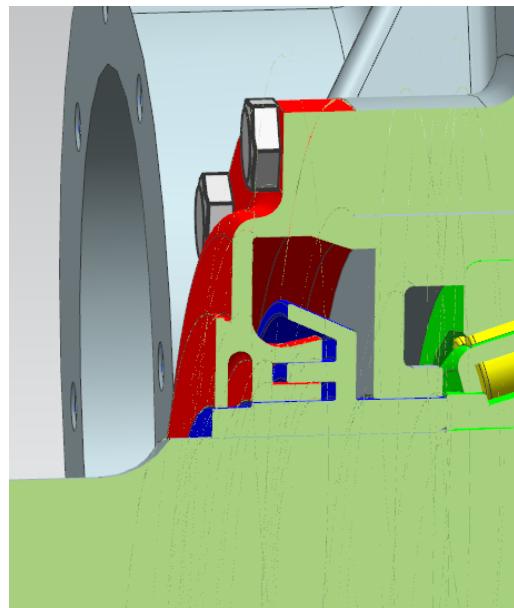
#### 4.4 Auswahl der Dichtungen

Als zentraler Bestandteil des Dichtungskonzepts sollen Labyrinthdichtungen verwendet werden. Labyrinthdichtungen zählen zu den berührungsfreien Dichtungen. Dadurch ist eine hohe Lebensdauer im Vergleich zu schleifenden Dichtungen gewährleistet. Die Dichtwirkung beruht auf austrittsverhindernde Wirbelbildungen oder Stauungen des Schmiermittels in einem Spalt (vgl. [2], S.573). Die hier verwendeten Labyrinthdichtungen sind axiale Labyrinthe. Die nachfolgende Abbildung zeigt eine der Labyrinthdichtungen der Abtriebsseite.



**Abbildung 11: Labyrinthdichtung der Abtriebsseite**

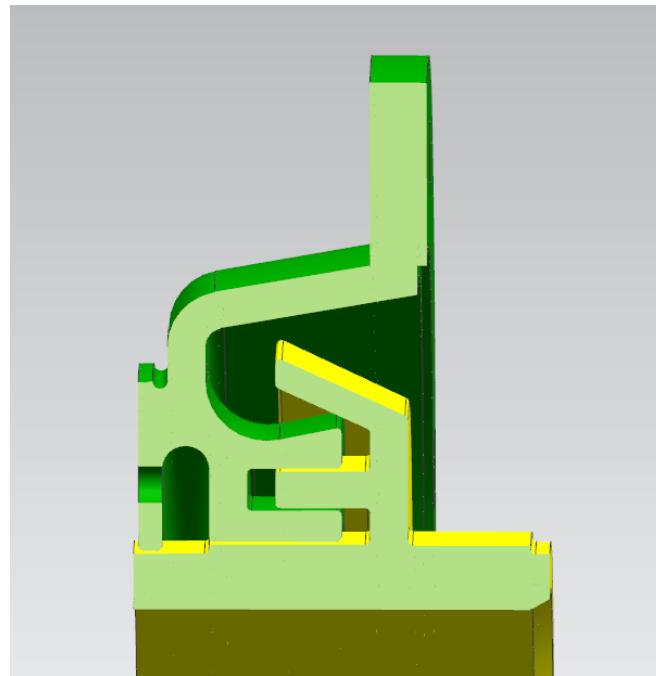
Sie besteht aus zwei Teilen (hier blau und rot eingefärbt). Der blau dargestellte Teil der Labyrinthdichtung wird mit einer h6 / H7 Passung auf die Abtriebswelle montiert. Darauf wird der rot dargestellte Teil geschoben. Der Radialspalt beträgt 0,3 mm, der Axialspalt 3 mm. Zur Befestigung dienen pro Seite 12 Sechskantschrauben M10x40.



**Abbildung 12: Eingebaute Labyrinthdichtung auf der Abtriebsseite**

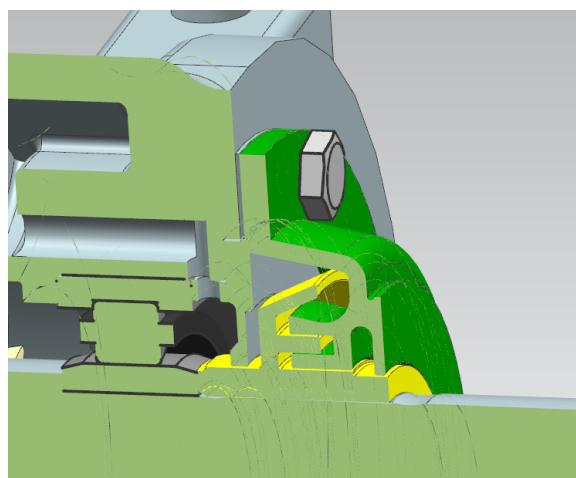
Als Rohmaterial für den blauen Teil der Labyrinthdichtung soll ein Hohlprofil mit Außendurchmesser 280 mm, einer Wandstärke von 40 mm und einer Länge von 60 mm zugekauft werden, für den roten Teil mit Außendurchmesser 360 mm, Wandstärke 70 mm und Länge 40 mm. Auf der Abtriebswelle gibt es insgesamt zwei Labyrinthdichtungen – eine auf jede Seite der Welle, sie sind exakt spiegelbildlich zueinander gestaltet.

Auf der Antriebsseite gibt es eine axiale Labyrinthdichtung auf der Seite des Zylinderrollenlagers NU 2215. Diese Dichtung ist in Abbildung 12 zu sehen.



**Abbildung 13: Labyrinthdichtung der Antriebsseite**

Auch sie besteht aus zwei Teilen (hier grün und gelb dargestellt). Der gelb dargestellte Teil der Labyrinthdichtung wird mit einer h6 / H7 Passung auf die Antriebswelle montiert. Darauf wird der grün dargestellte Teil geschoben. Auch hier beträgt der Radialspalt 0,3 mm und der Axialspalt 3 mm. Zur Befestigung dienen 8 Sechskantschrauben M10x40.



**Abbildung 14: Eingebaute Labyrinthdichtung der Antriebsseite**

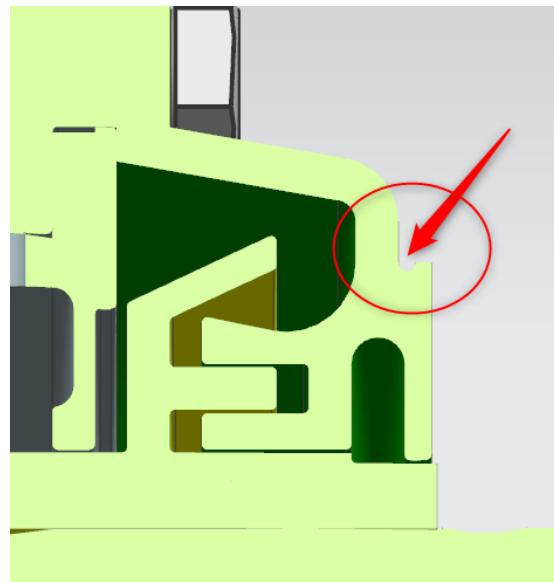
Als Rohmaterial für den grünen Teil der Labyrinthdichtung soll ein Hohlprofil mit Außendurchmesser 200mm, einer Wandstärke von 60mm und einer Länge von 40mm zugekauft werden, für den gelben Teil mit Außendurchmesser 140mm, Wandstärke 40mm und Länge 55mm.

Nach der Konstruktion der Labyrinthdichtung in CAD wurden die Dichtungen der Antriebsseite im Halbschnitt zur Veranschaulichung als Prototyp mit dem 3D-Drucker gedruckt.



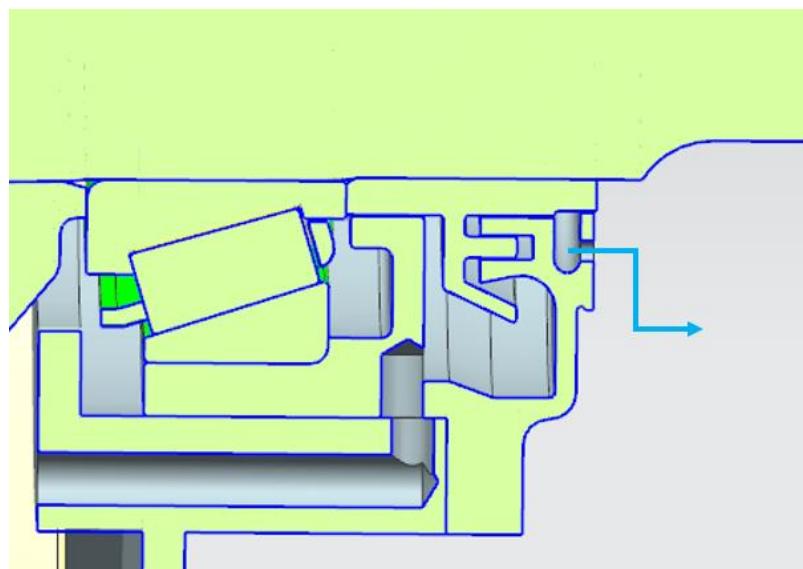
**Abbildung 15: 3D-Druck der Labyrinthdichtung der Antriebsseite**

Als Schutz vor Regen oder auf das Getriebe kommende Wasser wurde eine Regenrinne an der Labyrinthdichtung angebracht. Abbildung 15 zeigt eine solche Regenrinne auf der Antriebsdichtung. Diese sammelt das Regenwasser und verhindert, dass der Großteil davon nicht auf die Dichtkante läuft und unter ungünstigen Bedingungen in das Gehäuse gelangen kann.

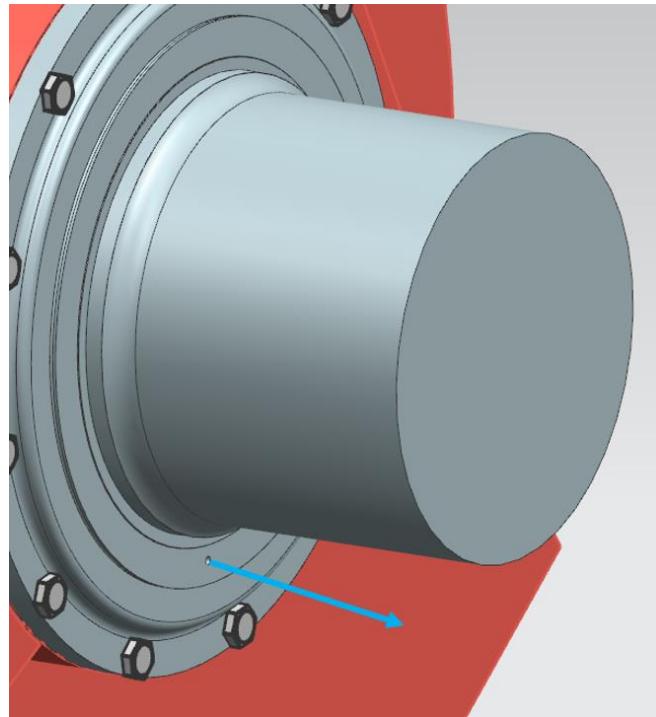


**Abbildung 16: Regenrinne an der Antriebsdichtung**

Um bei der Reinigung oder bei ungünstigen Witterungsverhältnissen eindringendes Wasser aus den Labyrinthdichtungen ablaufen lassen zu können, haben diese je ein kleines Loch, das nach unten ausgerichtet ist. Dies ist auf den nachfolgenden Bildern verdeutlicht.



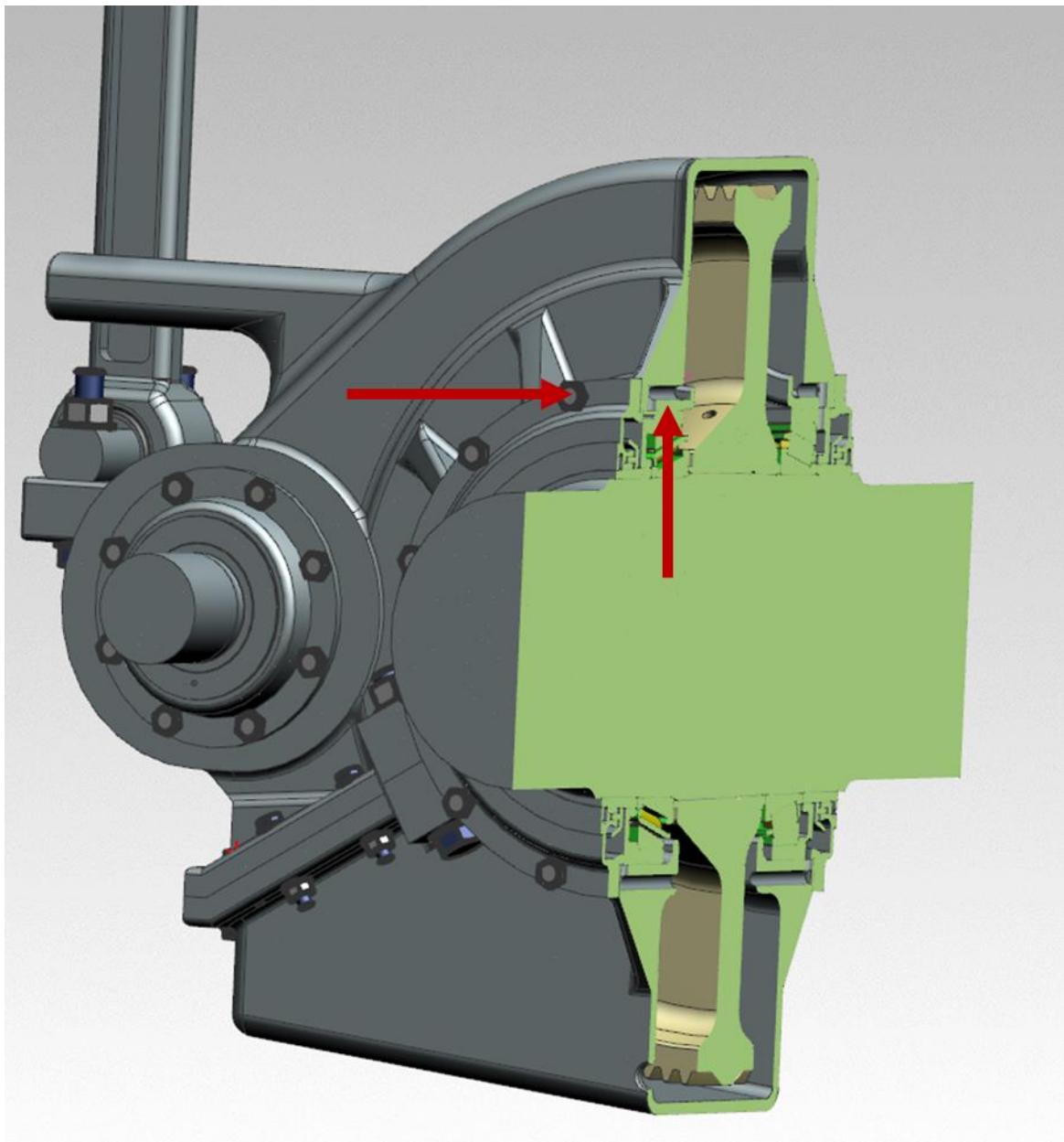
**Abbildung 17: Entwässerung der Abtriebsdichtung, Schnittansicht**



**Abbildung 18:Entwässerung der Abtriebsdichtung**

Um dessen Lage nach unten sicherzustellen, ist ein Sicherungsstift zu montieren.

Wichtig ist außerdem, dass die Befestigungsschrauben nicht mit den Ölzuflührkanälen der Lager kollidieren. Aus diesem Grund wurden die Bohrungen des Lochkreises um  $15^\circ$  (Abtriebsseite) bzw.  $22,5^\circ$  (Antriebsseite) zur Vertikalen verschoben.



**Abbildung 19: Lochkreis – Ölzuflahr**

## 4.5 Lagereinbautoleranzen

Die Lagereinbautoleranzen können nach verschiedenen Normensystemen bestimmt werden. Da das verwendete Timken-Lager in Inch verkauft, aber in einer metrischen Konstruktion verbaut wird, wird zusätzlich in der Dokumentation die Tolerierung nach Nordamerikanischem Standard erwähnt.

### Tolerierung nach DIN EN ISO 286

Für die Timken-Lager wird nach Europa Tabellenbuch Metall [1] eine Übergangspassung empfohlen. Um die Zeichnungsangabe zu vereinfachen, wurden die Tausendsstelstellen mit in die Toleranz eingerechnet. Somit ergeben sich für die Zeichnungsangabe folgende Maße:

216,41 ±0,013

### Tolerierung nach ANSI B 4.1

Das American National Standards Institute (ANSI) empfiehlt für Lagerpassungen eine „Transition Locational Fit“, was einer Übergangspassung entspricht. Damit ergibt sich für die Timken-Lager folgende Passung:

8.52“ LT2

### Lagerluft

Die benötigte Lagerluft für alle verwendeten Lager, wird mit Toleranzklasse C angegeben.

## 5 Schmierung

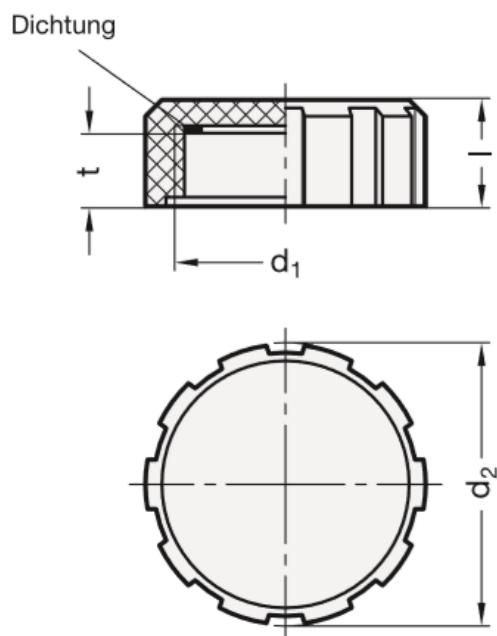
Geschmiert werden müssen die Antriebslager (Vierpunktllager und Zylinderrollenlager), die Abtriebslager (Kegelrollenlager) und die Verzahnung selbst. Als Schmierung ist eine Tauchschrägierung mit Ölsumpf im Gehäuse vorgesehen. Das Großrad soll im Durchschnitt bis zu einer Tiefe von  $5xm_n$  im Ölsumpf liegen, bei einem Modul von 4,5 mm bedeutet das eine Eintauchtiefe von 22,5 mm. Die exakte benötigte Ölmenge kann nur durch Versuche bestimmt werden, jedoch liegt die ideale Öllinie bei einem Abstand von 5 mm zwischen unterstem Zahnradkopfkreispunkt und Gehäuse 27,5mm über der Gehäuseunterkante (innen). Aus diesem Maß kann die Lage des Ölschauglasses abgeleitet werden. Das Ölschauglas ist ein Zukaufteil der Marke Ganter.



**Abbildung 20: Ölschauglas GN 542**

(Quelle: [https://www.leschhorn.de/de/artikel/gn\\_542\\_oelschauglaeser/10192785](https://www.leschhorn.de/de/artikel/gn_542_oelschauglaeser/10192785))

Das Nachfüllen des Öls soll über einen Einfüllstutzen erfolgen. Dieser muss so gestaltet sein, dass das Nachfüllen ohne Ausbau des Getriebes erfolgen kann (also unter dem Schienenfahrzeug), deshalb darf sie nicht zu hoch am Gehäuse angebracht sein. Gleichzeitig soll auch bei Schräglage des Getriebes kein Öl ausdringen können (siehe Abschnitt 5.5). Der Einfüllstutzen wird mit einem Kunststoffdeckel verschlossen, um Verunreinigungen des Getriebeinneren und einem Auslaufen des Öls in die Umwelt vorzubeugen. Der Deckel ist ein Zukaufteil der Marke Ganter (siehe unten). Das Anschlussgewinde ist M60 x 2.

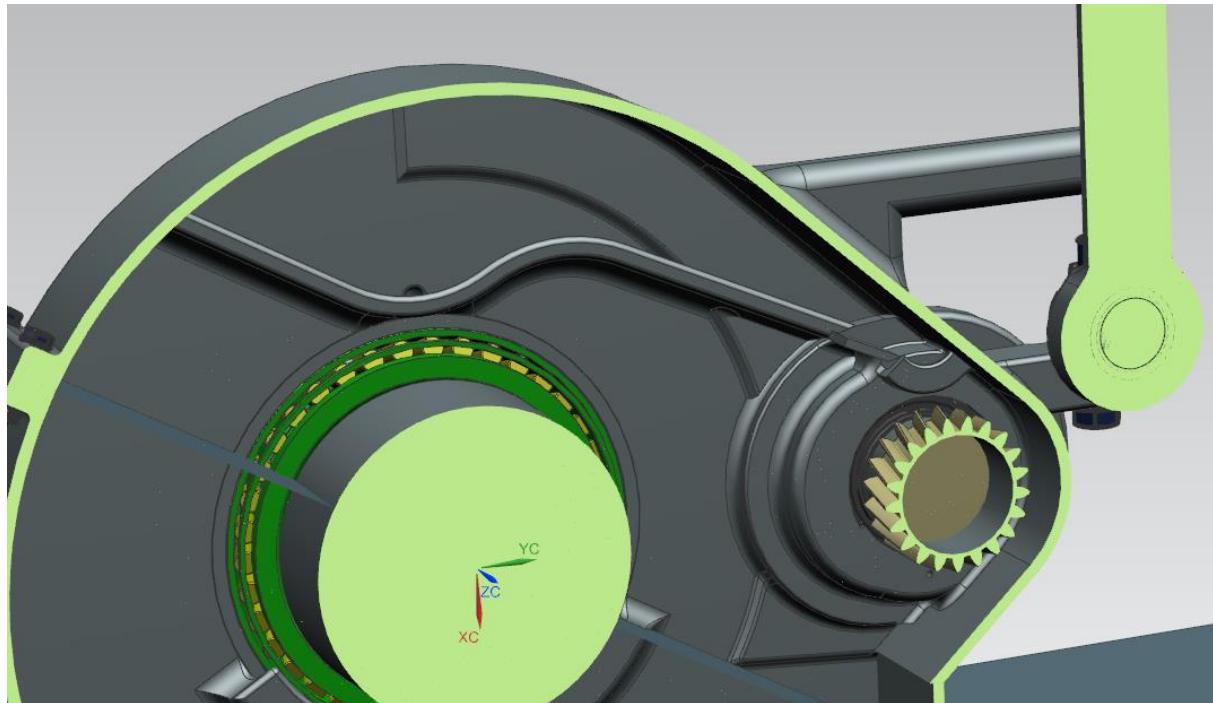


**Abbildung 21: Zukaufteil Einfülldeckel**

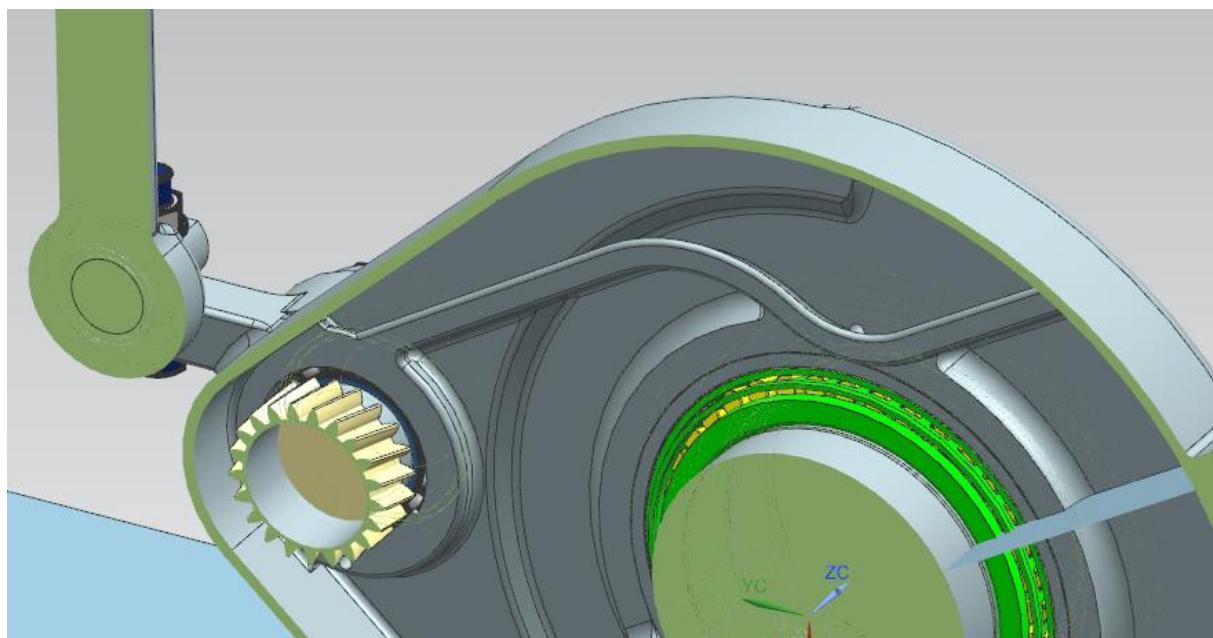
## 5.1 Ölzufluhr

Das Öl aus dem Sumpf wird durch das Eintauchen des Großrades nach oben geschleudert. Es prallt gegen die Gehäuseinnenwände und läuft an diesen hinab. An den Gehäuseinnenwänden sind deshalb Ölrinnen angebracht, in denen das Öl gesammelt wird und zu den vier Lagerstellen geleitet wird. Dazu sind innere Ölleitungskanäle im

Gehäuse nötig, die mithilfe von Kernen eingegossen werden sollen. Das Öl läuft aus diesen direkt an die Lager.

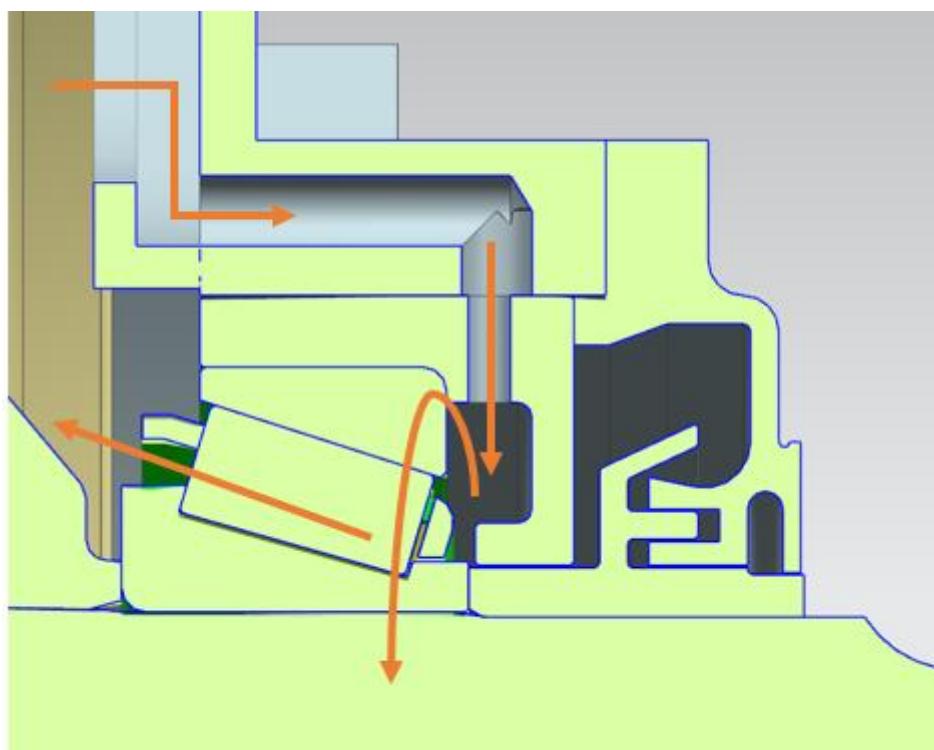


**Abbildung 22: Ölrinnen Motorseite (innen)**



**Abbildung 23: Ölrinnen Laufradseite (außen)**

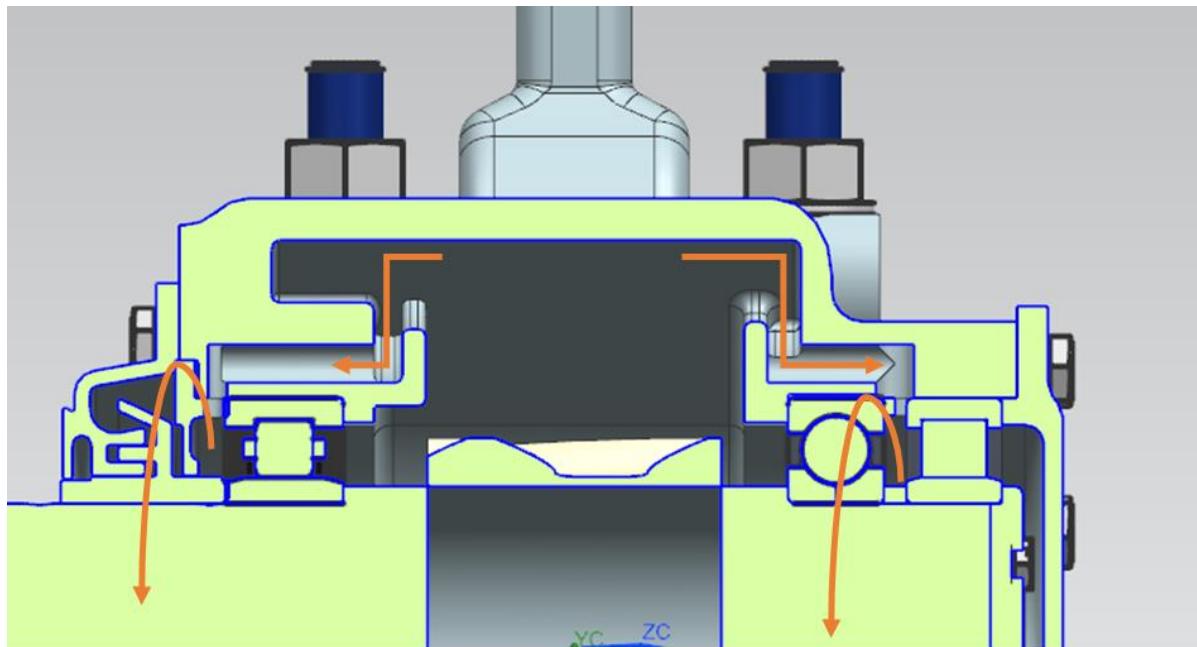
Bei den Kegelrollenlagern am Abtrieb muss das Öl von der getriebeabgewandten Seite zugeführt werden, da die Lager einerseits dort am Innenring die größte Umlaufgeschwindigkeit haben und deshalb thermisch am meisten belastet werden und da das Öl baubedingt immer in die eingezeichnete Richtung innerhalb der Lager gefördert wird (siehe Bild). Damit auch nach Stillstand eine Anfangsschmierung gewährleistet ist, sind den Abtriebslagern Stützringe vorgelagert, die gleichzeitig eine Staufunktion im Gehäuse haben. Allerdings muss das Öl nun durch diese Stützring „hindurchkommen“. Sie erhalten deshalb oben eine Bohrung, deren Lage mit einem Sicherungsstift sichergestellt wird.



**Abbildung 24: Ölzufluhr Abtriebslager**

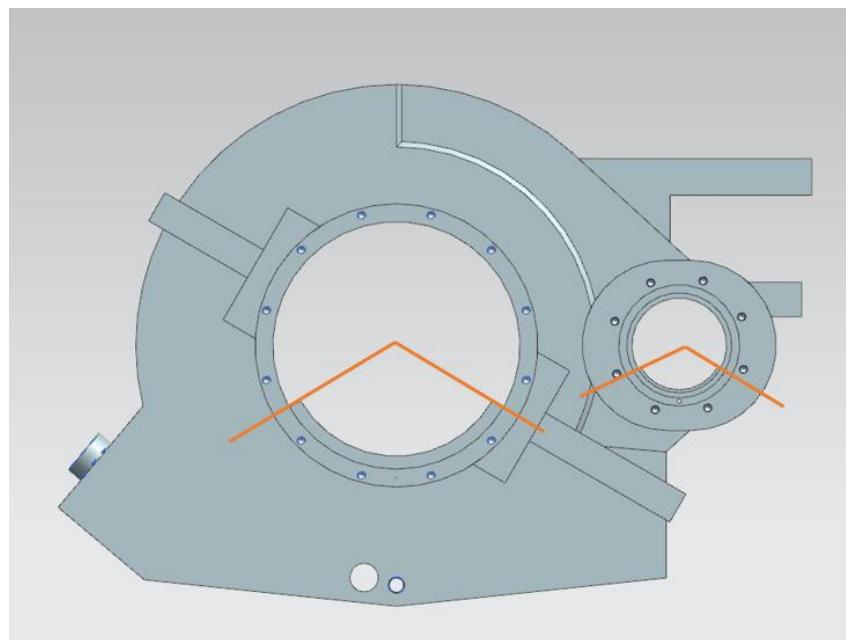
Auf der Antriebsseite wird das Öl ebenfalls von außen an das einzeln stehende Zylinderrollenlager geleitet. Der Stütz- und Stauring sorgt dafür, dass nur wenig Öl in die Labyrinthdichtung und damit potentiell in die Umwelt gelangt.

Auf der Antriebsseite soll das Öl zwischen dem Zylinderrollen- und Vierpunkt lager ein treten. Dazu werden diese mit einem Distanzring voneinander getrennt. Der Distanz ring besitzt im Abstand von  $90^\circ$  vier Nuten, die das Öl durchlassen sollen. Die Stauringfunktion erfüllt hier der aufgeschraubte Deckel.



**Abbildung 25: Ölzufluhr Antrieb**

Außerdem sind für beide Antriebsseiten Ölrinnen an der Gehäuseinnenwand direkt unterhalb der Lager mit Ausdehnung „von vier bis acht Uhr“, also über  $60^\circ$  hinweg vorgesehen, die für eine ausreichende Anfangsschmierung nach Stillstand sorgen sollen.

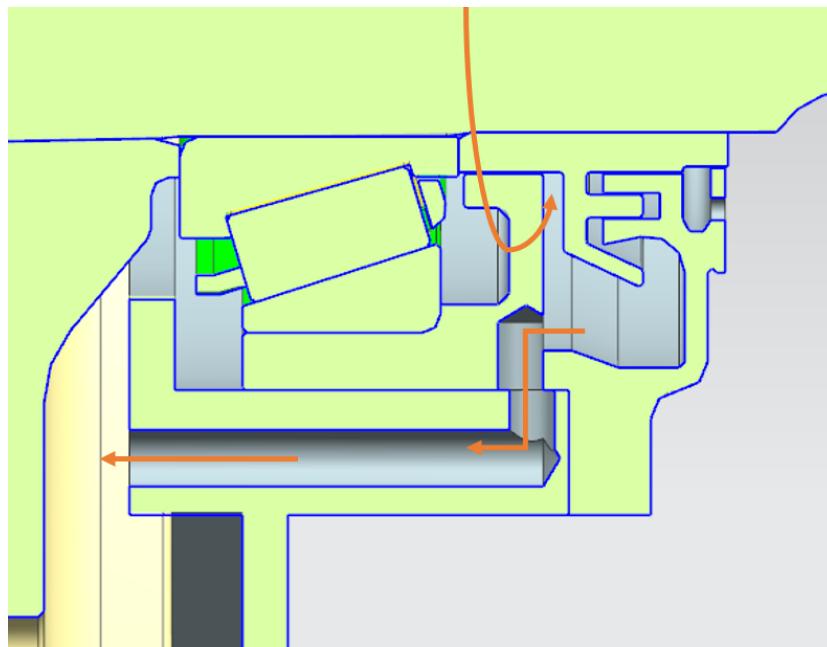


**Abbildung 26: Ölrinnen für Anfangsschmierung**

## 5.2 Ölabfuhr/Entlüftung

Es ist nicht erwünscht, dass sich Öl in den Labyrinthdichtungen sammelt. Deshalb müssen diese entlüftet werden. Damit möglichst wenig Öl in diese kritische Zone eindringt, wird der Stütz- und Stauring eingebaut. Alles Schmiermittel, welches unter dem Stauring hindurchfließt, wird über die Ölleitungskanäle wieder zurück in das Gehäuse abgeführt. Diese sind exemplarisch in Abbildung 26 dargestellt.

Damit der Stützring ein reines Drehteil (lediglich mit Bohrungen) bleibt und keine Ölkanäle von außen aufgesetzt werden müssen, fiel die Wahl zur Entlüftung der Abtriebslabyrinthdichtungen auf die im Bild unten dargestellte Variante. Im Gehäuse sind innere Ölleitungen vorhanden, die das durch den Stützring austretende Öl zurück in den Ölsumpf führen.



**Abbildung 27: Ölabfuhr Abtriebslager**

Auf der Antriebsseite wird dasselbe Funktionsprinzip verwendet. Die Lage der Stützringe bzw. die Lage des Deckels kann durch Sicherungsstifte festgelegt werden.

Um das Öl komplett zu wechseln, ist am Gehäuse am tiefstmöglichen Punkt eine Ölauslassbohrung angebracht. Sie wird im Betrieb mit einem Magnetstopfen verschlossen, der gleichzeitig metallische Schwebteilchen aus dem Öl anzieht und somit den Verschleiß verringert.

Damit kein Überdruck im Gehäuse entsteht, ist an der Gehäuseoberseite eine Entlüftungsschraube angebracht, die einen Druckausgleich mit der Umgebung zulässt.

### 5.3 Abdichtung

Die Schrauben werden mit LOCTITE 567 abgedichtet. Diese Methacrylat-Gewindedichtung leistet eine niedrige Demontage-Festigkeit und hat einen Einsatztemperaturbereich von -55°C bis 150°C.

Für eine einfachere Montage und eine bessere Abdichtung werden die Laminaringe auf das Gehäuse aufgeklebt. Verwenden Sie LOCTITE AA 326. Er härtet innerhalb 3 Minuten und hält eine Scherfestigkeit von  $15 \frac{N}{mm^2}$ .

### 5.4 Schmieranweisung und Kontrolle der Schmierung

Das Getriebe ist mit dem Öl SHC 75W90 GL5 in Einbaulage bis zur Markierung am Ölschauglas zu befüllen. Hierfür werden ca. 2,1l benötigt in gerader Lage.

Eine gesonderte Schmierung der Lager ist nicht notwendig. Die Kontrolle des Ölstandes soll alle 250 000 Fahrtkilometer oder alle 6 Monate durchgeführt werden.

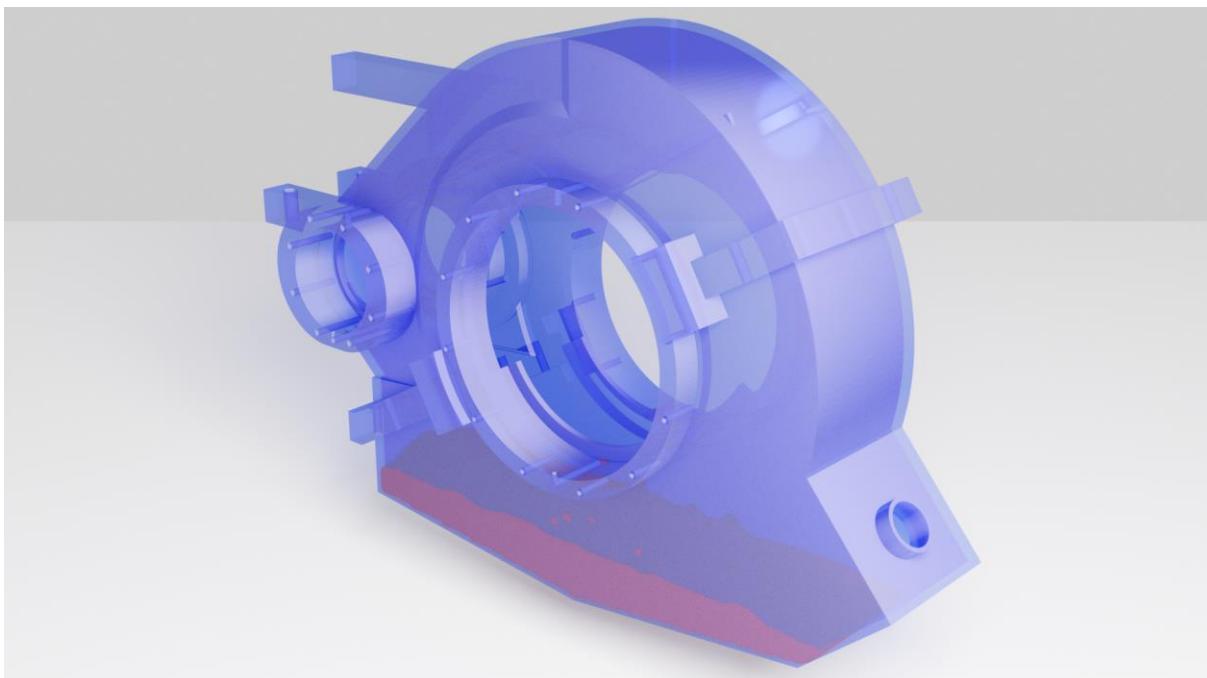
## 5.5 Simulation

Für eine erste Validierung des Ölfüllstandes wurde mithilfe des Programms Blender eine einfache Fluidsimulation erstellt. Blender ist eine frei zugänglich Open Source 3D Grafiksuite mit verschiedenen Werkzeugen für Animation, Simulation und Bildbearbeitung.

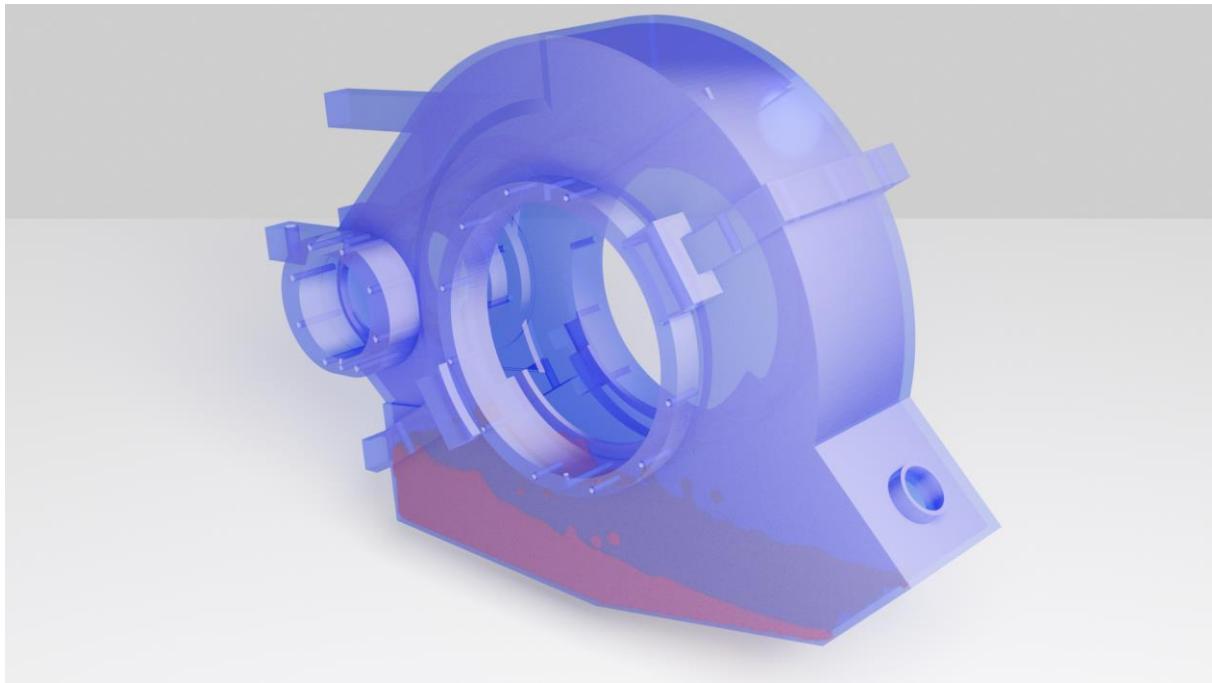
Obwohl die Software primär für den Kreativbereich und Filmbearbeitung benutzt wird, kann mit dieser eine Annäherung an das Verhalten des Öls im Getriebegehäuse getätigt werden.

Zur Simulation wurde eine vereinfachte Konstruktion des Gehäuses verwendet, um die Simulation zu beschleunigen und Simulationsfehler vorzubeugen. Für die Flüssigkeit dient ein volumengleicher Quader zum regulären Ölvolume.

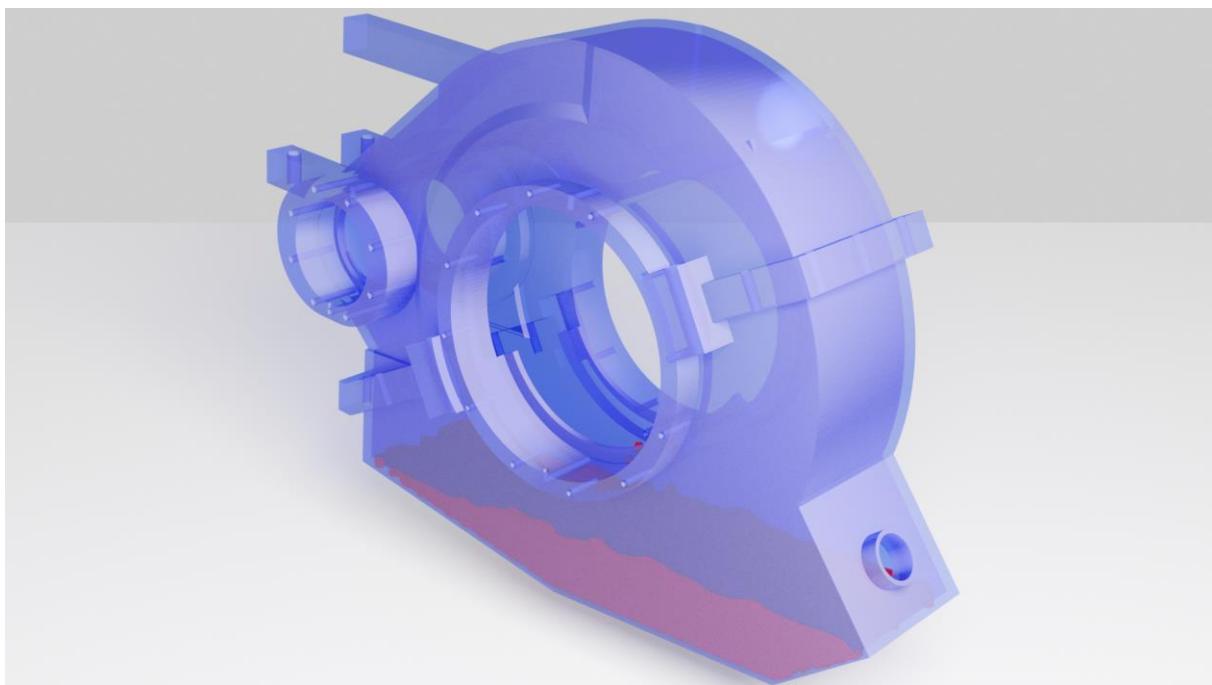
In der Simulation wird das Gehäuse in die jeweiligen maximalen Schräglagen von  $\pm 6^\circ$  (zusätzliche Schräglage aufgrund des Untergrundes werden vernachlässigt, da diese nur temporär sind) gekippt, sobald sich die Simulation stabilisiert kann eine Momentaufnahme gemacht werden. Diese Aufnahmen sind in Abbildung 27 bis 29 zu sehen. Bei keiner Stellung gab es Probleme bezüglich der Überflutung der Labyrinth Dichtungen oder bezüglich eines Auslaufens aus der Einfüllbohrung.



**Abbildung 27: CFD - Ölstand horizontal**



**Abbildung 28: CFD - Ölstand +6°**

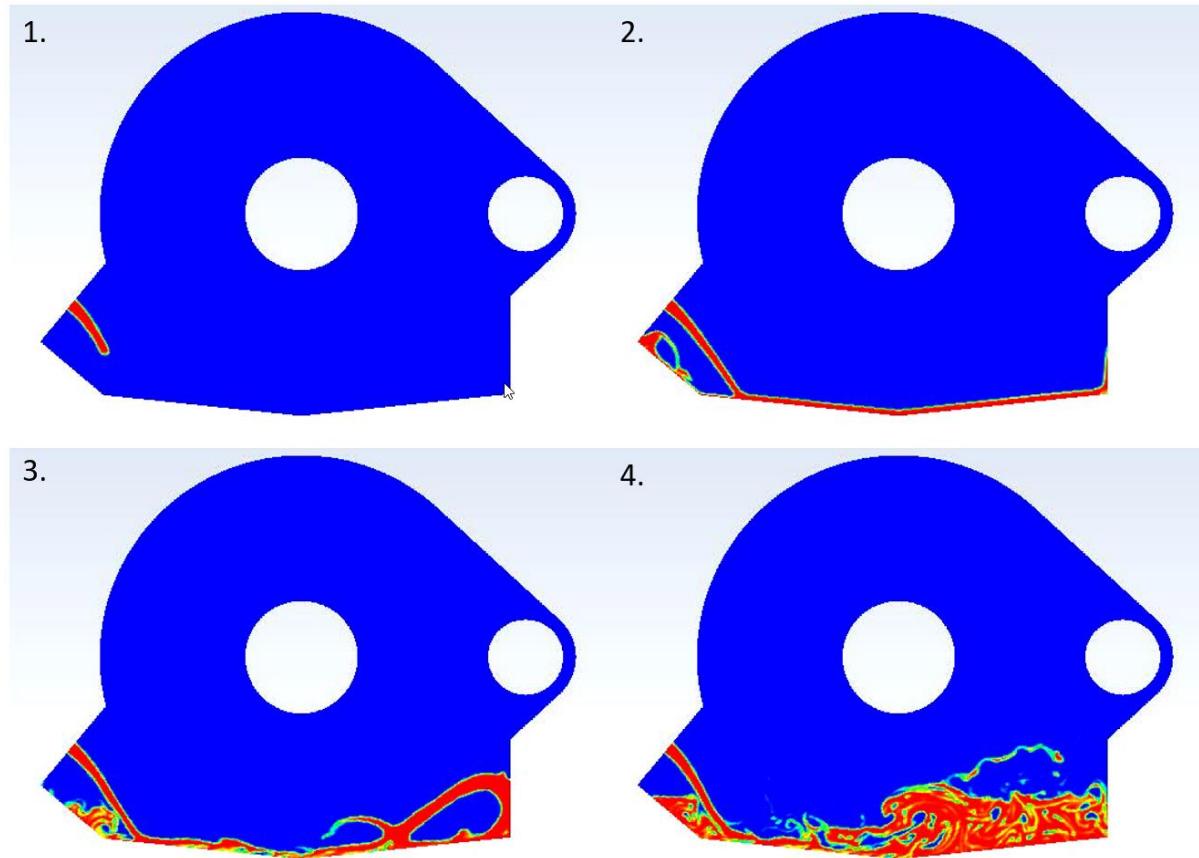


**Abbildung 29: CFD - Ölstand -6°**

Des Weiteren konnte mit dem Programm Ansys Academic eine Simulation des Zweiphasen-Fluidgemisches während der Befüllung erstellt werden. Diese ermöglicht eine Fallstudie bezüglich der Befüllung und der Momentanverteilung der Fluide zu jedem Zeitpunkt.

Ansys ist eine Software zur allgemeinen Systemsimulation für Ingenieure. Dafür werden sehr viele Werkzeuge für die numerische Lösung von verschiedenen Problemen geboten.

In Abbildung 30 sind einzelne Ausschnitte aus der kompletten Simulation zu sehen. Hierbei stellt die Farbe rot das Fluid Öl dar und die Farbe blau die Umgebungsluft, die sich schon im Gehäuse befindet. Alle anderen Farben stellen eine Mischung der beiden Fluide dar. Ein Animationsvideo der CFD-Simulation ist auf der CD beigelegt.

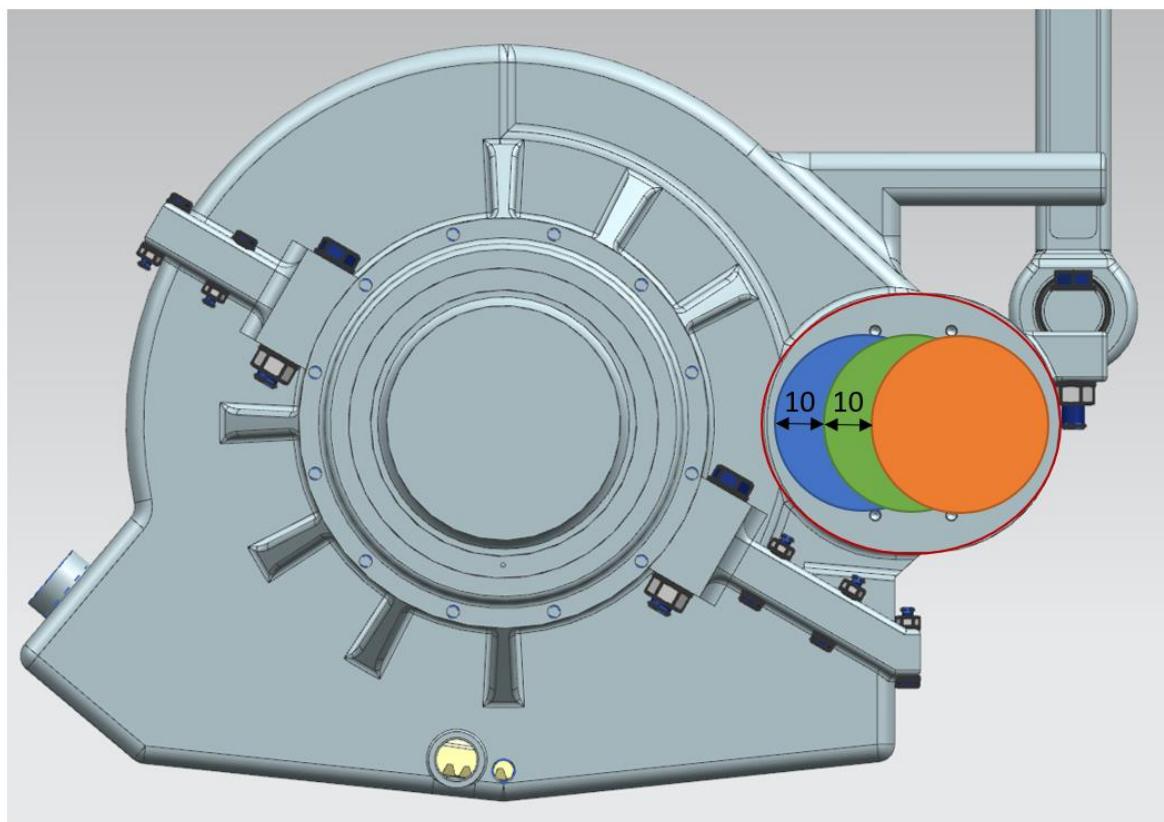


**Abbildung 30: CFD Simulation des Einfüllvorgang – Rot symbolisiert Öl**

## 6 Gehäuse

Um die Verzahnung zu platzieren und vor Verschmutzungen zu schützen sowie für eine ausreichende Ölzufluss zu sorgen, benötigt das Getriebe ein Gehäuse. Dieses soll nach Anforderungsliste als Gussteil gestaltet werden. Die Gussradien sind 4 mm bis 35 mm groß.

Das Gehäuse soll nicht nur für die vorliegende Getriebevariante passend gestaltet sein, sondern auch die Möglichkeit bieten, ein größeres oder kleineres, breiteres oder schmäleres Ritzel und Großrad einzubauen und den Achsabstand damit zu variieren. Die Varianz der Achsabstände von 340 mm bis 360 mm wird durch einen ovalen Flansch auf Antriebsseite ermöglicht. Erst bei der Fertigbearbeitung des Gussgehäuses wird die Bohrung für die Antriebslager gesetzt und damit der Achsabstand bestimmt. Der ovale Flansch ist mit einer roten Linie gekennzeichnet, der kleinste Achsabstand von 340 mm wird durch die blaue Bohrung erreicht, die hier vorgestellte Variante durch die grüne Bohrung ( $a=350$  mm) und der größte Achsabstand durch die orangefarbene Bohrung.



**Abbildung 28: Ovaler Flansch - Variable Achsabstände**

Folgende Flächen des Gehäuses müssen spanend nachbearbeitet werden:

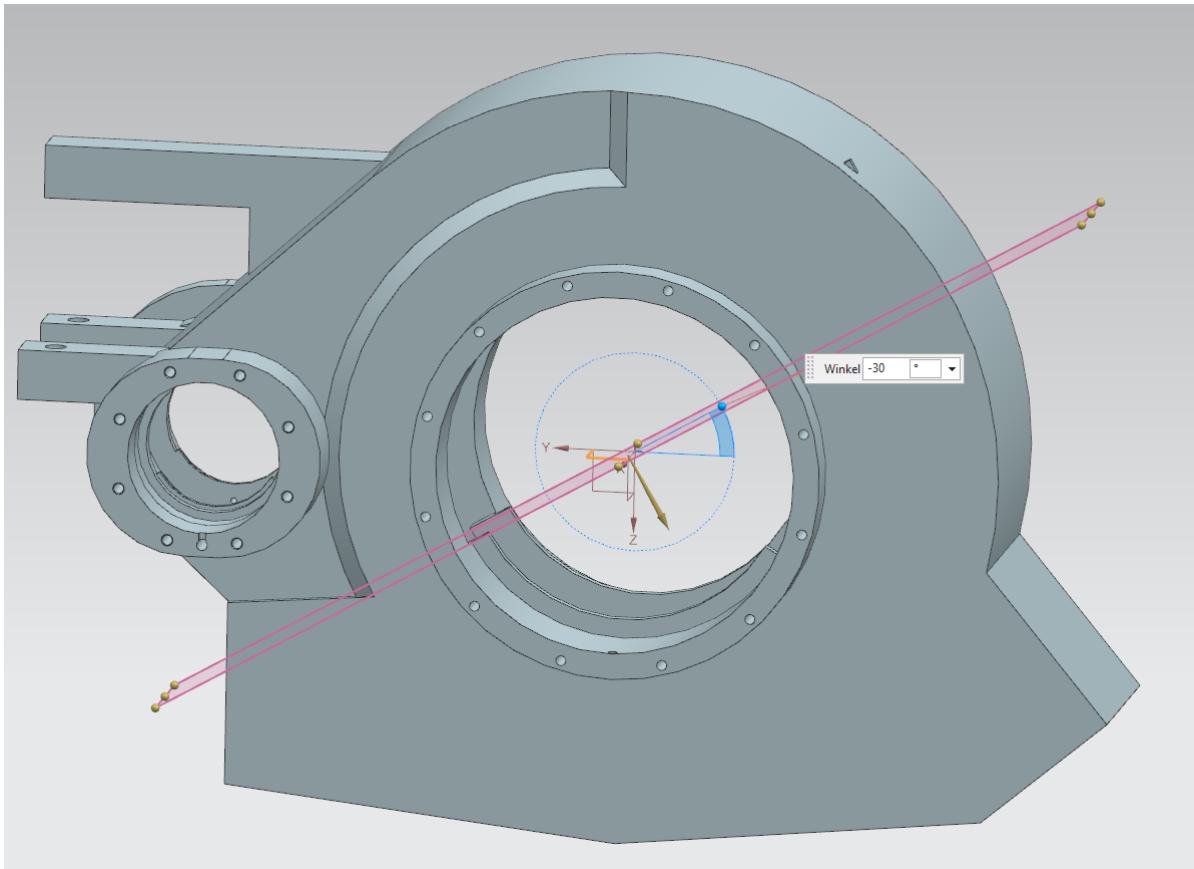
- Lagersitze an Antrieb und Abtrieb
- Ölanfangsschmierungsrinnen
- Auflageflächen der Deckel und Labyrinthdichtungen
- Bohrungen und Gewinde für die Deckel und Labyrinthdichtungen
- Auflageflächen der Flansch- und Ankerschraubenunterlegscheiben
- Bohrungen für die Flansch- und Ankerschrauben
- Trennfuge des Gehäuses
- Flansch für das Ölschauglas
- Bohrung und Innengewinde des Magnetstopfens
- Bohrung und Außengewinde des Öleinfülldeckels
- Auflage des Bolzens der Drehmomentstütze

Reine Auflageflächen sollen dabei die Oberflächengüte Rz16 erreichen, Passungen die Oberflächengüte Rz4.

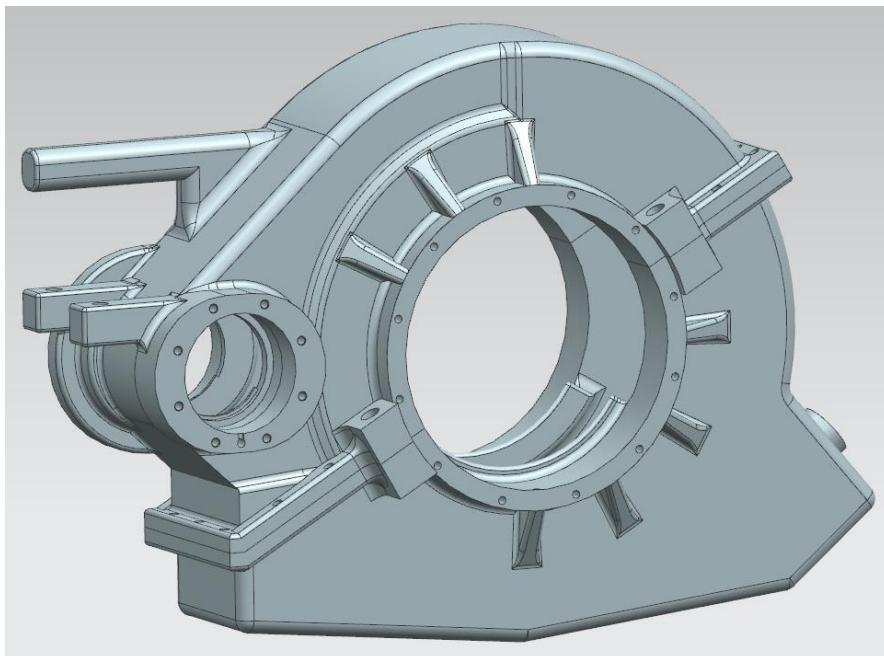
Ebenfalls in Abbildung 27 zu sehen ist der am Gehäuse angebrachte Notfang, der im unerwarteten Fall, dass die Drehmomentstütze doch reißt sollte, das Gehäuse vor unkontrollierter Verdrehung schützt.

## 6.1 Teilung

Das Gehäuse wird in einem Winkel von 30° geteilt. So entstehen keine Probleme durch Kollision bei der Montage der Flanschschrauben. Abbildung 29 zeigt die Ebene, die zur Teilung des Gehäuses herangezogen wurde. Diese liegt auf der Mittellinie der Abtriebswelle. Abbildung 30 zeigt das fertig geteilte Gehäuse.

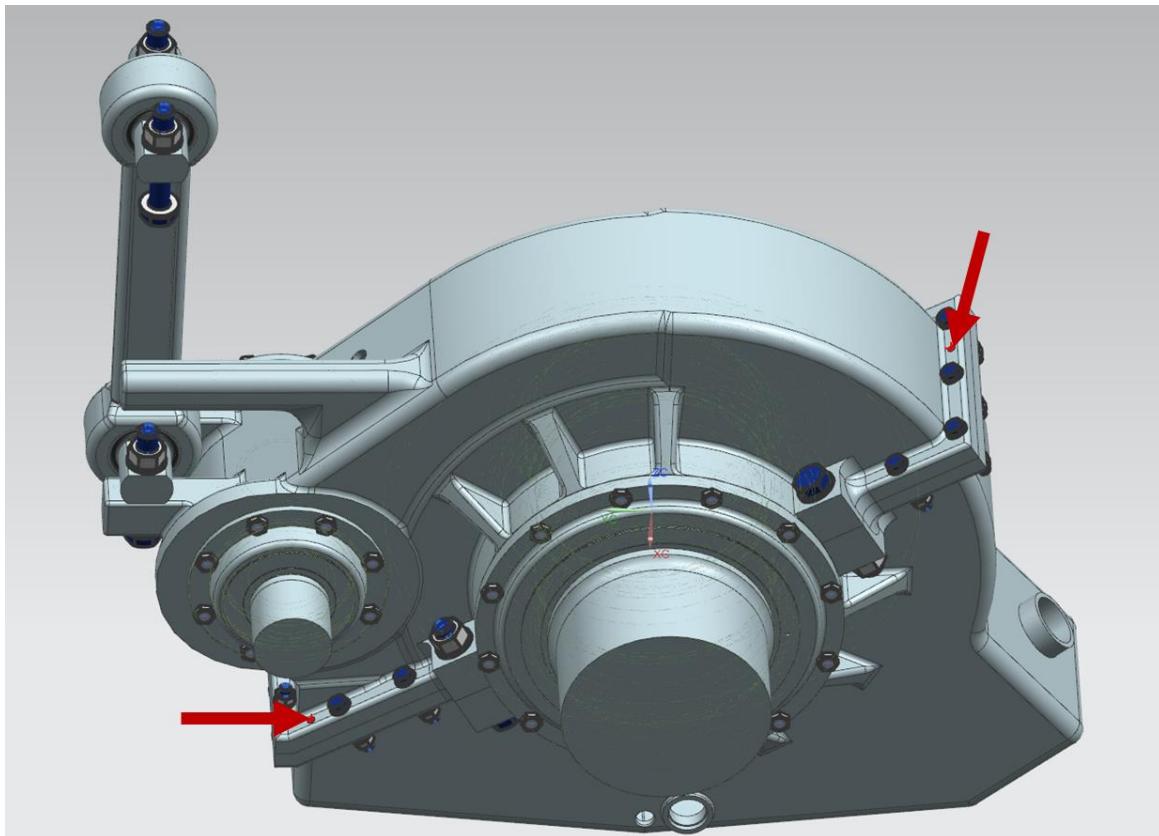


**Abbildung 29: Teilung im  $30^\circ$  Winkel**



**Abbildung 30: Fertig geteiltes Gehäuse**

Die Teilung wird mit insgesamt 12 M10-Schrauben abgedichtet. Sie besitzen je zwei Unterlegscheiben, um den Gehäusewerkstoff zu schonen. Da es sich um Durchgangslöcher handelt, ist ein leichtes Verrutschen der Gehäuseteile zueinander allein durch die Schrauben nicht ausgeschlossen. Um dies zu verhindern, müssen zusätzlich zu den Schrauben noch zwei eingepresste Zylinderstifte am Flansch angebracht werden, die die Lage absolut sichern. Es handelt sich um Normteile nach ISO 2338 – 8 – m6 x 40



**Abbildung 31: Sicherungsstifte am Flansch**

### 6.1.1 Berechnung der Ankerschrauben

Die Schraubenberechnung für die Drehmomentstütze wurde mit Kissoft nach VDI 2230 durchgeführt.

Der radiale Kraftanteil in Flanschrichtung wird durch die Lager aufgenommen und über sie ans Gehäuse und damit an die Verschraubung weitergeleitet, der axiale Kraftanteil wirkt ebenfalls auf die Ankerschrauben. Es werden vier Ankerschrauben vorgesehen, zwei auf jeder Seite und möglichst nahe an der Abtriebswelle platziert.

Das Nennmoment wird als statisch angenommen, das Maximalmoment aufgrund seiner kurzen Wirkzeit als dynamisch.

Verwendetes Rechenmoment	Nennmoment am Abtrieb = 10800 Nm	Maximalmoment im Kurzschlussfall am Abtrieb = 54000 Nm
$F_t$ [kN]	35,9	179,4
$F_r$ [kN]	14,5	72,6
$F_a$ [kN]	8,4	41,9

Aus Sicht der Schrauben beträgt die Axialkraft  $F_{a,\text{statisch}} = \sqrt{F_t^2 + F_r^2} = \sqrt{35,9^2 + 14,5^2}$  kN = 38,7 kN, also pro Schraube  $F_{a,\text{Schraube,statisch}} = 9,7$  kN. Für den dynamischen Fall wird äquivalent  $F_{a,\text{Schraube,dynamisch}} = 48,4$  kN. Die Berechnung wurde mit KissSoft durchgeführt (Originaldatei siehe CD und Protokoll siehe Anhang). Die Reserveklemmkraft beträgt 88 kN bei Ausnutzung der Streckgrenze zu 90%.

## 6.2 Wandstärke und Verrippung

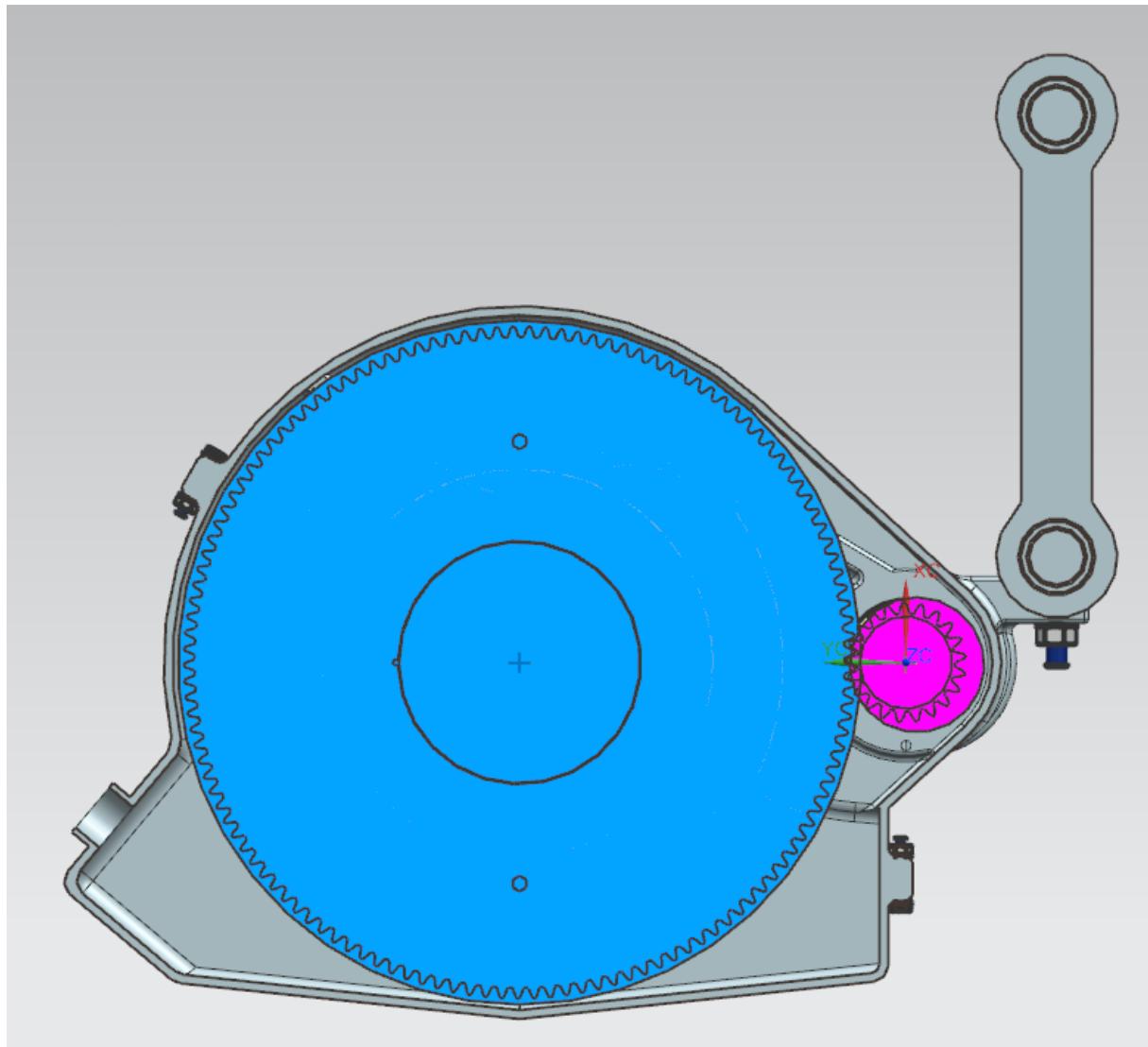
Die Wandstärke ist mit 8 mm fertigungs- und festigkeitstechnisch vorgegeben. Sie soll so konstant wie möglich über das gesamte Gehäuse gehalten werden, um Lunkerbildung zu vermeiden.

Die Verrippung an den radialen Schraubenflaschen entlang ebenfalls in Radialrichtung dient zur Formstabilisierung des Gehäuses im Gießprozess. Die Rippen sind in der Gesamtansicht (Abschnitt 9.1) gut zu erkennen.

## 6.3 Respektabstände

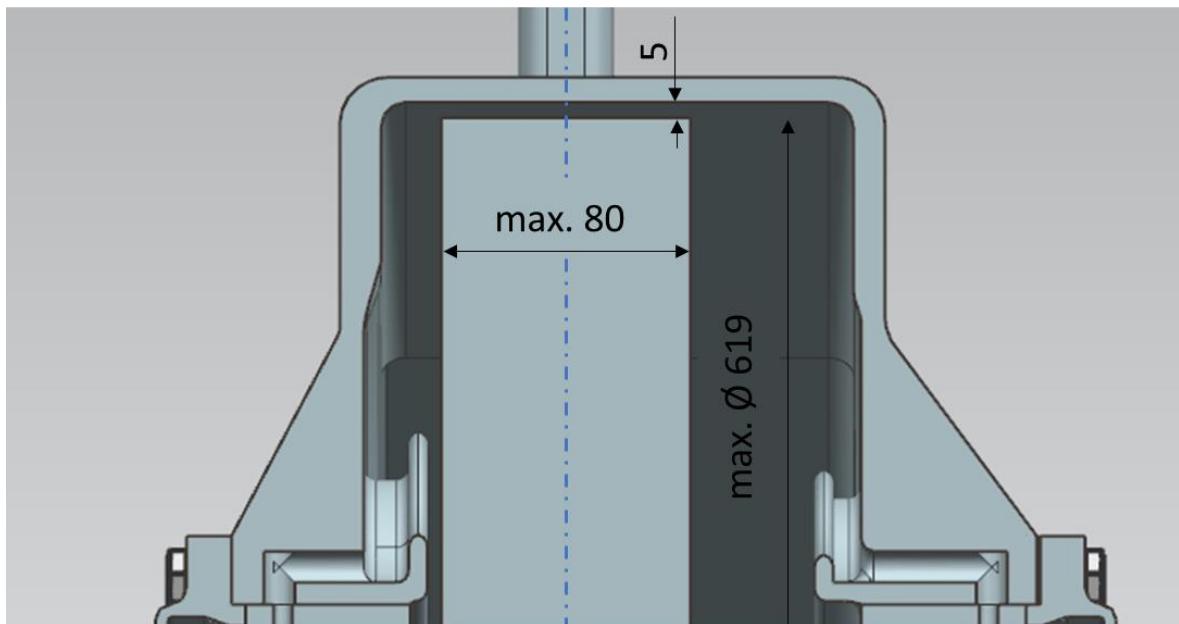
Der größte Ritzelkopfdurchmesser beträgt 127 mm, der größte Großraddurchmesser 619 mm. Für diese Größen soll immer noch ein ausreichender Abstand zur Gehäusewand gegeben sein, dieser beträgt 5 mm in Radialrichtung und 10 mm in Axialrichtung. Die maximale Zahnradbreite beträgt 80 mm, das Ritzel kann maximal 82 mm breit sein.

In folgender Skizze sind die Kopfkreise größten Räder bei größtem Achsabstand ins Gehäuse eingezeichnet (blau und pink) und die Umrissse der tatsächlich eingebauten Räder skizziert. Dabei bleibt immer noch ein Abstand zur Gehäusewand von mindestens 5 mm.

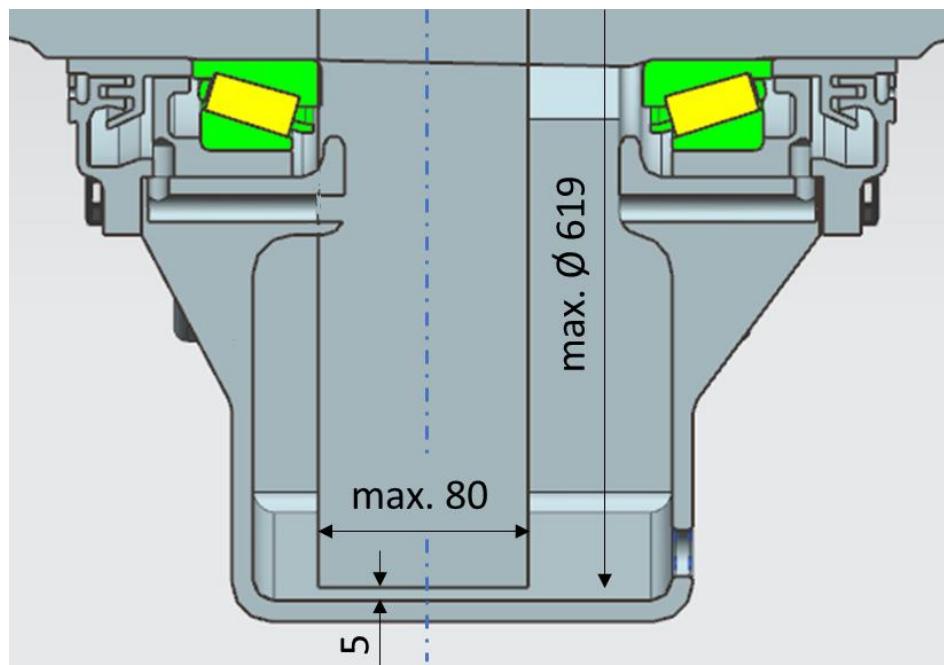


**Abbildung 32: Größte Räder bei großtem Achsabstand**

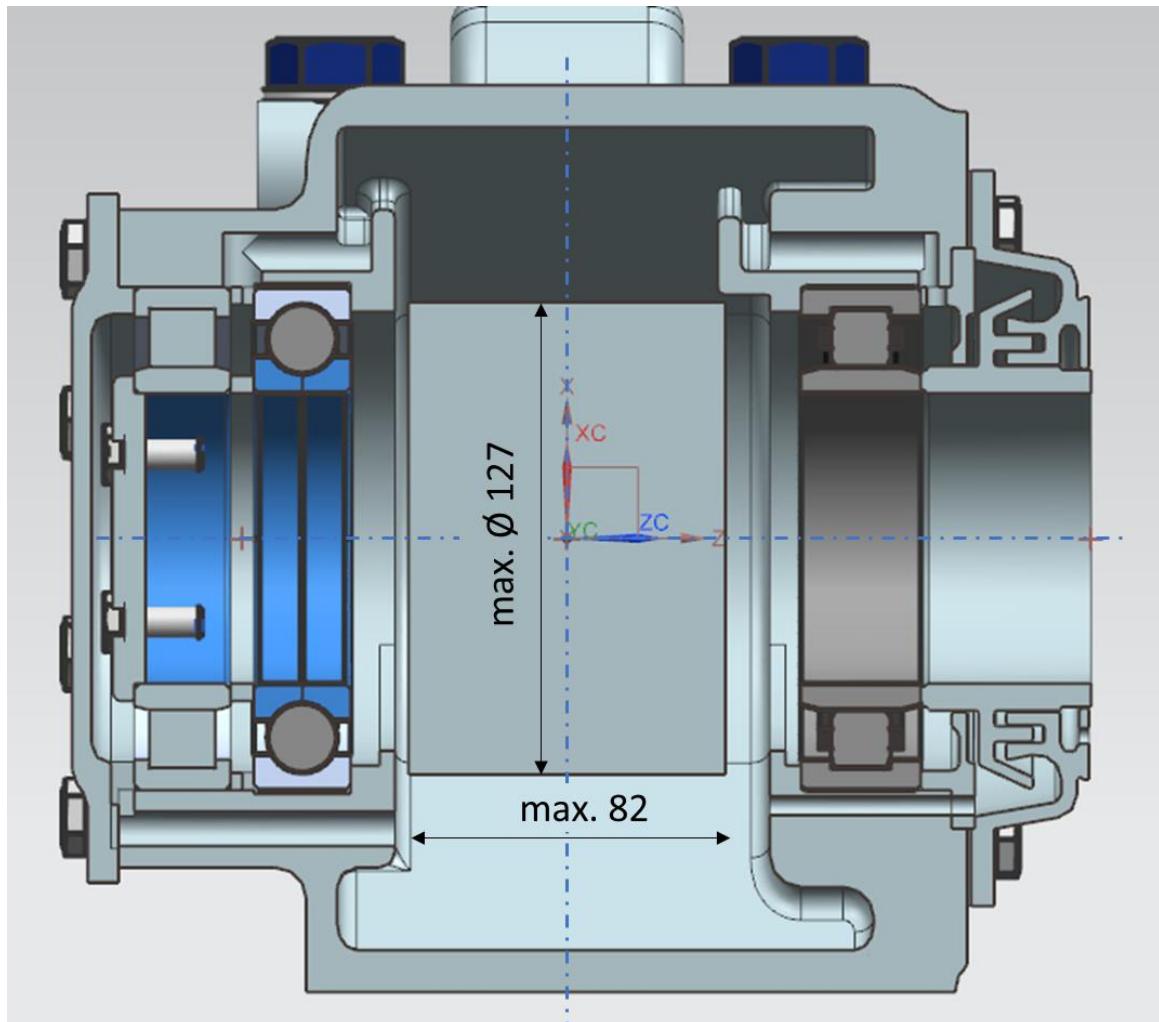
Auch bei Ansicht senkrecht zu obigem Schnitt soll noch ein ausreichender Abstand vor allem zu den Ölrinnen eingehalten werden. Dabei ist allerdings zu bedenken, dass das Rad nur im obersten Bereich (ca. 10% des Durchmessers) die maximale Breite hat und sonst mit einem Steg gestaltet wird, der axiale Respektabstand also größer als hier dargestellt ist.



**Abbildung 33: Größtes Rad oben**

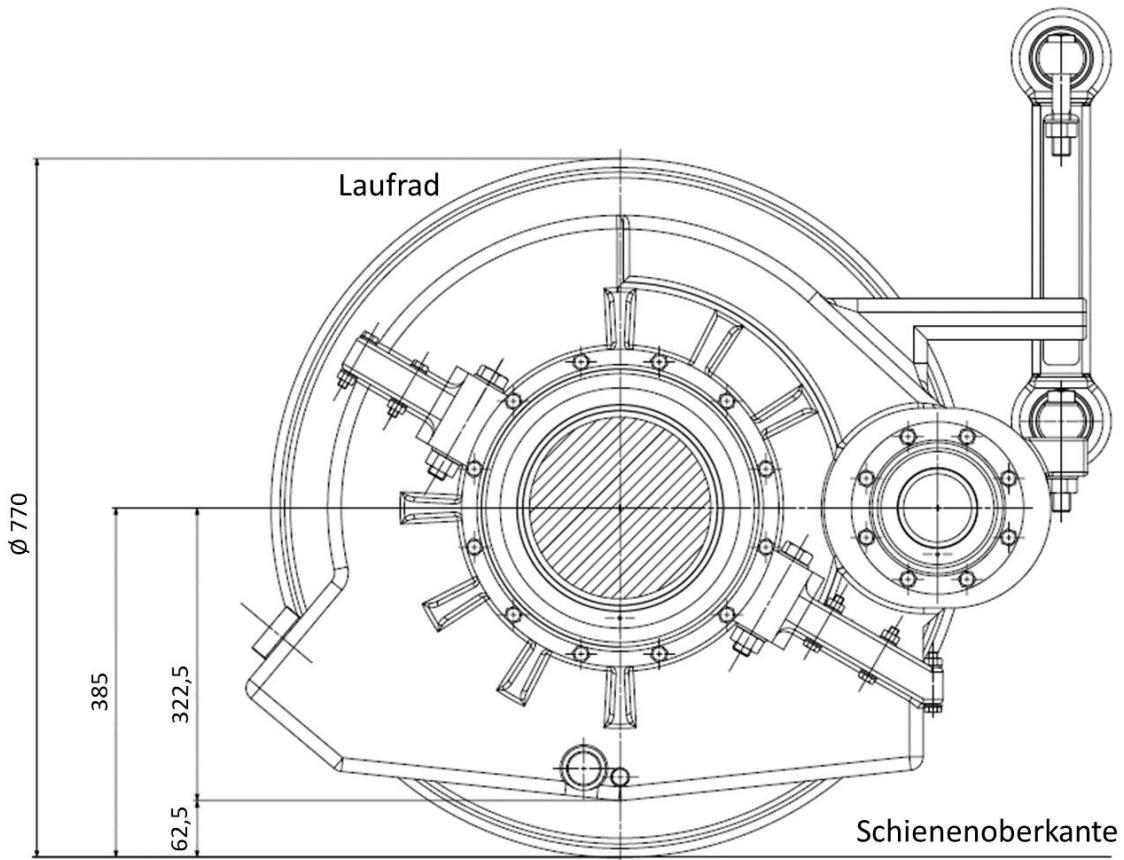


**Abbildung 34: Größtes Rad unten**



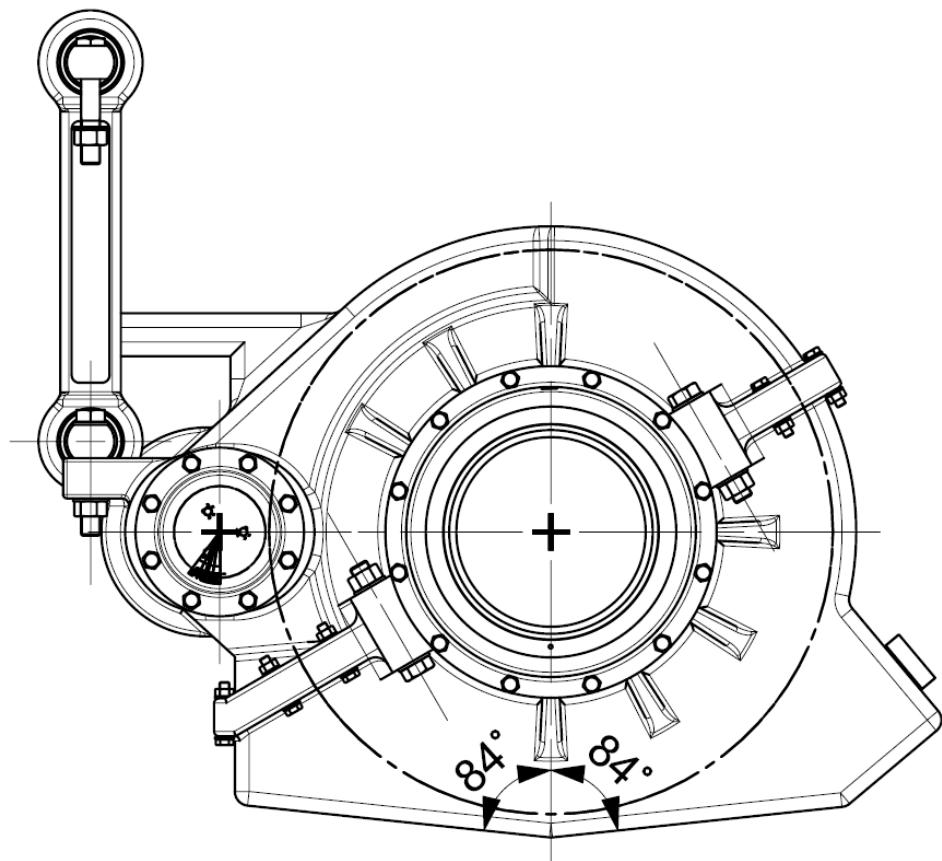
**Abbildung 35: Größtes Ritzel**

Die Bodenfreiheit des Getriebes soll nach Anforderungsliste 62,5 mm betragen, auch bei abgefahrenen Reifen, also Reifendurchmesser von 770 mm (= Achshöhe 335 mm). Damit darf die Gehäuseunterkante maximal  $385 \text{ mm} - 62,5 \text{ mm} = 322,5 \text{ mm}$  unter den Radmittelpunkten liegen. In untenstehender Skizze ist das Getriebe auf dem kleinsten Laufraddurchmesser angebracht.



**Abbildung 36: Bodenfreiheit**

Der größte Zahnradradius beträgt  $r_2=619 \text{ mm}/2=309,5 \text{ mm}$ . Das bedeutet, dass genau 13 mm bleiben, die sich auf 8 mm Gehäusewandstärke und 5 mm Abstand zwischen Rad und Gehäuse aufteilen. Im Kippfall von  $+/- 6^\circ$  soll die Bodenfreiheit immer noch eingehalten werden. Deshalb ist eine Schräge im Winkel von mindestens  $6^\circ$  an der Gehäuseunterkante notwendig, also ein Innenwinkel von  $84^\circ$ .



**Abbildung 37: Winkel an der Gehäuseunterkante**

## 7 Drehmomentstütze

Die Drehmomentstütze stellt die Verbindung zwischen dem Getriebe und dem Drehgestell dar. Sie wird als Kaufteil bei einem Zulieferer mit den bekannten Maßen in Auftrag gegeben. Ihr Bolzenabstand beträgt 400 mm.

### 7.1 Kritischer Querschnitt

Der Kritische Querschnitt liegt zwischen den beiden Bohrungen. Durch die Aussparung beträgt die Querschnittsfläche noch  $2 \times 30\text{mm} \times 12\text{mm} + 40\text{mm} \times 8\text{mm} = 1040 \text{ mm}^2$ . Mit der maximalen Kraft auf die Drehmomentstütze von 129 kN (siehe 6.2) beträgt die Spannung in der Drehmomentstütze  $\sigma = \frac{129 \text{ kN}}{1040 \text{ mm}^2} = 124,0 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$ . Für den Werkstoff EN-GJS-500-7 gilt  $R_m = \frac{320\text{N}}{\text{mm}^2}$ . Damit beträgt die Sicherheit selbst im Kurzschlussfall noch 2,6.

### 7.2 Schraubenberechnung

Die Schraubenberechnung für die Drehmomentstütze wurde mit KissSoft nach VDI 2230 durchgeführt. Das Protokoll sowie die Originaldatei sind im Anhang zu finden.

Der Hebelarm des auf die Schrauben wirkenden Gesamtmoments beträgt

$$h = 136\text{mm} + a = 136 \text{ mm} + 350 \text{ mm} = 486,5 \text{ mm}.$$

Das abzustützende Gesamtmoment beträgt

$$T_{ges,statisch} = (u + 1) \cdot T_{Antrieb,Auslegungsmoment}$$

$$T_{ges,statisch} = 7,143 \cdot 3516 \text{ Nm} = 25115 \text{ Nm}$$

Es soll mit einer dynamischen Last in Höhe des Kurzschlussantriebsmomentes gerechnet werden.

$$T_{ges,dynamisch} = (u + 1) \cdot T_{Antrieb,Spitzenmoment}$$

$$T_{ges,dynamisch} = 7,143 \cdot 8790 \text{ Nm} = 62786 \text{ Nm}$$

Die Kraft auf die Schrauben erhält man durch die Kombination aus Hebelarm und Gesamtmoment:

$$F_{\text{statisch}} = \frac{T_{\text{ges,statisch}}}{h} = \frac{25115 \text{ Nm}}{486,5 \text{ mm}} = 52 \text{ kN}.$$

$$F_{\text{dynamisch}} = \frac{T_{\text{ges,dynamisch}}}{h} = \frac{62786 \text{ Nm}}{486,5 \text{ mm}} = 129 \text{ kN}.$$

Diese Kraft verteilt sich gleichmäßig auf die zwei Schrauben:

$$F_{\text{Schraube,statisch}} = \frac{F_{\text{statisch}}}{2} = \frac{52 \text{ kN}}{2} = 26 \text{ kN}.$$

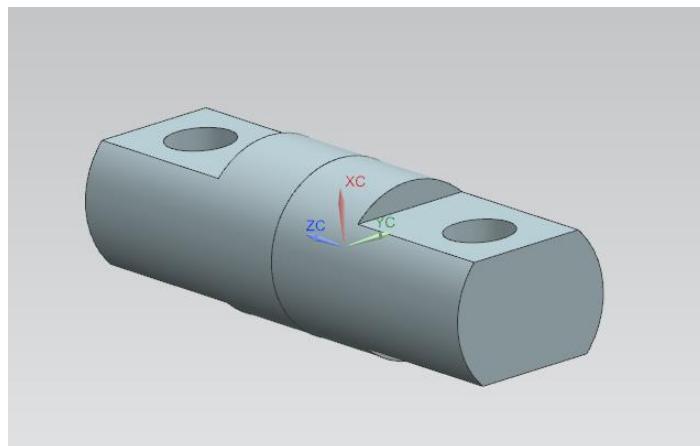
$$F_{\text{Schraube,dynamisch}} = \frac{F_{\text{dynamisch}}}{2} = \frac{129 \text{ kN}}{2} = 64,5 \text{ kN}.$$

Gewählt werden zwei M20-10.9 Schrauben mit einer Länge von 120 mm als Durchsteckverbindung und zwei Unterlegscheiben.

### 7.3 Bolzenauswahl

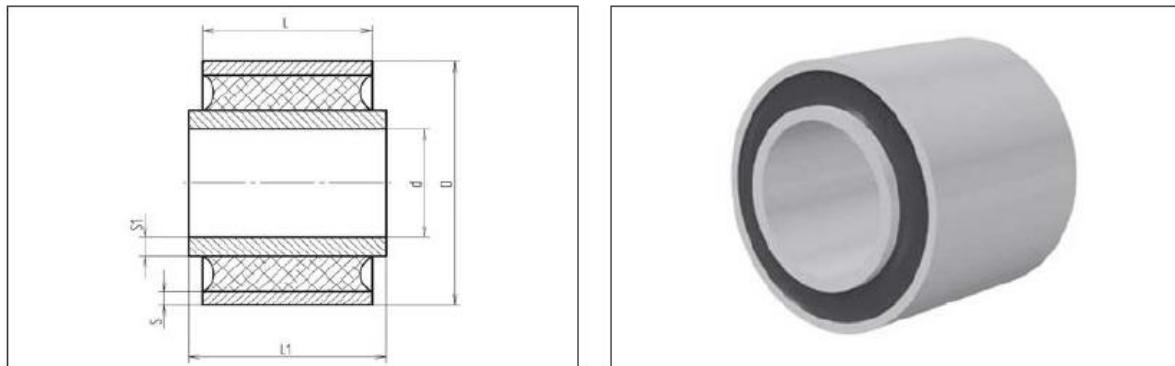
Der Bolzen stellt die Verbindung zwischen dem Gehäuse und der in die Drehmomentstütze eingepressten Gummi-Metall-Buchse dar. Eine genaue Festigkeitsberechnung ist ohne FEM nicht möglich, weil sich der Querschnitt des Bolzens ändert und es sich um keinen Bolzen im klassischen Sinne, sondern um eine Schraubverbindung mit Bolzenfunktion handelt.

Um den Bolzen möglichst unkompliziert und mit wenigen Bearbeitungsgängen fertigen zu können, ist folgende Form von Vorteil:



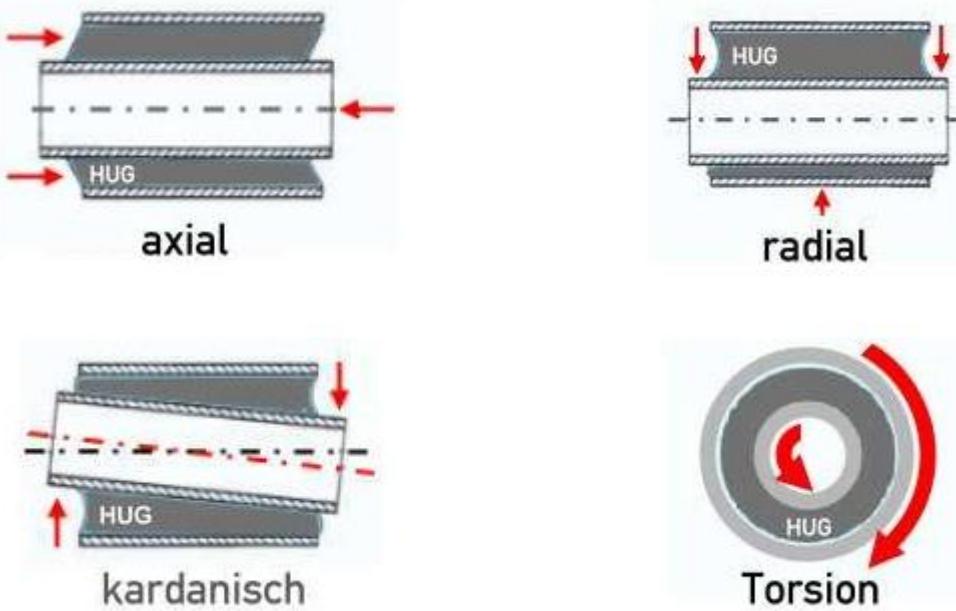
**Abbildung 38: Bolzen Drehmomentstütze**

Der Bolzen hat in der Mitte einen Durchmesser von 50 mm. Die Durchstecklänge der Schrauben beträgt 35 mm. Die Silentbuchse, auch Gummimetallbuchse genannt, soll eine eingeschränkte Drehbarkeit um  $\pm 6^\circ$  gewährleisten. Die Verbindungen Bolzen-Silentbuchse und Silentbuchse-Drehmomentstütze sind Pressverbindungen.



**Abbildung 39: Silentbuchse**

Die von der Silentbuchse zugelassenen Bewegungen sind Axial-, Radialbewegungen sowie leichte Torsion und kardanische Verschiebung.

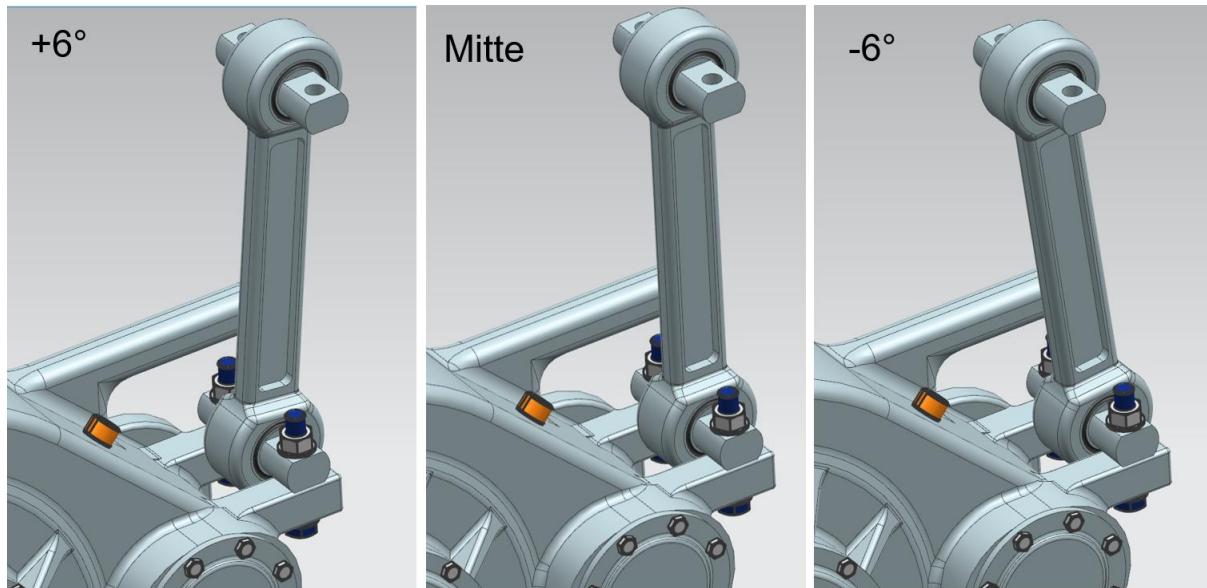


**Abbildung 40: Funktionsweise Silentbuchse**

Quelle: Hug Technik ([www.hug-technik.com/gummimetallbuchsen](http://www.hug-technik.com/gummimetallbuchsen), letzte Einsicht 05.03.2020)

## 7.4 Kollisionskontrolle

Auch bei maximaler Auslenkung des Getriebes im Extremfall um  $6^\circ$  in beide Richtungen soll die Drehmomentstütze nicht mit dem Gehäuse kollidieren. Durch die sehr hoch angebrachte Anbindung ist dies gewährleistet.

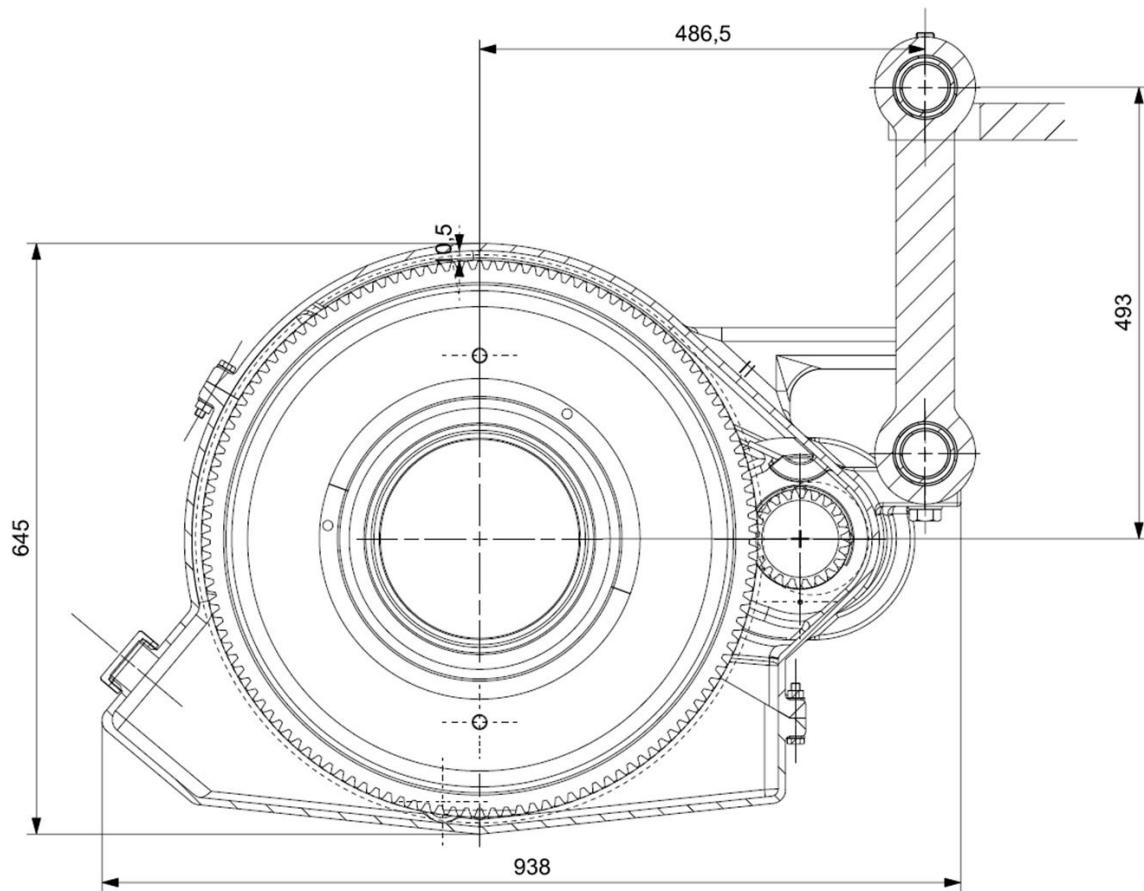


**Abbildung 41: Kollisionskontrolle Drehmomentstütze**

## 8 Montage- und Demontage

### 8.1 Anschlussmaße

Die Anschlussmaße des Getriebes, ausgehend von der Verzahnungsmitte, sowie die Außenmaße des Getriebes sind in folgender Skizze dargestellt.

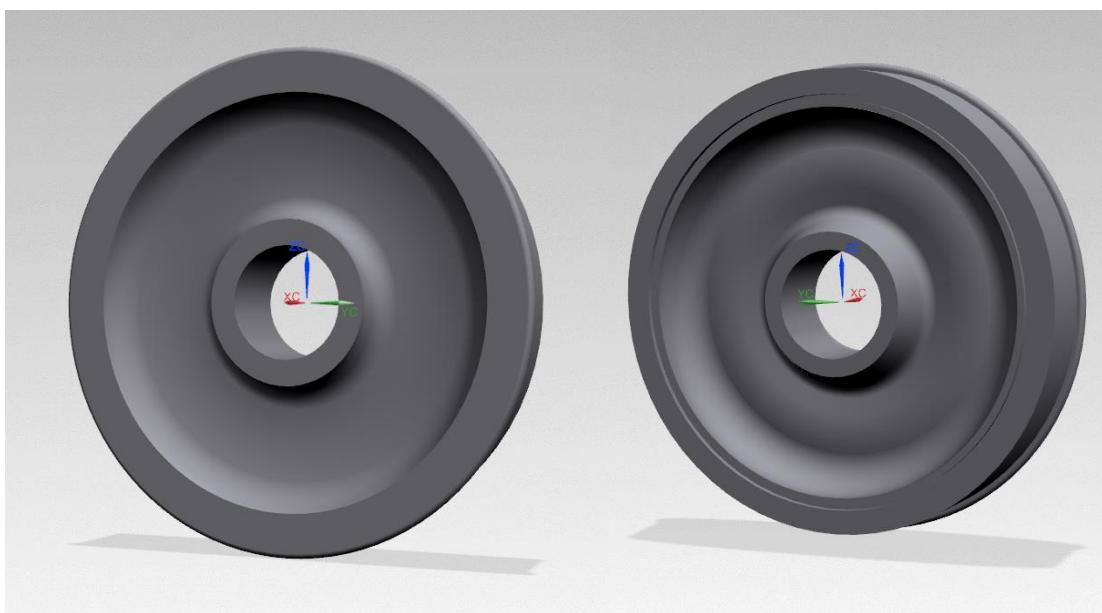


**Abbildung 42: Anschlussmaße**

### 8.1.1 Kupplung

Das Nennabtriebsdrehmoment ist der Tabelle „Relevante Momente“ (Kapitel 1.3) zu entnehmen. Daraus erfolgt die Auswahl der Kupplung. Die Kupplung wurde vom Hersteller Kupplungswerk Dresden gewählt, da die Kombination aus geringem Zahnflankenspiel und Zentrierung in der Verzahnung einen ruhigen Lauf im gesamten Drehzahl- und Drehmomentbereich ermöglicht. Da das Abtriebsdrehmoment bei 10800Nm liegt, wurde die kleinste, der KWD Zahnkupplungen gewählt (siehe Datenblatt im Anhang). Die gewählte Kupplung hat einen Durchmesser von 224 mm und ist 208 mm lang. Sie kann bis zu 10 mm auf der Antriebswelle verschoben werden. Deshalb ist ein ausreichend großer Abstand zum Gehäuse zu wählen. Auch im Kippfall von  $\pm 6^\circ$  soll es zu keinen Kollisionen kommen.

### 8.1.2 Radsatz

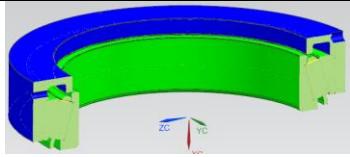
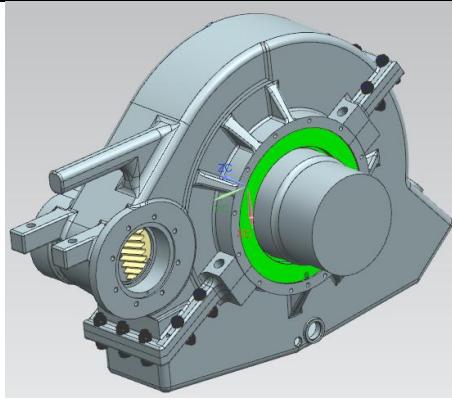
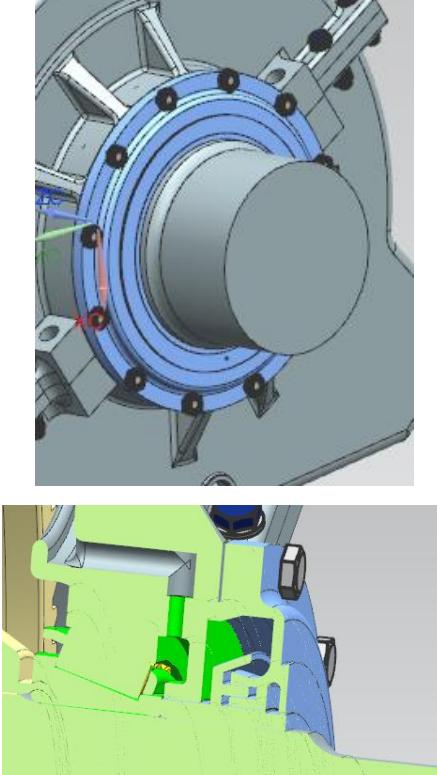


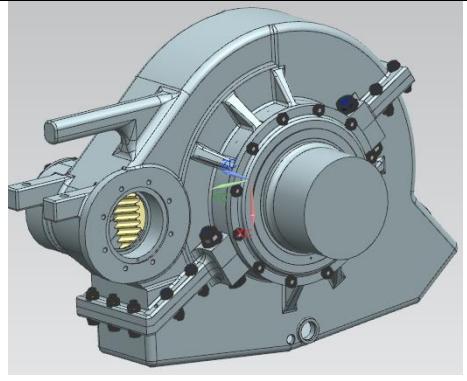
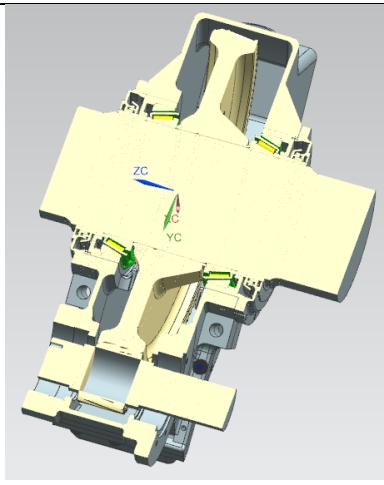
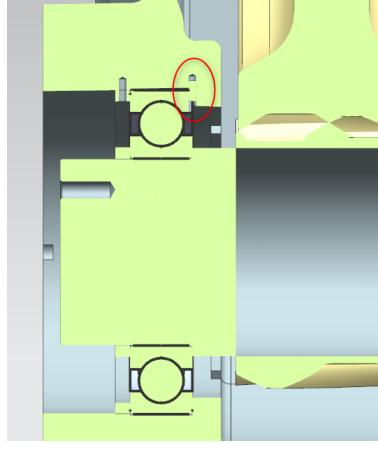
**Abbildung 43: Zugräder**

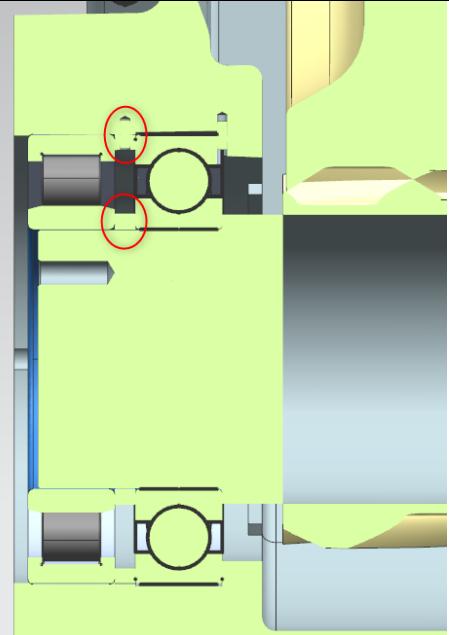
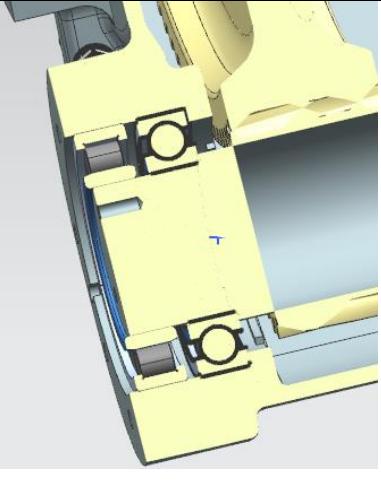
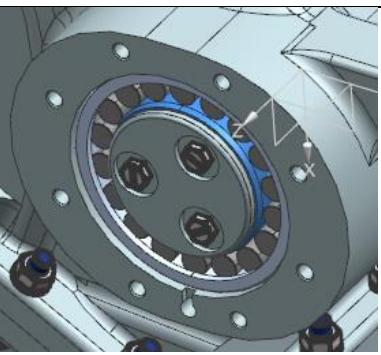
Die Räder werden auf der Abtriebswelle durch eine thermische Pressverbindung angebracht. Die Abtriebswelle muss deswegen an den Durchmesser der Räder von 200mm angepasst sein.

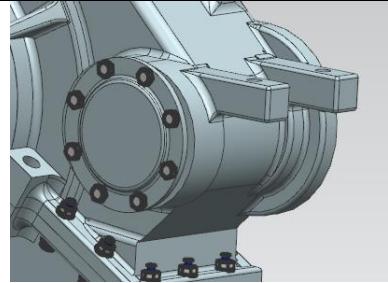
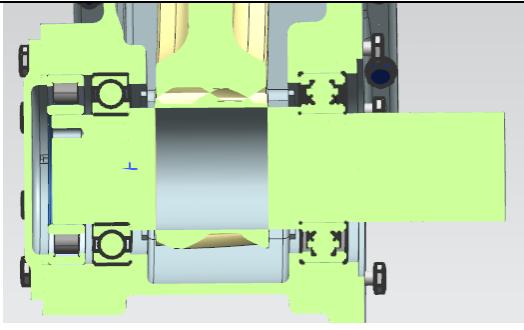
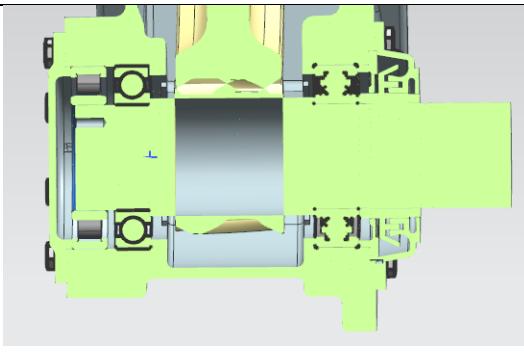
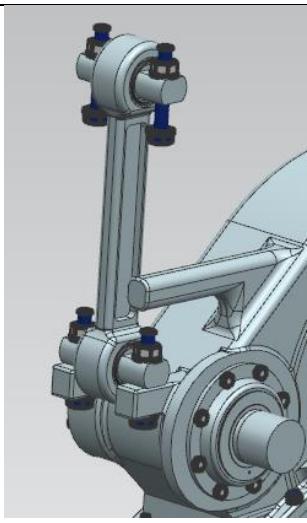
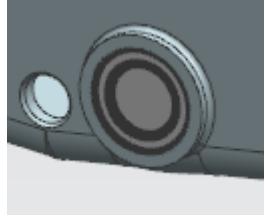
## 8.2 Montageanleitung

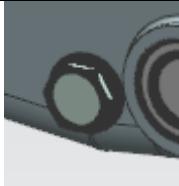
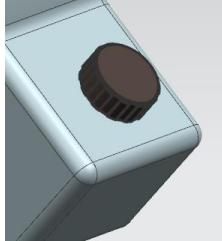
<p>1. Überprüfen Sie den Lieferumfang mit Hilfe der Stückliste.</p> <p>2. Erhitzen Sie das Zahnrad auf 190°C/463,15K. Die Abtriebswelle soll auf 74,35°C/198,8K gekühlt werden. Bei diesen Temperaturen können Zahnrad und Welle gefügt werden. Das Zahnrad muss auf den Wellendurchmesser 217mm angebracht werden. Lassen Sie das Bauteil nun auskühlen.</p>	
<p>3. Legen Sie nun die Abtriebswelle mit aufgepresstem Zahnrad in die dafür vorgesehene Gehäuseöffnung wie im nebenstehenden Bild zu sehen.</p>	
<p>4. Legen Sie die obere Gehäusehälfte auf die Untere. Stecken Sie die zwei Sicherungsstifte in die Bohrungen am Gehäuseflansch. Schrauben Sie danach die zwölf M10x60 Flanschschrauben in das Gehäuse indem Sie auf jede Schraube eine Unterlegscheibe stecken und diese dann durch die Bohrungen im Gehäuse. Stecken Sie von unten wieder eine Unterlegscheibe auf die Schraube und eine M10 Mutter. Ziehen Sie diese mit einem Anziehdrehmoment von 32 Nm fest.</p>	 

<p>5. Stecken Sie jeweils die Stützringe auf die TIMKEN Lager.</p>	
<p>6. Nun können die Stützringe mit dem Lager auf die Abtriebswelle mit Hilfe einer geeigneten Vorrichtung angebracht werden. Die Kugellager sollen bis zum Gehäuseanschlag eingeschoben werden. Achten Sie bei den Stützringen darauf, dass die Ölzulaufbohrung nach oben zeigt. Stecken Sie die Stifte in die vorgesehenen Bohrungen auf die Stützringe.</p>	
<p>7. Die Dichtung wird montiert, indem man zuerst die Labyrinthdichtung (Wellenseite) auf den Durchmesser 75mm schiebt. Das Gegenstück der Labyrinthdichtung wird daraufhin mit zwölf M10x40 Schrauben montiert. Zwischen Dichtung und Gehäuse müssen die Laminumringe miteingeschraubt werden.</p>	

<p>8. Schrauben Sie die vier M20x120 Ankerschrauben in das Gehäuse. Befestigen Sie diese mit den dafür vorgesehenen Muttern. Verwenden Sie oben und unten Unterlegscheiben.</p>	
<p>9. Schieben Sie die Antriebswelle in die im Gehäuse vorgesehene Öffnung.</p>	
<p>10. Um die Welle auszurichten pressen Sie das Axiallager auf das kurze Ende der Welle auf, bis es am Gehäuseabsatz anschlägt. Der vorher in die Gehäusenut eingelegte Sicherungsstift soll in die Nut des Außenringes des Axiallagers passen und als Verdreh sicherung für denselben dienen.</p>	

<p>11. Bevor Sie das Zylinderrollenlager NU215 einbauen, müssen die beiden Distanzringe auf die Antriebswelle gebracht werden. Achten Sie darauf, dass die Nuten des größeren Distanzringes in Richtung Axiallager und nach oben zeigen, um den Ölfluss zu gewährleisten. Die Lage dieses Distanzringes wird durch einen Sicherungsstift sichergestellt, den Sie nach der Platzierung des Distanzringes in die dafür vorgesehene Bohrung stecken. Den anderen, kleineren Distanzring können Sie ebenso auf diese Seite der Welle bis zum Axiallager aufschieben.</p>	
<p>12. Das Zylinderrollenlager NU215 kann nun, wie im Bild zu sehen ist, eingebaut werden.</p>	
<p>13. Schrauben Sie mit drei M8x20 Schrauben die Lagersicherung auf die Antriebswelle fest. Ziehen Sie die Schrauben mit einem Anziehdrehmoment von 32 Nm fest.</p>	

<p>14. Schrauben Sie den Deckel der Antriebswelle mit acht M10x40 Schrauben mit einem Anziehdrehmoment von 32 Nm fest.</p>	
<p>15. Das Lager NU2215 wird auf der anderen Seite des Ritzels aufgepresst. Genau wie das Axiallager muss es innen am Gehäuse anschlagen.</p>	
<p>16. Montieren Sie auf die Antriebswelle auf die Seite des eben eingebauten Lagers die Dichtung. Gehen Sie dabei vor, wie bei der Montage der Dichtung auf der Abtriebswelle.</p>	
<p>17. Nach dem Einbau wird die Drehmomentstütze angeschraubt. Hierzu verwenden Sie die M20x120 Schrauben. Stecken Sie die Schrauben durch die Bolzen und die Anbindung der Drehmomentstütze. Befestigen Sie diese mit den dafür vorgesehenen Muttern. Verwenden Sie oben und unten Unterlegscheiben.</p>	
<p>18. Das Ölschauglas wird von Hand angedrückt, eventuell mit Hilfe einer Zwischenlage mit dem Hammer eingeschlagen.</p>	

19. Neben dem Ölschauglas wird ein Magnetstopfen eingeschraubt.		
20. Schrauben Sie den Öleinflussdeckel an.		
21. Schrauben Sie als letzten Schritt das Entlüftungsschraube auf die Oberseite des Gehäuses.		

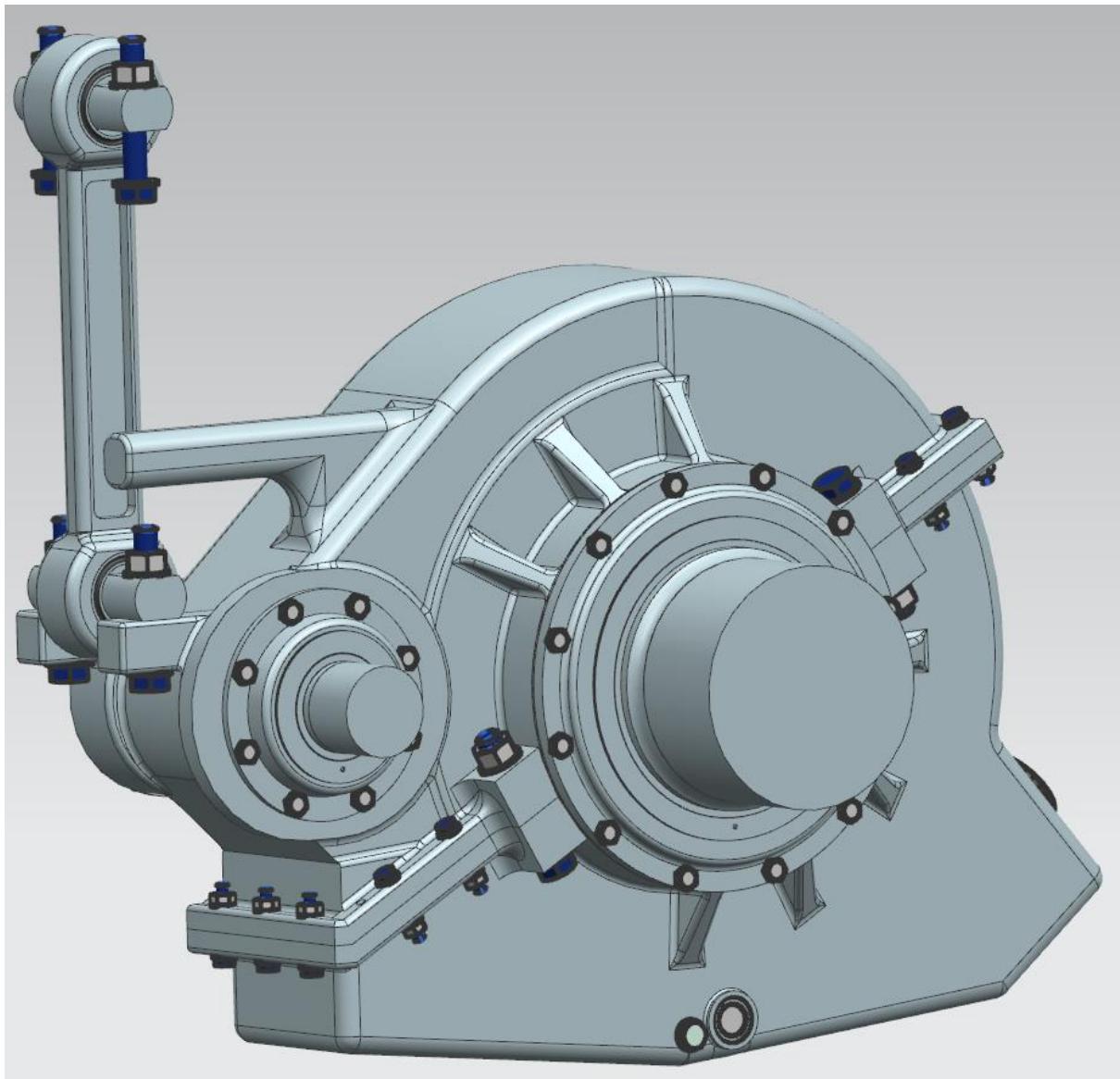
### 8.3 Demontageanleitung

Die Demontage erfolgt in umgekehrter Reihenfolge zur Montageanleitung. Verwenden Sie zur Demontage der Kugellager eine geeignete Demontagevorrichtung.

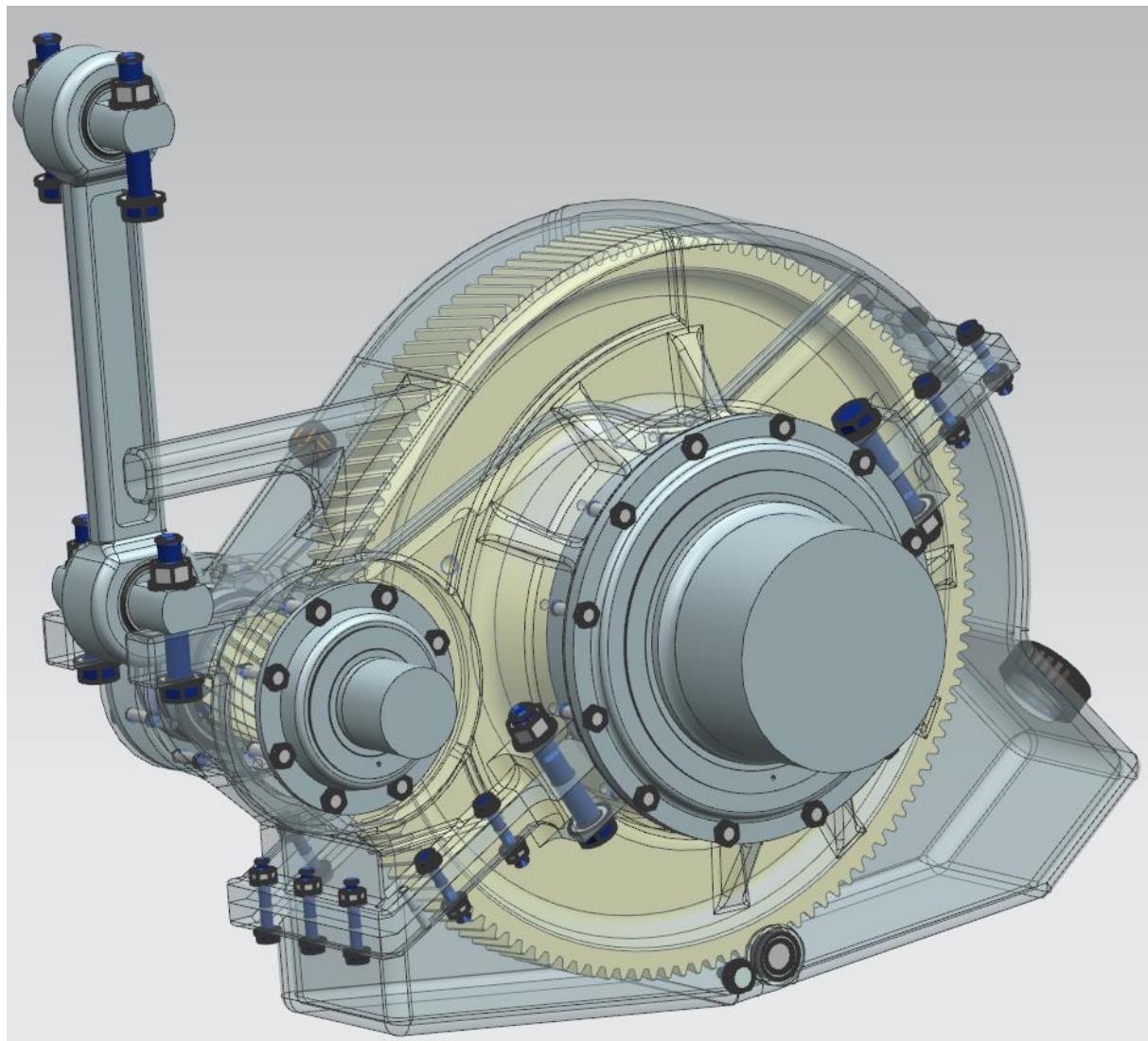
## 9 Visualisierung

### 9.1 Gesamtansicht

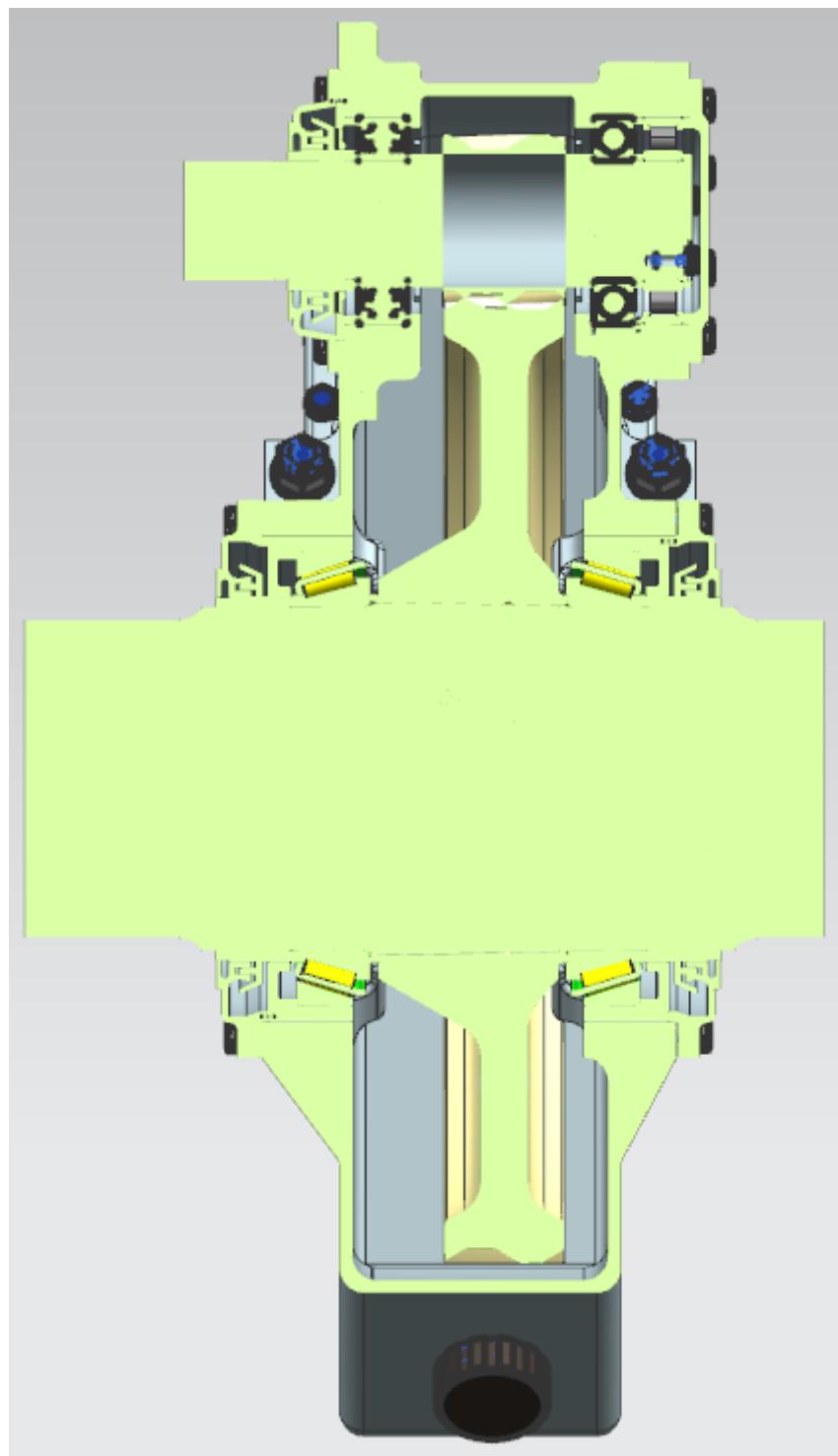
Das Schienenfahrzeugachsgetriebe wurde mithilfe eines CAD- Systems wie folgt visualisiert.



**Abbildung 44: Getriebe von der Motorseite**



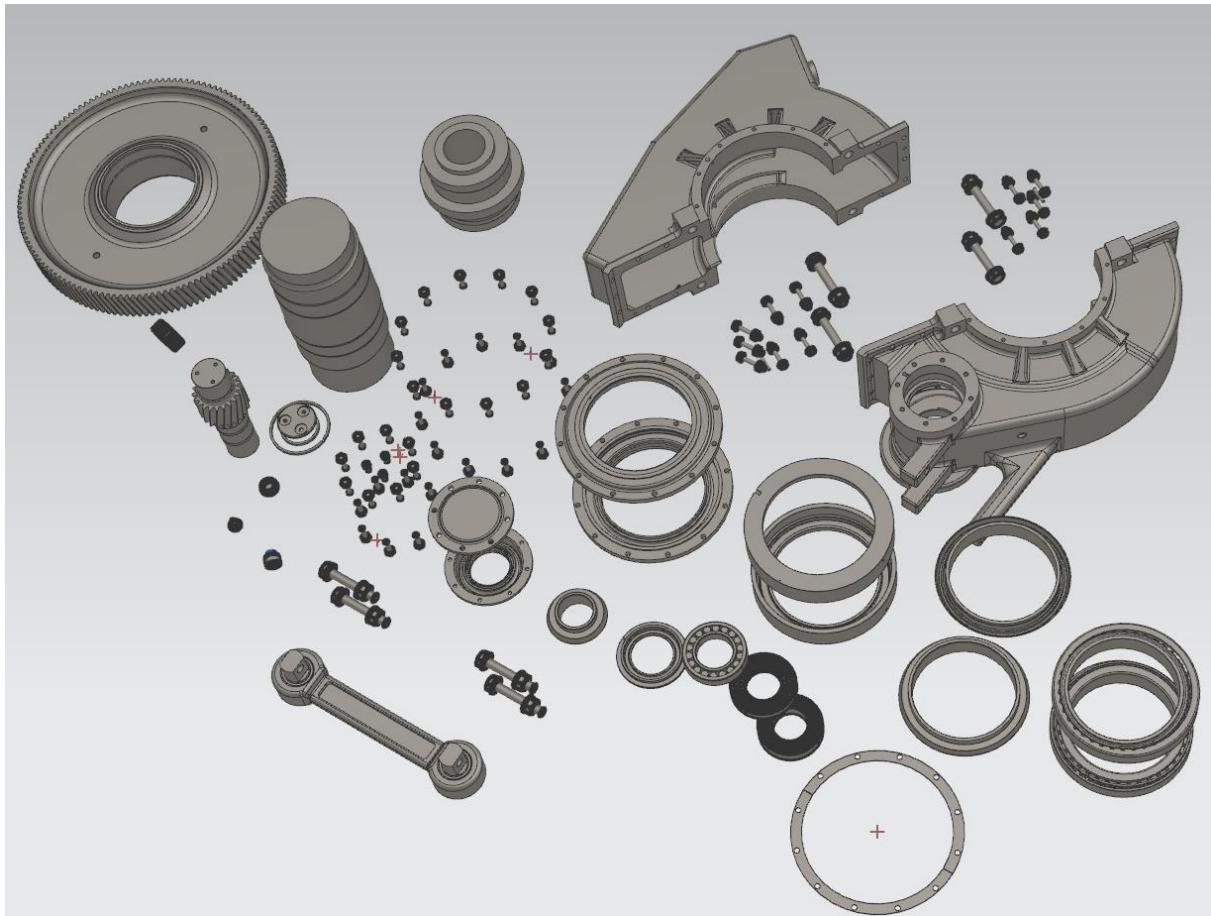
**Abbildung 45: Getriebe mit transparentem Gehäuse**



**Abbildung 46: Schnitt durch beide Wellen**

## 9.2 Explosionsansicht

In der Explosionsansicht sind alle Komponenten der Baugruppe zu sehen. Sie soll den Gesamtzusammenbau verständlicher machen.



**Abbildung 47: Explosionsansicht**

## 10 Literaturverzeichnis

- [1] Gomeringer, Roland u. a.: Tabellenbuch Metall, 47. Auflage, Haan-Gruiten 2017
- [2] Decker, Karl-Heinz: Decker Maschinenelemente: Funktion, Gestaltung und Berechnung, 20. Auflage, München 2018
- [3] Decker, Karl-Heinz: Tabellen und Diagramme, 19. Auflage, München 2014
- [4] Decker, Karl-Heinz: Formeln, 7. Auflage, München 2014
- [5] Schaeffler: Wälzlager - Technische Grundlagen und Produktdaten zur Gestaltung von Wälzlagern, o.O. 2017
- [6] Niemann, Gustav und Winter, Hans: Maschinenelemente Band 2: Getriebe allgemein, Zahnradgetriebe - Grundlagen, Stirnradgetriebe, 2. Auflage, Berlin Heidelberg 2003

## 11 Tabellenverzeichnis

- Tabelle 1: Mögliche Verzahnungsdaten ..... 10
- Tabelle 2: Zur Auswahl stehende Varianten..... 11
- Tabelle 3: Vergleich der Haftkräfte für einen Querpressverband und einen Kegelpressverband ..... 22

## 12 Abbildungsverzeichnis

• Abbildung 1: Ausschnitt aus dem Kisssoft-Protokoll, Profilverschiebung .....	12
• Abbildung 2: Ausschnitt aus KissSoft-Protokoll, Sicherheiten .....	12
• Abbildung 3: Querpressverband Bereich 1.....	16
• Abbildung 4: Querpressverband Bereich 3.....	17
• Abbildung 5: Querpressverband Bereich 5.....	18
• Abbildung 6: Kegelverhältnis .....	21
• Abbildung 7: Ermittlung der Gewichtskraft.....	23
• Abbildung 8: Kräfte in Radialrichtung an der Antriebswelle .....	24
• Abbildung 9: Kräfte in Tangentialrichtung.....	25
• Abbildung 10: Drucklinien der Timkenlager .....	30
• Abbildung 11: Labyrinthdichtung der Abtriebsseite .....	33
• Abbildung 12: Eingebaute Labyrinthdichtung auf der Abtriebsseite .....	34
• Abbildung 13: Labyrinthdichtung der Antriebsseite .....	35
• Abbildung 14: Eingebaute Labyrinthdichtung der Antriebsseite .....	35
• Abbildung 15: 3D-Druck der Labyrinthdichtung der Antriebsseite .....	36
• Abbildung 16: Regenrinne an der Antriebsdichtung .....	37
• Abbildung 17: Entwässerung der Abtriebsdichtung, Schnittansicht.....	37
• Abbildung 18:Entwässerung der Abtriebsdichtung .....	38
• Abbildung 19: Lochkreis – Ölzufluhr.....	39
• Abbildung 20: Ölschauglas GN 542 .....	41
• Abbildung 21: Zukaufteil Einfülldeckel.....	42
• Abbildung 22: Ölrienen Motorseite (innen) .....	43
• Abbildung 23: Ölrienen Laufradseite (außen).....	43
• Abbildung 24: Ölzufluhr Abtriebslager.....	44
• Abbildung 25: Ölzufluhr Antrieb.....	45
• Abbildung 26: Ölrienen für Anfangsschmierung .....	45
• Abbildung 27: Ölabfuhr Abtriebslager.....	46
• Abbildung 28: Ovaler Flansch - Variable Achsabstände .....	51
• Abbildung 29: Teilung im 30° Winkel.....	53
• Abbildung 30: Fertig geteiltes Gehäuse .....	53

• Abbildung 31: Sicherungsstifte am Flansch .....	54
• Abbildung 32: Größte Räder bei größtem Achsabstand.....	56
• Abbildung 33: Größtes Rad oben .....	57
• Abbildung 34: Größtes Rad unten .....	57
• Abbildung 35: Größtes Ritzel.....	58
• Abbildung 36: Bodenfreiheit .....	59
• Abbildung 37: Winkel an der Gehäuseunterkante .....	60
• Abbildung 38: Bolzen Drehmomentstütze .....	62
• Abbildung 39: Silentbuchse .....	63
• Abbildung 40: Funktionsweise Silentbuchse .....	63
• Abbildung 41: Kollisionskontrolle Drehmomentstütze.....	64
• Abbildung 42: Anschlussmaße .....	65
• Abbildung 43: Zugräder .....	66
• Abbildung 44: Getriebe von der Motorseite .....	73
• Abbildung 45: Getriebe mit transparentem Gehäuse .....	74
• Abbildung 46: Schnitt durch beide Wellen.....	75
• Abbildung 47: Explosionsansicht.....	76

## Konstruktionsentwurf im Fach Konstruktionslehre

4. Studienhalbjahr TM2018

### Berechnung und Konstruktion eines Schienenfahrzeugachsgesetriebes

#### A) Aufgabestellung

- Nach den Vorgaben des Pflichtenheftes ist ein einstufiges Schienenfahrzeugachsgesetriebe zu berechnen und zu konstruieren, das Teil einer Getriebereihe ist.
- Sie sollen eine Variante dieser Reihe mit folgenden individuell vorgegebenen Getriebegrößen bearbeiten: **Zähnezahlverhältnis u**, **Achsabstand a**, **Auslegungsmoment am Abtrieb  $T_{AuslAb}$** . Aus diesen Angaben sind alle anderen Geometriegrößen (s. Anlage Variantenliste) zu ermitteln.
- Die Anordnung der Getriebeteile ist dem beigelegten Horizontalschnitt und dem Foto zu entnehmen. Auf der motorabgewandten Seite auf der Abtriebswelle befindet sich das Laufrad in unmittelbarer Getriebenähe. Der Laufradsitz - ein größerer, bearbeiteter, zylindrischer Abschnitt - ist auf dem Foto gut sichtbar.
- Für alle Übersetzungsvarianten soll ein einziger, geeigneter Gehäuserohling verwendet werden. **Daher sollen das größte Ritzel und das größte Rad aller Varianten kombiniert mit dem größten Achsabstand** in das Gehäuse hineinpassen. Die Wellenbohrungen werden nach dem jeweiligen Achsabstand gebohrt, die Lage der Abtriebswellenbohrung soll ortsfest sein. Im Bereich vom Ritzellager wird die Gehäusewand nicht kreisförmig, sondern oval verstärkt. Diese Bohrung wird nach dem geforderten Achsabstand gebohrt.
- Die „Richtlinien und Hinweise für die formale Ausführung von Bachelorarbeiten“ sind zu beachten.
- Alle Daten - auch von verwendeten Kaufteilen -, bzw. Berechnungen und Zeichnungen sind **im jeweiligen Originalformat aufgrund der Kontrollmöglichkeit mit der entsprechenden Software und in einem allgemein lesbaren Format wie \*.pdf, \*.tif, \*.jpg usw. 2 x auf CD bzw. 1 x in Papierform abzugeben**.
- Berechnungen sollten mit der Software „KISSsoft“ (Nachrechnung) oder den Excel-Blättern (Vordimensionierung) von ME Decker (Software zum Buch) durchgeführt werden. Es ist jedoch aus Zeitgründen empfohlen, mit KISSsoft zu arbeiten.
- Alle Teilaufgaben sind nach Bearbeitung durch eine zweite Person zu prüfen und gegenzuzeichnen.

**1) Das Radpaar** besteht aus der Ritzelwelle und dem auf der Abtriebswelle aufgepressten Großrad. Das Ritzel ist aus Platzgründen auf die Welle aufgeschnitten. Mit dem Excel-Blatt 22-zahn10.xls (kann wie alle anderen Berechnungen auch in KISSsoft durchgeführt werden) werden die Leistungsdaten zur Dimensionierung der Verzahnungsgeometrie bestimmt. Zunächst müssen passende Zähnezahlen und ein passender Modul gefunden werden, anschließend wird die Profilverschiebung für den gegebenen Achsabstand aufgeteilt. Dazu gibt es 2 Möglichkeiten: a) Manuelle Aufteilung nach Diagramm s. Stuttgarter Skript (S.22-34), Lehrbuch Niemann/Winter oder Roloff/Matek, b) automatische Aufteilung nach DIN 3992 (Formel in Roloff/Matek (21.33) s. Skriptzusatzseite 10-20g)) auf gleiches spezifisches Gleiten an den Zahnußen. Sie können frei entscheiden, nach welcher Methode Sie die Profilverschiebung aufteilen möchten. Es ist jedoch einfacher mit der automatischen Aufteilung b) zu beginnen. Sollte dies nicht zur gewünschten Tragfähigkeit führen, können Sie immer noch manuell mit dem Diagramm die Profilverschiebung neu aufteilen oder die Zahnbreite geringfügig erhöhen. Mit den Excel-Blättern 22-zahnrad70.xls und 22-zahnrad80.xls von ME Decker können die Zahnußfestigkeit und die Grübchentragfähigkeit berechnet werden. **Bitte achten Sie ganz besonders auf die Leistungsangaben (s. 22-zahnrad10.xls) und auf die Breitenlastfaktoren!** Die Verzahnungen sind mit den angegebenen Mindestsicherheiten unter Berücksichtigung des Anwendungsfaktors dauerfest auszulegen.

**2) Die Antriebslagerung** nimmt die radialen und axialen Kräfte getrennt auf. Das Vierpunktllager (QJ2...) ist daher radial beweglich zu gestalten, was im ausgeteilten Horizontalschnitt auf dem dargestellten Detail (Lager mit Distanzscheibe) deutlich zu erkennen ist. Der Bohrungsdurchmesser ist lokal größer als der Außendurchmesser des Vierpunktllagers. Dadurch kann dieses Lager nicht radial belastet werden. Die dynamische äquivalente Belastung für dieses Lager wird daher nach folgender Formel berechnet:  $P = 1,07 \times F_a$ . Ermitteln Sie die Auflagerkräfte und berechnen Sie die Lebensdauer der einzelnen Antriebslager mit den Rechengrößen des Pflichtenheftes. Für die Radiallager ist für beide Fahrtrichtungen mit 50 zu 50 % Zeitanteilen zu rechnen. Anschließend sollen die Einzellebensdauer der Lager nach der Formel  $L_{10h,ges} = 100000 / (50 / L_{10h,vorw} + 50 / L_{10h,rückw})$ ;  $L_{vorw / rückw}$  in [1000 Stunden] summiert werden. Das Vierpunktllager trägt in beiden Fahrtrichtungen die gleiche Axialkraft. Die Abtriebslager müssen nicht nachgerechnet werden, weil sie wegen des großen erforderlichen Wellenquerschnitts überdimensioniert sind. Die Lebensdauer könnte auch mit dem Excel-Blatt 18-waelz10.xls gerechnet werden.

**3) Die Dichtungen** sind wegen der geforderten Getriebelebensdauer von 35 Jahren berührungslose Labyrinthdichtungen (Maße s. Pflichtenheft, Gestaltung s. Horizontalschnitt). Die mitdrehenden Ringe sollen mit einer leichten Presspassung gefügt werden.

**4) Legen Sie eine rein elastische Pressverbindung** des Großrades auf der Abtriebswelle mit den notwendigen Passungen für die kombinierte Belastung aus Torsionsmoment und Axialkraft aus, dieses könnte auch mit Hilfe des Excel-Blattes 09-pressv10.xls von ME Decker geschehen. Rechnen Sie anschließend die gewählte Geometrie nach; auch mit 09-pressv20.xls von ME Decker möglich. Berechnen Sie auch die notwendige Fügetemperaturdifferenz. Das gehärtete Großrad darf wegen Gefügeumwandlung nicht höher als 190°C erhitzt werden. Mit Trockeneis kann die Welle auf -78,5°C, mit flüssigem Stickstoff auf -196°C gekühlt werden. Sollte das Fügen mit Wärme nicht machbar sein, wird die Verbindung als ein Ölpressverband (Kegel 1:50) ausgeführt. Der maximal erzeugbare Ölfügedruck beträgt 3000 bar. Die ISO-Qualität der Fügebohrung ist 6, die von der Welle 5,  $R_t \approx R_z = 0,005$  für beide Fügefächern. Die Reibziffer gegen Rutschen ist 0,18. In der Nabenzentrale unterhalb des Steges ist im Falle einer Ölpressverbindung eine Ölverteillinienbreite von 6 mm vorzusehen, welche die Nutzbreite der Verbindung schmälert. Die Welle ist aus 25 CrMo4 mit einer Streckgrenze von 400 MPa, die voll ausgenutzt werden darf. Die Nabe hat eine Streckgrenze 750 MPa, die nur max. auf 90% ausgenutzt

werden soll. Für die Berechnung soll die Nabe in mehrere Abschnitte gleichen Außendurchmessers aufgeteilt werden. Im Bereich des Zahnrades soll der Fußkreis der Ersatzdurchmesser werden. Denken Sie daran, dass die Einführschrägen der Bohrung unter  $15^\circ$  an den beiden Stirnseiten die Nutzbreite der Pressverbindung schmälern. Unter Berücksichtigung des Anwendungsfaktors  $K_A$  und der Verzahnungsaixalkraft soll eine Haftsicherheit von 2 erreicht werden. Für den Fall „worst case“ (kurzzeitige Überlastung durch 2-poligen Kurzschluss des E-Motors) kann ein geringes Durchrutschen in Kauf genommen werden, das aber nachgerechnet werden soll. Dessen Wahrscheinlichkeit ist sehr gering, weil ein Kurzschlussstoß nur von etwa 0,02 s Dauer ist und auch die Massenträgheiten Energie absorbieren.

**5) Die Schraubenverbindung der Drehmomentstütze** soll vollständig nach VDI-Richtlinie 2230 nachgerechnet werden (auch mit dem Excel-Blatt [10-schr100.xls](#) von ME Decker möglich). Es sollte auch kontrolliert werden, dass der Kurzschlussfall die Schraubenverbindung nicht zerstört. Die Schrauben verbinden die Drehmomentstütze (die Stütze sieht in Längsrichtung wie ein „Hundeknochen“ aus / an den verstärkten Enden sind Metall-Gummi-Elemente eingepresst --> ganz links im Schnitt dargestellt) mit dem Gehäuse. Am Gehäuse sind 2 Sechskantschrauben nach DIN EN 24014 mit Normalgewinde vorgesehen. Der Reibwert im Gewinde und unter dem Schraubekopf ist 0,12. Die angenommene Klemmlänge beträgt ca. 35 mm (Vierkantseitenlänge des anzuschraubenden Metallteils vom Metall-Gummi-Element), die angenommene Durchstecklänge im Gehäuse ist ca. 50 mm, Auflagenoberflächen ca. Rz 0,025, Anziehfaktor  $\alpha=1,4$ , Ausführung der Durchgangsbohrungen: mittel. Führen die hier getroffenen Annahmen nicht zu einer dauerfesten Schraubenverbindung, ändern Sie diese bis es passt.

Die Belastung für die Schrauben der Drehmomentstützenbefestigung ist folgendermaßen zu berechnen:

- a) Der Hebelarm ergibt sich aus dem Abstand von 136,5 mm zwischen Drehmomentstützenmitte und Ritzelmitte, dazu kommt noch der jeweilige Achsabstand a.
- b) Das abzustützende Gesamtmoment ist  $(i+1) \times$  Antriebsmoment.
- c) Aus Drehmoment und Hebelarm sollen die Kraftanteile für beide Schrauben berechnet werden.
- d) Ermittlung der Kraft für eine Schraube
- e) Die mittlere statische Kraft ergibt sich aus dem Auslegungs-Nenndrehmoment  $\times$  Anwendungsfaktor  $K_A$ . Die größte Kraft ergibt sich aus dem Moment des „worst case“ (2-poliger Kurzschluss des E-Motors). Diese dyn. Vorgänge sollen als Schwingbelastung angesehen werden.

## **6) Gestaltung des Gehäuses im Bereich der Drehmomentstützenanbindung**

Infolge der halbabgefederten Aufhängung des Getriebes einerseits auf der Abtriebsachse und zum anderen durch die obere Anbindung der Drehmomentstütze im Drehgestell findet im Betrieb eine ständige Pendelbewegung der Getriebeeinheit in der Vertikalebene statt. Der Drehmittelpunkt für das Getriebe ist die Abtriebsachsmitte. Die üblichen Primärfederwege des Drehgestells in 2 Raumrichtungen (außer quer zur Fahrzeuglängsachse) ergeben eine Auslenkung von  $\pm 3^\circ$  um die Horizontale. Damit wird die Drehmomentstütze relativ zum Gehäuse ebenfalls um  $\pm 3^\circ$  näher hin oder weggeschwenkt. Bei einer Extremauslenkung von  $\pm 6^\circ$  soll die Drehmomentstütze nicht am Gehäuse anecken. Diese Freigängigkeit sollte mit CAD untersucht und geeignet dokumentiert werden.

## B) Pflichtenheft für das Schienenfahrzeugachsgetriebe:

### • Fahrzeugdaten:

- Max. Achslast: 15 - 17 t
- Raddurchmesser, neu (ohne Spurkranz): 860 mm
- Raddurchmesser, abgenutzt (ohne Spurkranz): 770 mm
- Getriebebodenfreiheit (Gehäuseunterkante bei abgefahrenem Radreifen bis Schienenlauffläche): 62,5 mm
- Fahrzeughöchstgeschwindigkeit: 100 km/h
- Max. Motorantriebsdrehzahl: 3000 - 5000 1/min

### • Allgemeine Getriebedaten:

- Zentrale der Getriebereihe (Achsabstand): 340 – 345 – 350 – 352 – 360 mm
- Übersetzung der Getriebereihe: 6 – 7,6
- Übersetzungsabweichung vom Soll: +/- 1%
- Getriebewandstärke: 8 mm
- Min. Abstand Getriebewand-Zahnradkopfkreis: 5 mm
- Kein Inspektionsdeckel

### • Gussgehäusegestaltung:

- Gehäusewerkstoff: EN-GJS-500-7
- Ein Gehäuse für alle Achsabstände und Zahnbreiten vorsehen  
(das Getriebe im dargestellten, von oben betrachteten Horizontalschnitt hat einen Achsabstand von 345 mm,  
**größter Großraddurchmesser ca. 619 mm**)
- Möglichst geringe Getriebebreite anzustreben, Ölreservoir so breit wie möglich
- Alle Radiallager an der angegebenen Stelle im Horizontalschnitt vorsehen, d. h. Mitte Verzahnung bleibt bei unterschiedlichen Zahnbreiten erhalten.
- Seitlicher Abstand zwischen Lager und Verzahnung ca. 10 mm
- Allgemeine Gehäusewandstärke 8 mm
- Gehäuseteilung: schräg geteilt im Bereich des Abtriebs mit Flanschstärke 20 mm  
(wegen leichterer Ausbaumöglichkeit des Getriebes unter dem Fahrzeug)
- Waagrechte innere Ölleitungskanäle für die Lagerschmierung
- Kein Kollisionsschutz am Gehäuse oben
- Anguss für Ölschauglas am Gehäuse vorzusehen
- Öleinfüllung: Überlaufhöhe variiert bei unterschiedlichen Übersetzungen!
- Drehmomentstütze möglichst nahe am Ritzelgehäuse  
(**größter Ritzelkopfdurchmesser ca. 127 mm**) vorbei, Anschraubhöhe für KE 4 auf einer bestimmten Höhe vorzusehen; seitliche Lage s. Horizontalschnitt
- Notfang in der Nähe der Drehmomentstützenaufnahme auf einer Seite auszubilden
- Verwendung von möglichst gleichartigen Schrauben für Lagerdeckel und Teilfläche beachten!  
Empfehlung: M10 oder M12, 8.8 gleicher Länge
- Schraubenteilung für die Teilfläche ca. 8 x Schraubendurchmesser wegen Dichtheit, im Bereich der Abtriebslager (so nah wie möglich am Lageraußendurchmesser vorbei) ca. je 2 x M16 für die Lagerkraftaufnahme in der Teilfläche

• **Labyrinthdichtungsgestaltung:**

s. Horizontalschnitt, radiale Spalthöhe 0,3 mm; min. Axialspalt ca. 3 mm

• **Verzahnungsdaten:**

- Evolventenverzahnungsprofil nach DIN 867
- Mindestzähnezahl des Ritzels 14
- Modul  $m_n$  4 – 4,5 – 5 – 5,5 – 6
- Teilschrägungswinkel 11 – 12 – 13 – 14 – 15°
- Schrägungssinn des Ritzels rechts
- Schrägungssinn des Rades links
- Zahnradbreite: 65 – 70 – 75 – 80 mm
- Breitenverhältnis zum Ritzeldurchmesser  $b/d_1 = 0,6 – 1,05$
- Breiten-Modulverhältnis  $b_1/m$  11,8 – 20
- Profilverschiebungsfaktorensumme 0 - 1,5 (1,8)
- Auslegungs-Nennmoment am Abtrieb Auslegungsmoment /  $K_A$  lt. Variantenliste Nm
- Max. statisches Abtriebsmoment 2,5 x Auslegungsmoment lt. Variantenliste Nm („worst case“)
- Anwendungsfaktor nach DIN 3990  $K_A = 2$  (somit  $\eta=1$  rechnen)
- Wechsellaufzeitfaktor nach DIN 3990  $Y_A = 0,85$
- Breitenlastverteilungsfaktor nach DIN 3990  $K_{HB} = 1,1; K_{FB} = 1,07$
- Dynamikfaktor nach DIN 3990  $K_V = 1$  für  $n_1 = 300$  1/min
- Stirnfaktor nach DIN 3990  $K_{Fa} = K_{Ha} = 1$
- Grübchensicherheit nach DIN 3990  $S_H \min = 1,0$
- Zahnußsicherheit nach DIN 3990  $S_F \min = 1,1$
- Zahnkopfhöhenfaktor  $h_{ap} \max^* = 1$  (1,068 für leichte Hochverzahnung mit höherer Profilüberdeckung und durch KISSsoft nachgerechnet)
- Kopfspielfaktor  $c^* \min = 0,2$
- Zahnkopfdickenfaktor  $S_{an}^* \min = 0,35$
- Flankenrauheit  $R_a = 0,0008$  mm
- Fußrauheit  $R_a = 0,0032$  mm
- Zahnradqualität nach DIN 3961 6
- Achsabstandstoleranz nach DIN 3964 js 7
- Zahndickentoleranzreihe nach DIN 3967 e26
- Zahnradwerkstoff: 18CrNiMo7-6 (1.6587) mit  $\sigma_F \lim = 500$  MPa,  $\sigma_H \lim = 1510$  MPa  
einsatzgehärtet auf 740 HV +/- 20 HV Kernhärte 400 HV und geschliffen
- Einsatzhärtetiefe nach dem Schleifen der Flanken  $0,15 … 0,2 \times m_n$
- E-Modul 210 GPa
- Öl: SHC 75W90 GL5 mit Sumpftemperatur = 90°C; tauchgeschmiert  
( $\nu_{40^\circ C} = 108$  cSt;  $\nu_{100^\circ C} = 15,5$  cSt);  $p_{15^\circ C} = 0,892$  kg/m³

• **Lager:**

- Antrieblagerdurchmesser NJ2.. oder NU22..: 70 – 75 – 80 mm / Reihe 2  
( $C_{dyn}=140 / 154 / 165$  kN) oder Reihe 22 ( $C_{dyn}=184 / 191 / 220$  kN), Angaben in Reihenfolge der Bohrungsdurchmesser

- Antriebslagerdurchmesser QJ2..: 70 – 75 – 80 mm mit  $C_{dyn\ rad} = 118 / 125 / 132 \text{ kN}$
- Wahl der Antriebslagerungsvarianten zwischen: NU + QJ/NU, NJ + QJ/NU oder NJ/NJ bzw. 2 x Kegelrollenlagern:
  - NJ-Lager nur als Verliersicherung des Innenringes denkbar
  - NJ-Lager als Axiallager wegen hoher axialer Zahnkraft nicht geeignet, daher keine Option für das im Horizontalschnitt dargestellte Getriebe
- Abtriebslagertyp: TIMKEN LM742710 / LM742747
- Aus Kosten- und Platzgründen eventuell Verzicht auf Verdreh sicherungsstift des Vierpunkt lageraußenrings (Praxiserprobung notwendig); Unter Umständen aus Kostengründen Verzicht auf Stützring und auf Distanzringe zwischen den Lagern (wie im Gesamtschnitt dargestellt) → ABER: Die Ölzufluss muss trotzdem zwischen den Lagern erfolgen (wie in der Einzelheit dargestellt)!
- Die Lagerlebensdauer ist für alle Ritzellager nach der vereinfachten (ohne Kollektivrechnung) X-Y-Methode durchzurechnen. Die Berechnungen sind mit folgenden Angaben durchzuführen: **Rechenmoment am Antrieb von 920 Nm für Lagerdurchmesser 80 mm und 790 Nm für Lagerdurchmesser 75 und 70 mm bei 50% von  $n_{1\ max}$** , die sich bei mittlerem Laufraddurchmesser bei maximaler Fahrzeuggeschwindigkeit ergibt. Soweit es möglich ist, sollte eine rechnerische Lebensdauer von 3,2 Mio. km bei 10% Ausfallwahrscheinlichkeit erreicht werden.

• **Kupplung**

- Antriebskupplungsart: Bogenzahnkupplung
- Abtriebskupplungsart: Großrad direkt auf Abtriebswelle befestigt

- **Antriebszapfen** mit Kegel 1:50, etwa gleich lang oder etwas länger (um 10 – 20%) als der Lagerinnendurchmesser

### C) Abzugebende Unterlagen

#### C1) Zum 1. Testat bzw. in der Konstruktionsmappe zur Endabgabe

**Detaillierte Handzeichnung sowie Dimensionierungsberechnungen nach dem Vorlesungsstoff (bis 3 Tage vor der Abgabe):**

- Erster Entwurf als Handzeichnung mit Hauptdimensionen und allen notwendigen Ansichten und Schnitten im Maßstab 1:1 auf kariertem oder Millimeterpapier und den erforderlichen Einzelheiten
- Diese Handzeichnung (ca. 2 x DIN A3 Seiten) muss im 1. Testat in ordentlicher Qualität vorgelegt werden, sonst wird die Endnote schlechter als 2,0.

#### C2) Zum 2. Testat bzw. in der Konstruktionsmappe zur Endabgabe

##### 1) CAD-Zeichnung mit integrierter Stückliste bestehend aus:

- Umrisszeichnung mit allen erforderlichen Ansichten, Anschluss- und Außenmaßen
- Horizontalschnitt durch das Ritzel und Schnitt durch die Teilebene des Abtriebs und mit Zahnrad - und Funktionsmaßen bzw. den Positionsnummern für die Stückliste
- Hauptabmessungen,
- Funktionsabmessungen
- Passungen und alle notwendigen Toleranzarten mit Toleranzwerten
- Funktionsgerechte Oberflächenangaben
- Schraubenanziehmomente lediglich nach Tabelle

## **2) Vollständige Berechnungen mit Excel und/oder KISSsoft**

### **3) Anleitungen, Erklärungen**

- Inhaltsverzeichnis der Mappe und Aufgabenstellung im Original
- Eigenständigkeitserklärung aller Teammitglieder
- Erläuterungen zur Konstruktion
- Montage- und Demontageanleitung
- Aufgabenstellung als Checkliste umfunktioniert; Projektplan (wer macht was bis wann)

### **D) Abgabeform der Unterlagen**

#### **D1) Mappe in Papierform**

- Es soll wie ein ordentliches Angebot aussehen, und es wird **1 Exemplar** benötigt.
- Die normgerecht gefaltete Zeichnungen (kein Transparentpapier) sowie die schriftliche Ausarbeitung sind in einem Kunststoffschnellhefter im Format DIN A4 in Papierform abzugeben und

#### **D2) In elektronischer Form (CD/DVD)**

Alle Daten (auch von verwendeten Kaufteilen), Berechnungen (auch Handrechnungen), Zeichnungen und Skizzen sind auf einer CD/DVD in allgemein lesbaren Formaten (pdf, jpg, Word-Format, Txt-Format ...) mit abzugeben. Es werden **2 CD/DVD Exemplare** benötigt.

**Die äußere Form und die Art der Darstellung wird mit bewertet!**

### **E) Termine**

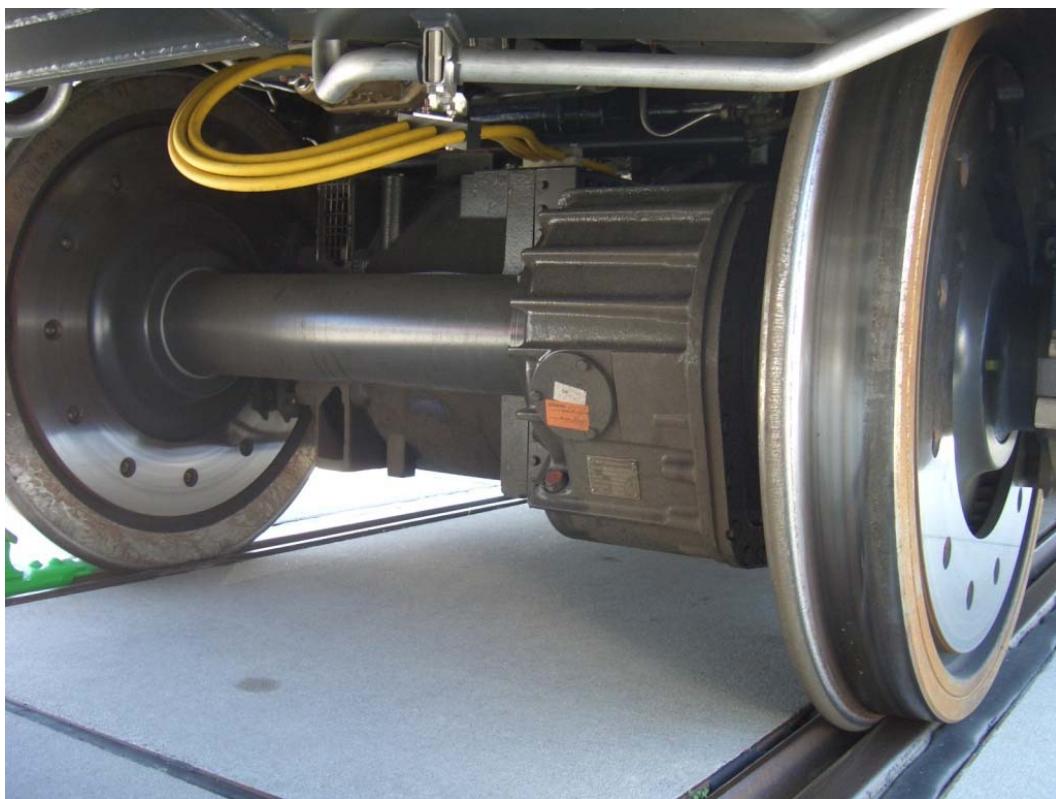
1. Skizzentestat mit vorhandenen Berechnungen **KW6**
2. Testat mit CAD-Zeichnung und vollständigen Berechnungen in **KW9**
3. **Spätester Abgabetermin: KW11**

### **F) Anlagen**

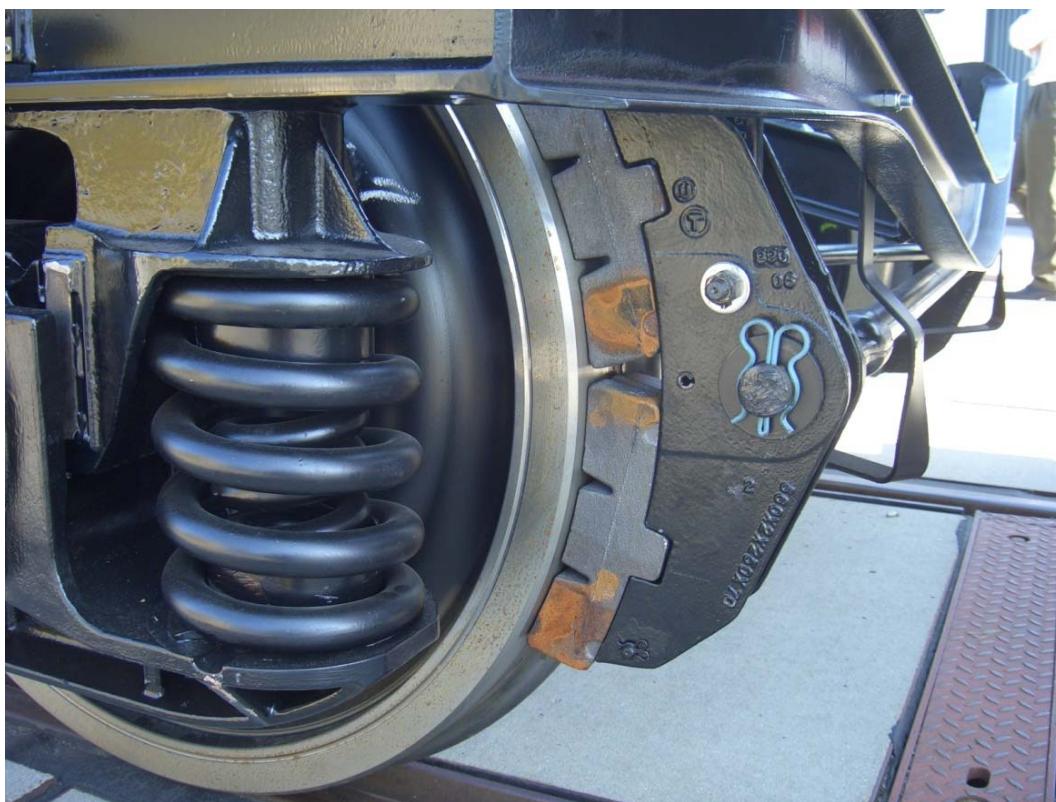
- Tabelle der individuellen Eingangsgrößen Horizontalschnitt ohne Teilflächendarstellung
- Maßblatt der Fa. TIMKEN für das Abtriebslager
- Diagramm für die manuelle Profilverschiebungsaufteilung (1x)

## G) Fotos in dieser Aufgabenstellung

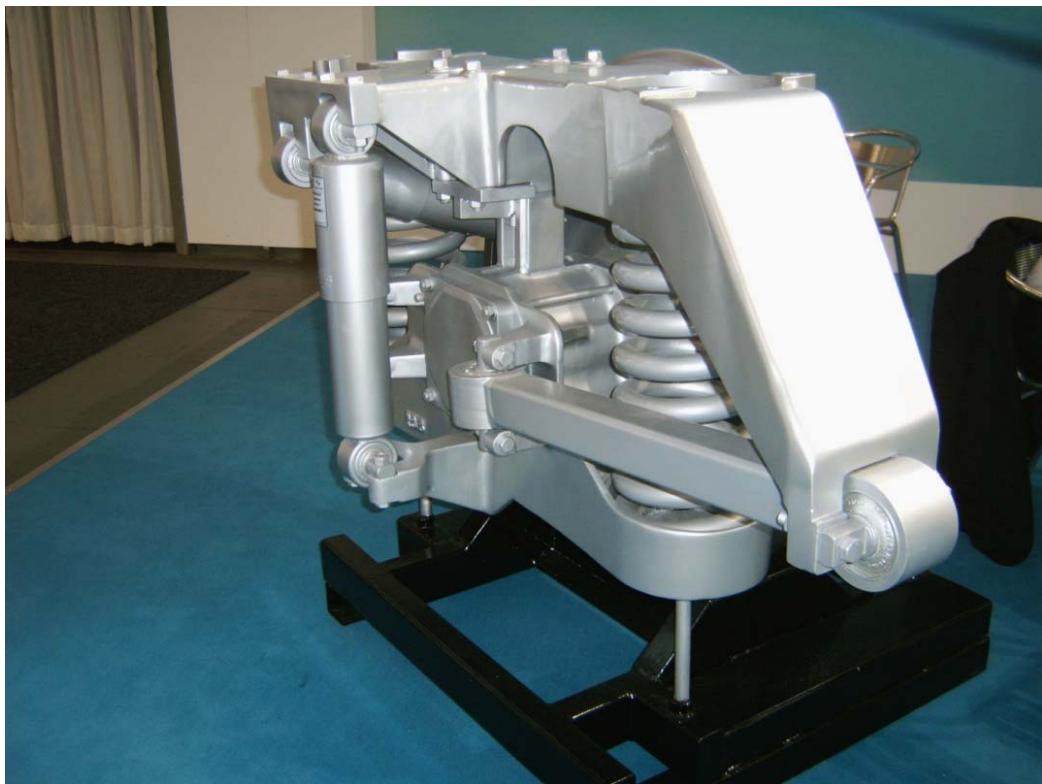
Einbaubeispiel des zu konstruierenden Achsgetriebes im Drehgestell



Primärfederung des Drehgestells, die über die Bogenzahnkupplung ausgeglichen wird:



Außen angeordnetes Radsatzlager für einen Einzelradantrieb, der die Zugkräfte für die translatorische Bewegung des Wagenkastens überträgt:

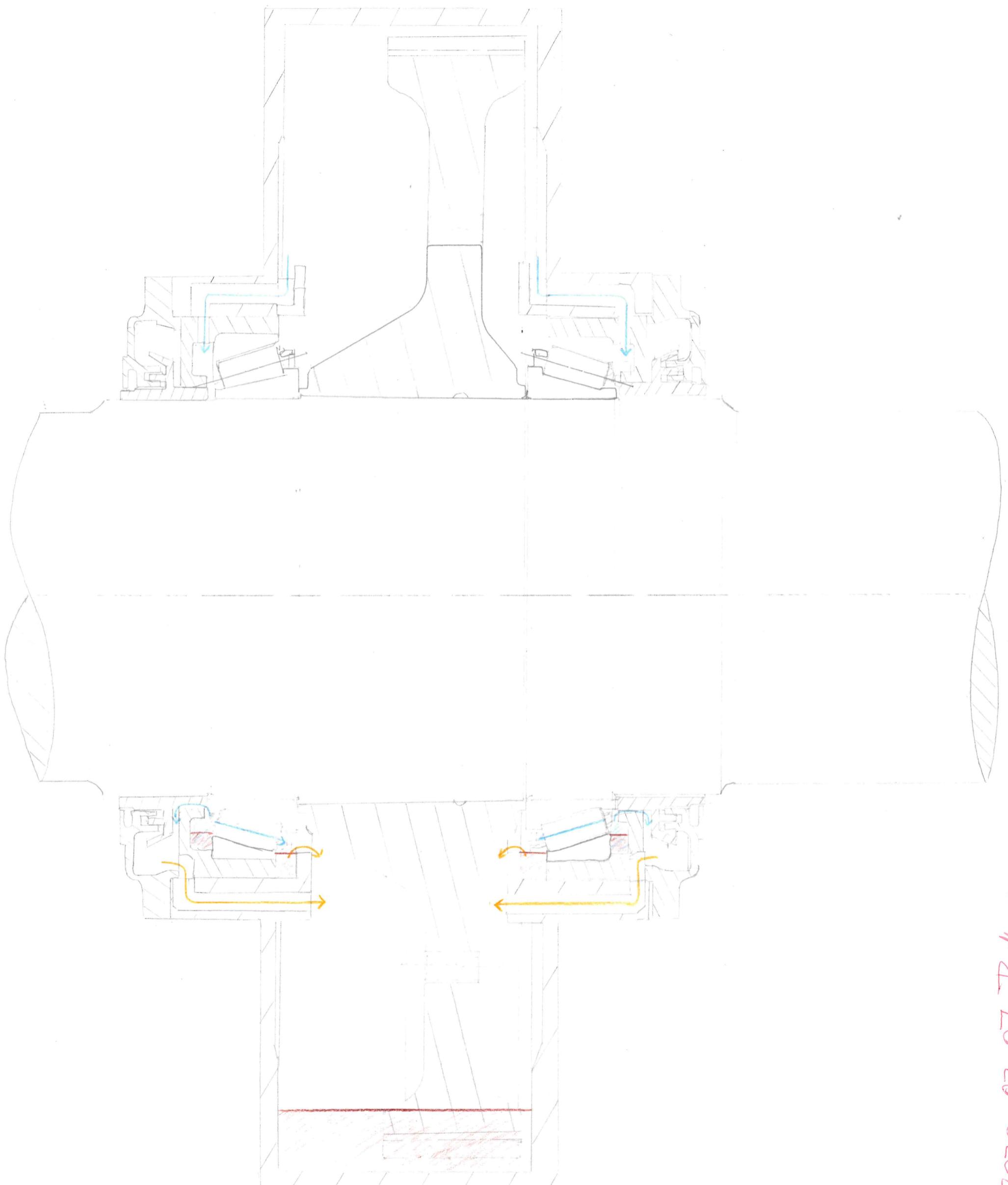


## Entwurf eines Getriebes

### Varianten der Aufgabenstellung

Variante Nr.	Zähnezahlverh. u	Zähnezahl z <sub>1</sub>	Zähnezahl z <sub>2</sub>	Achsabstand (mm)	Auslegungsmoment einschl. K <sub>A</sub> (Nm)
1	5,941			340	20800
2	6,167			340	21100
3	6,278			340	21800
4	6,350			340	21700
5	6,375			340	22800
6	5,947			345	22200
7	6,217			345	19500
8	6,278			345	23100
9	6,438			345	22100
10	6,438			345	23600
11	6,706			345	23200
12	6,053			350	22600
13	6,143			350	21600
14	6,190			350	23000
15	6,389			350	25200
16	6,350	20	127	350	20900
17	6,053			352	22700
18	6,105			352	22600
19	6,176			352	23800
20	6,286			352	22700
21	5,938			352	26100
22	6,118			352	26000
23	5,524			360	23100
24	5,609			360	20300
25	5,652			360	21600
26	5,526			360	26500
27	5,571			360	26600
28	5,526			360	28300
29	5,579			360	29200
30	6,350	20	127	345	24000
31	6,438			345	24600

Schnitt C

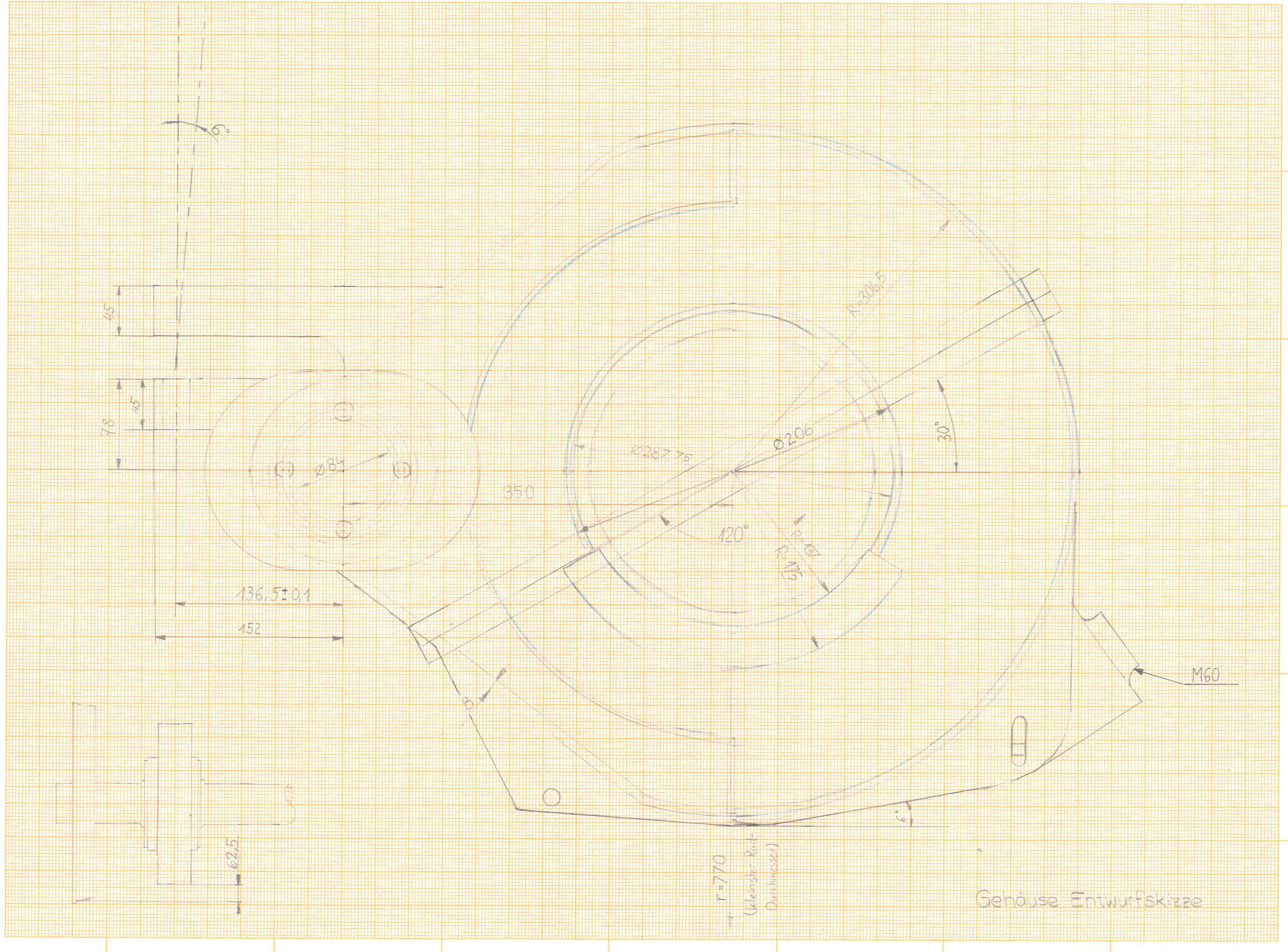


Ölführung Abtriebsseite

- stehendes Öl
- Ölzuflhr
- Ölabfuhr

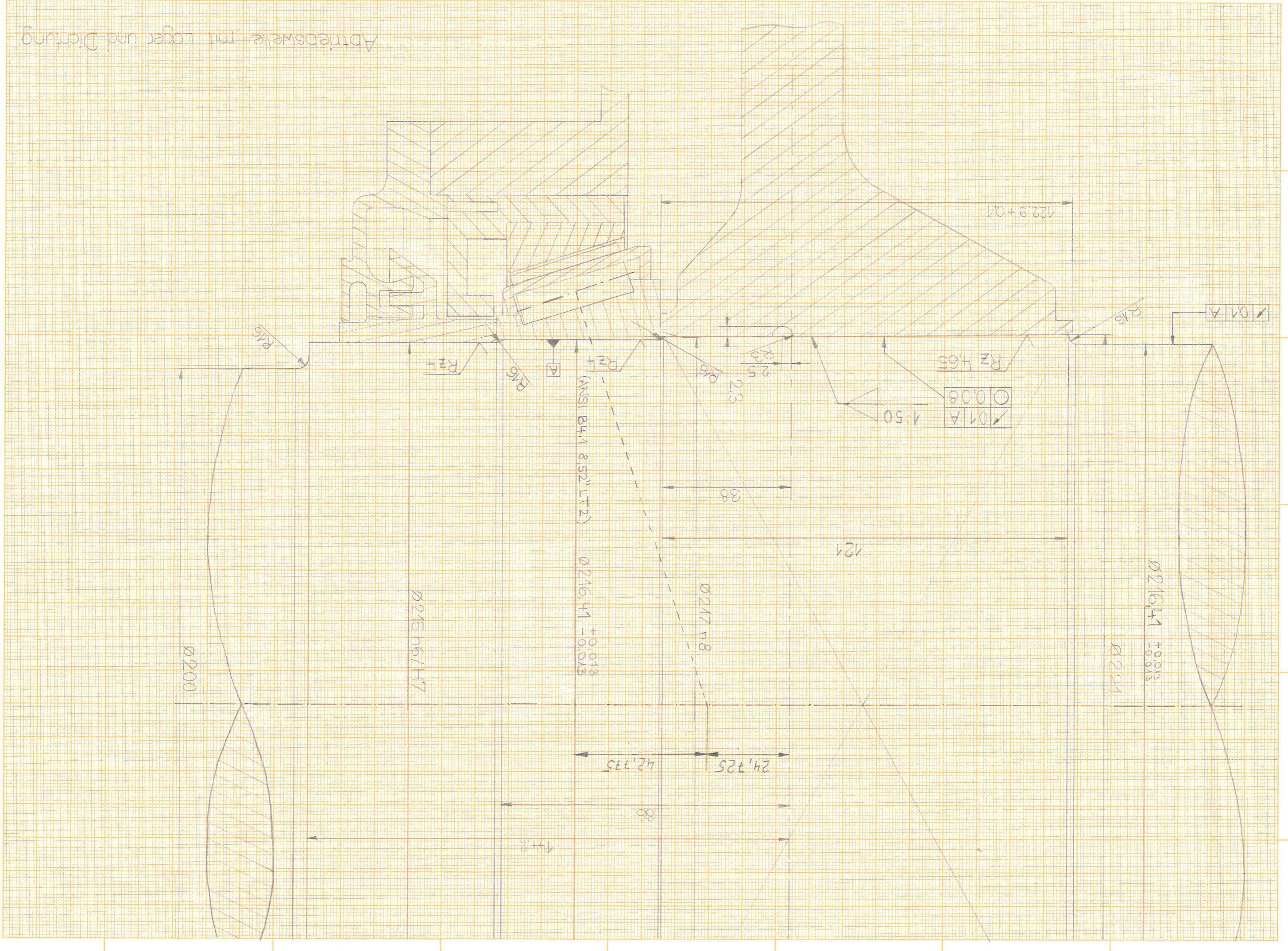
2020-02-07 Rotte 11a

2020-02-07 Page 3/9



2020-02-07 24:51:19

Achtriebswelle mit Lager und Dichtung

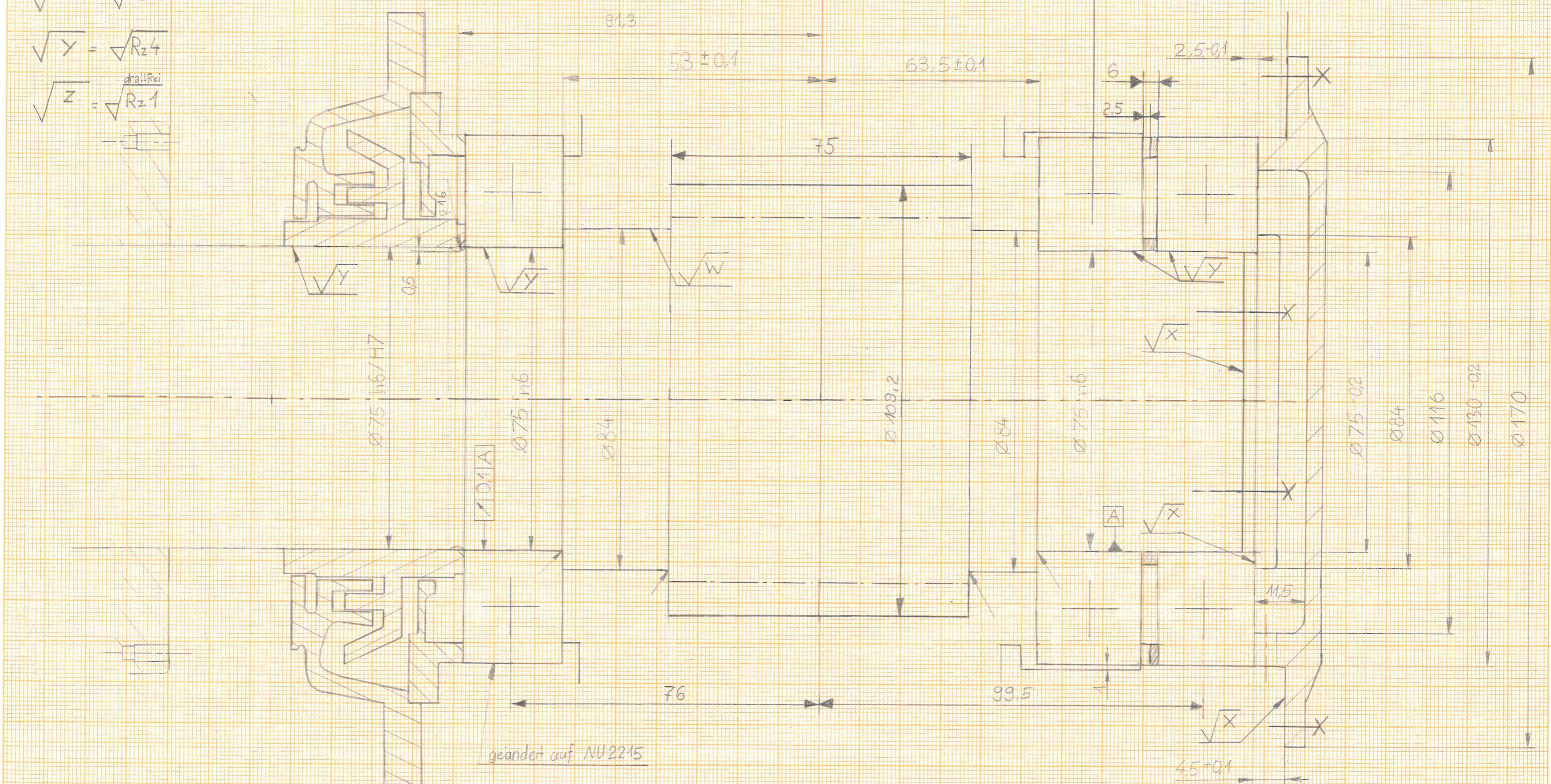


$$\sqrt{W} = \sqrt{Rz63}$$

$$\sqrt{x} = \sqrt{Rz16}$$

$$\sqrt{Y} = \sqrt{R_2 4}$$

$$\sqrt{z} = \sqrt{Rz} \cdot 1$$



Radialspalte = 0,3 mm

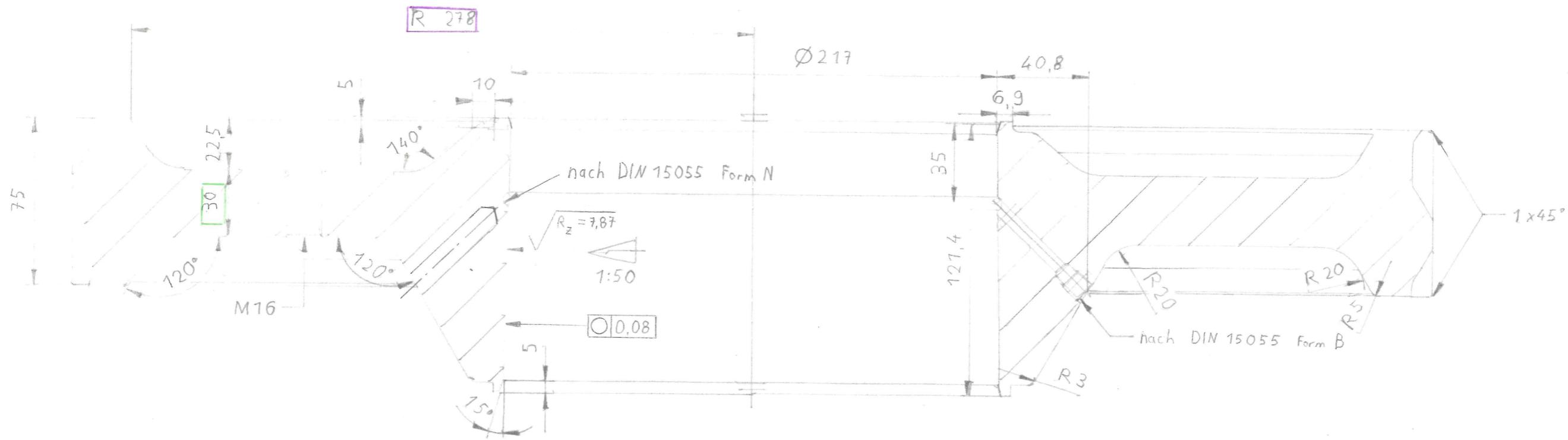
Axialspalte = 0,3 mm

alle unbemalten Radien = 1mm

## Antriebswellen mit Logern und Dichtung

2020-02-07 4/9

# Schnitt A

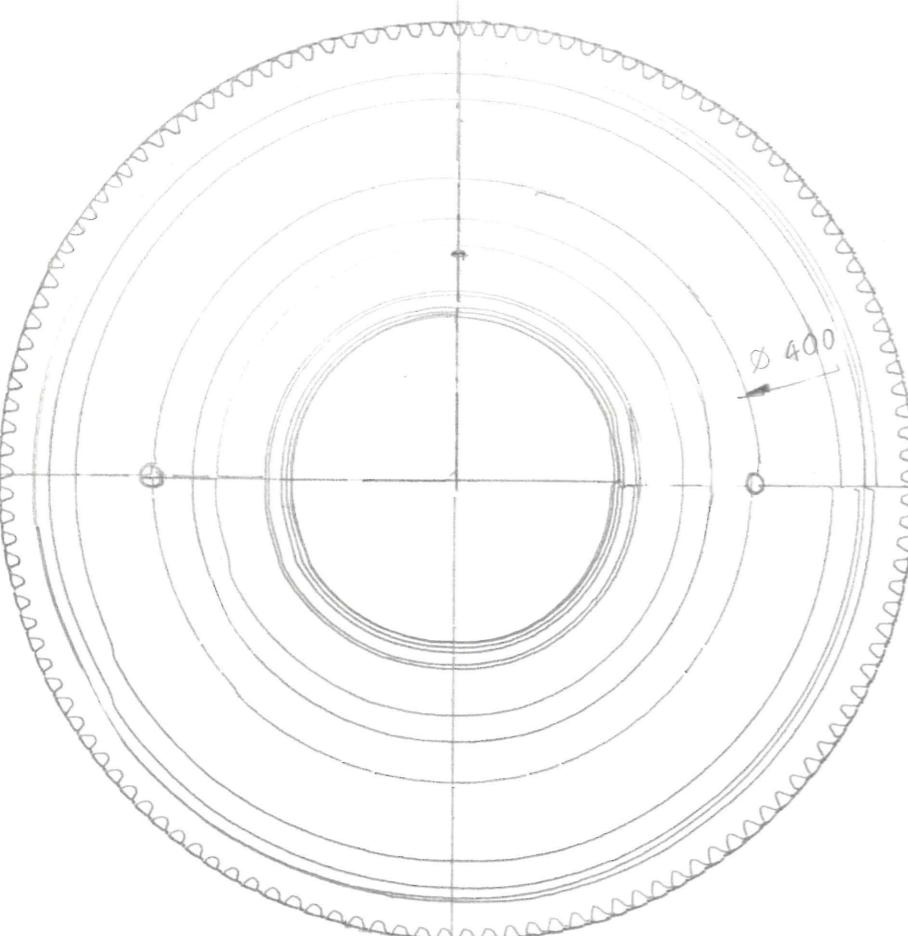


$\text{a} = \frac{d_f}{2} - s_k = \frac{588,749 \text{ mm}}{2} - 3,5 \cdot 4,5 \text{ mm} = 278,6 \text{ mm}$

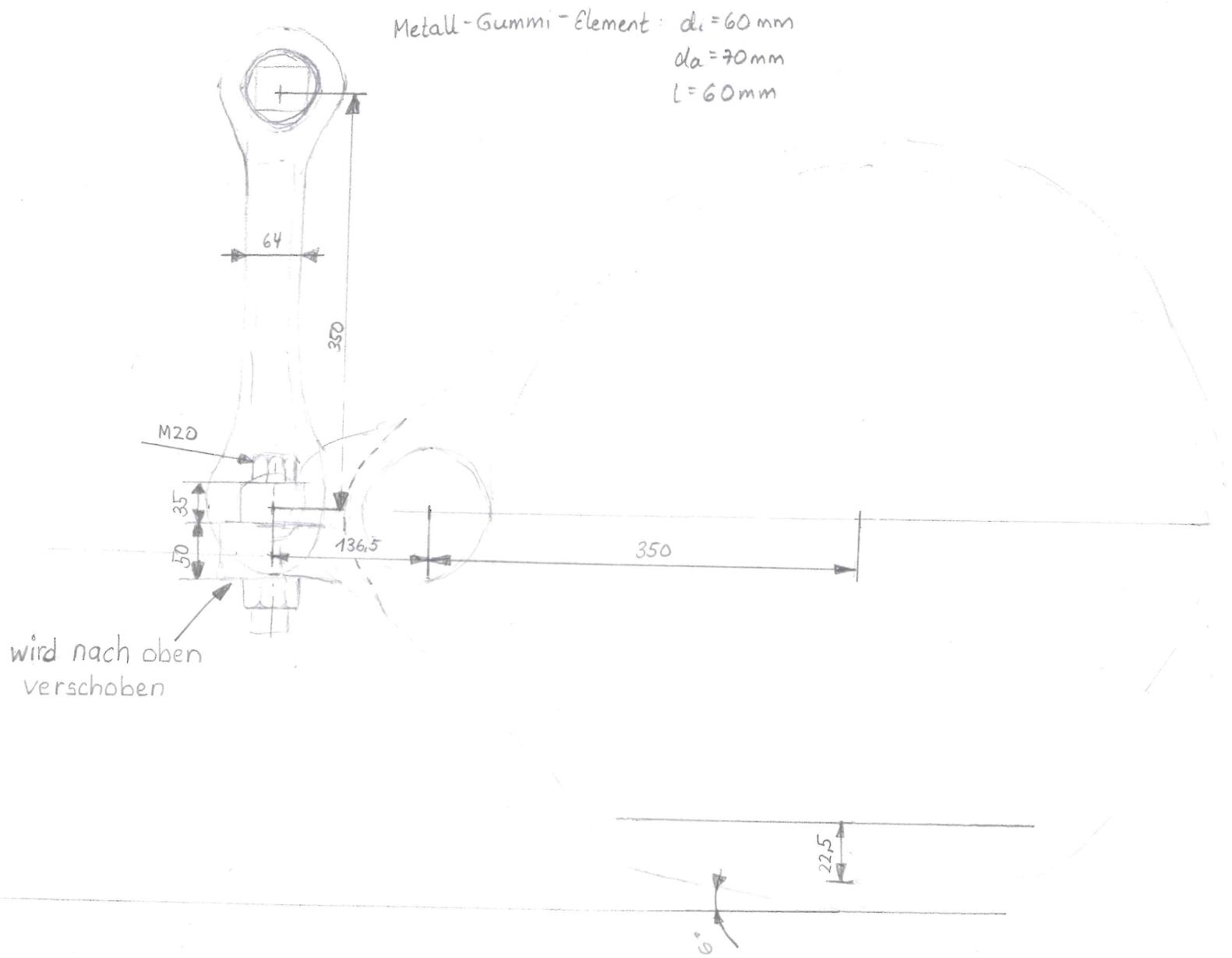
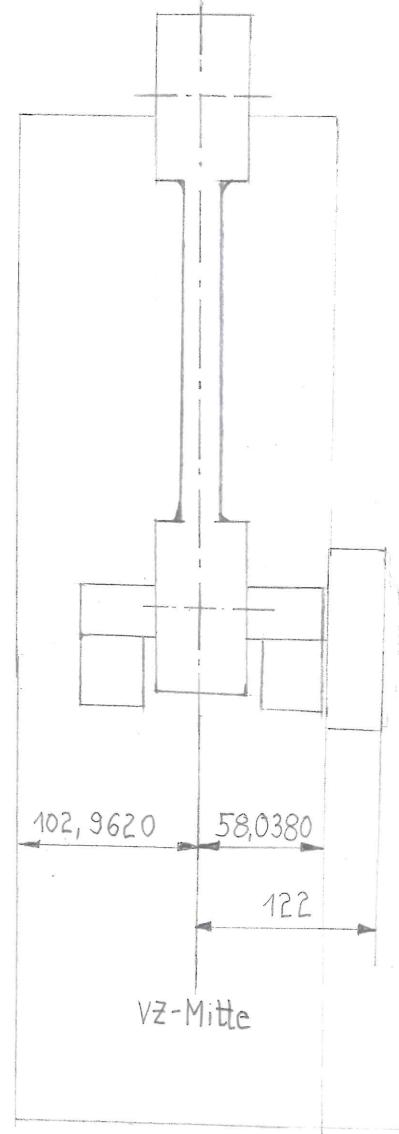
$s_k = 3,5 \cdot m_n$

→ gewählt 278 mm

$b = 0,4 \cdot 75 \text{ mm} = 30 \text{ mm}$

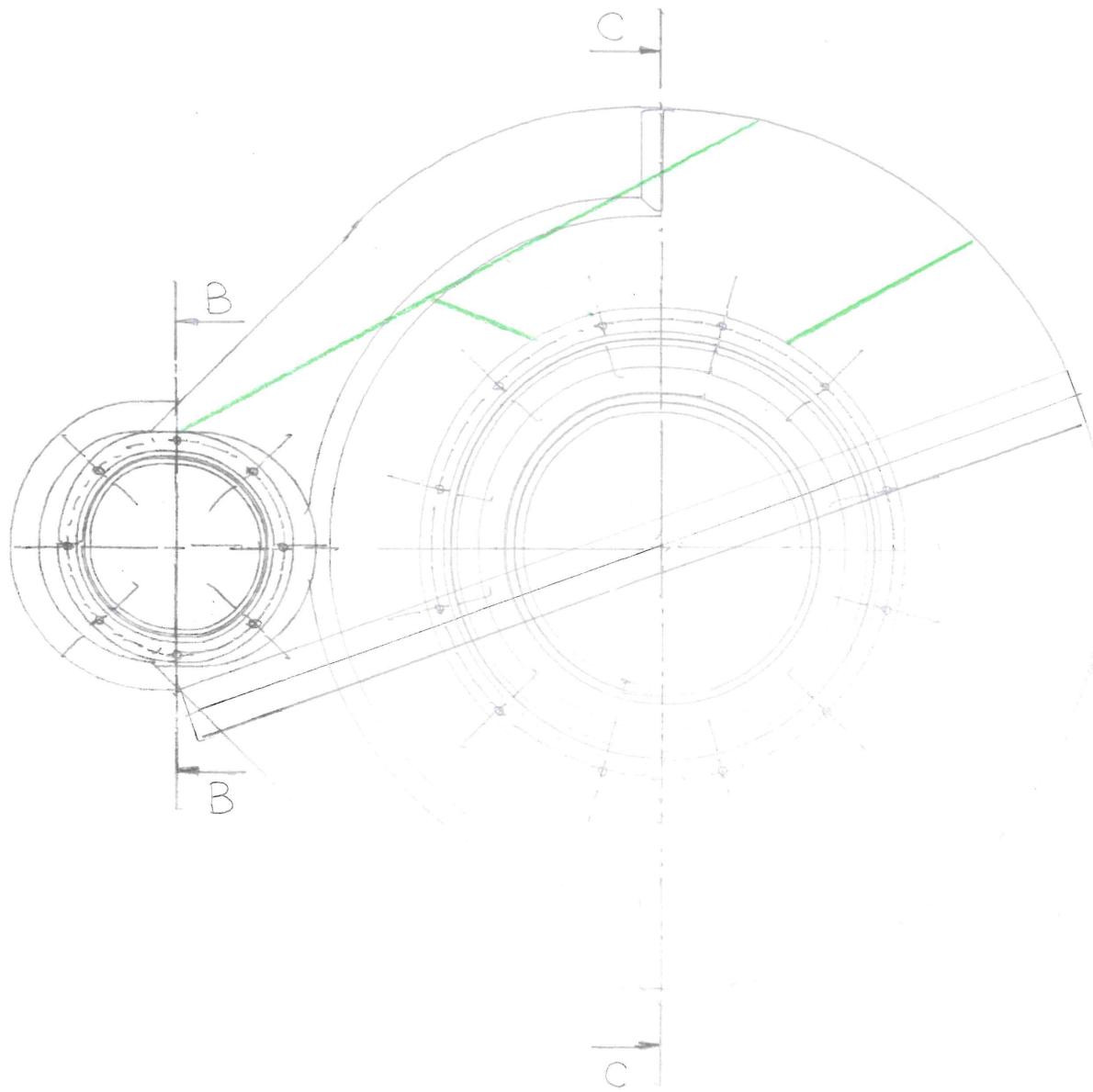


Zahnrad Geometrie



Skizze Abmaße Drehmomentstütze

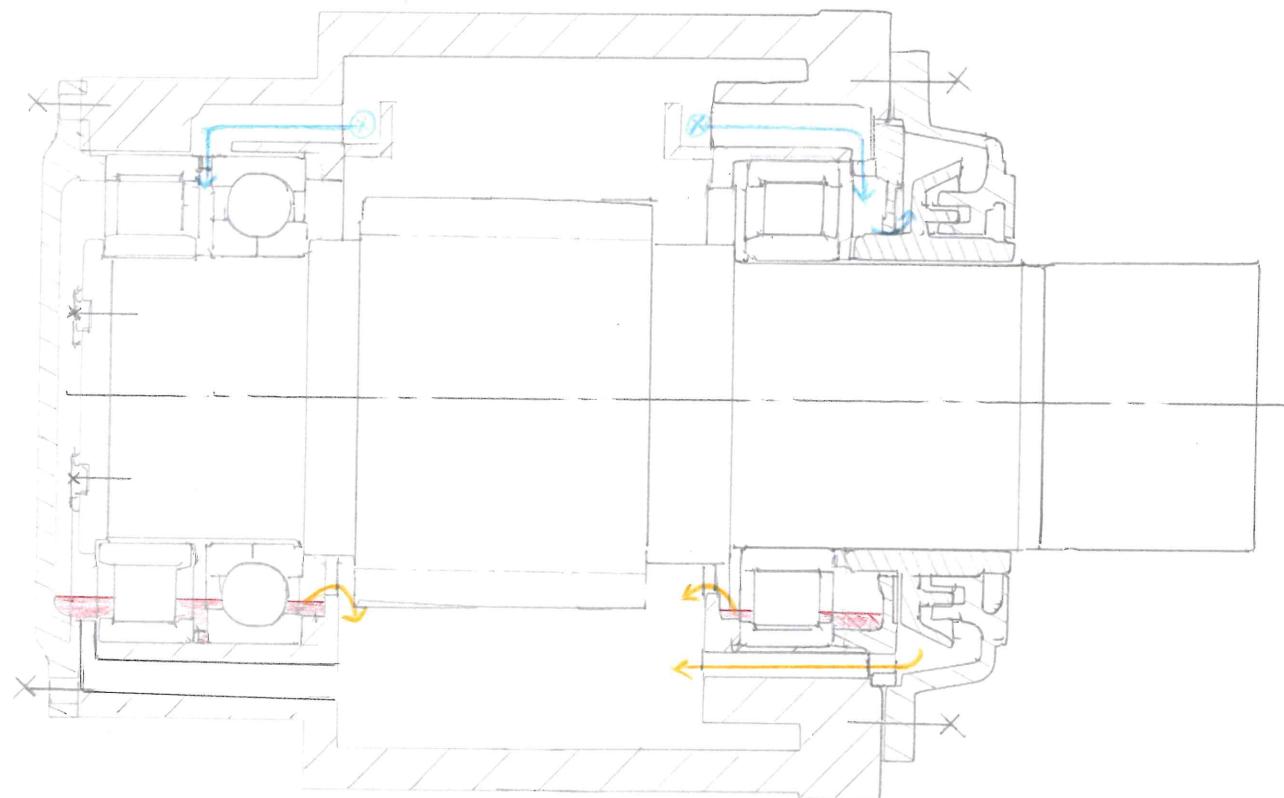
2020-02-07 Seite 6/9



Öllauf Gesamtansicht

■ Öllaufwege

Schnitt B



■ stehendes Öl

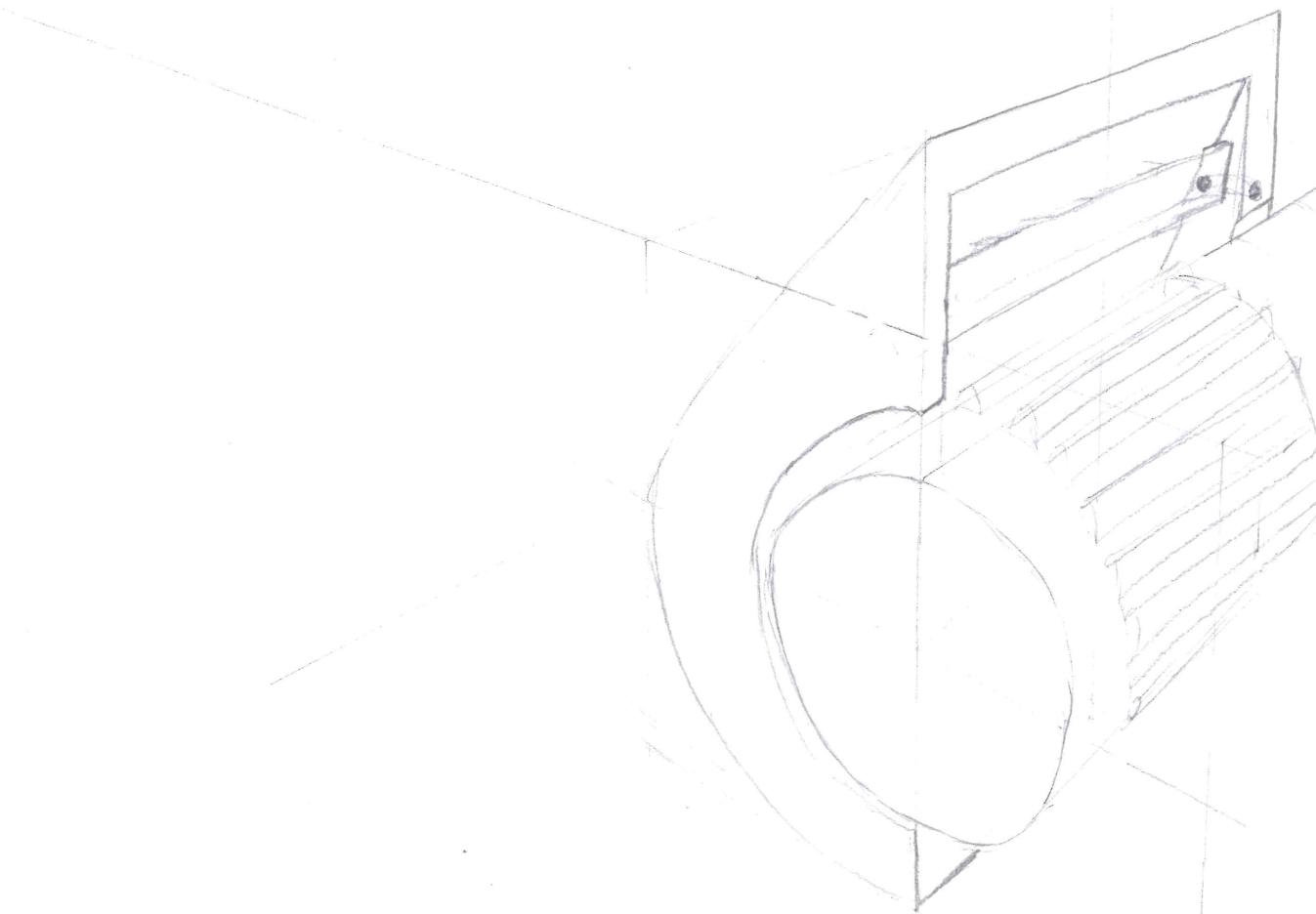
■ Ölzufuhr

■ Ölabfuhr

Ölführung Antriebsseite

2020-02-07-Pohl T19

Skizze Schmierung Antriebsritzel



2020-02-07 Pith 1/9

# Projektzeitplan

## Berechnung und Konstruktion eines Schienenfahrzeugachsgetriebes

**Projektleitung**

Herr Tiroch

**Startdatum**

7.1

**Enddatum**

10.3

Aufgaben	Verantwortlich	Geprüft	Start	Ende	KW 2	KW 3	KW 4	KW 5	KW 6	KW 7	KW 8	KW 9	KW 10	KW 11
					6.1	13.1	20.1	27.1	3.2	10.2	17.2	24.2	2.3	9.3
Projektzeitplan	Frau Hofmann	Frau Hopf	15.1	9.3					1. Testat			2. Testat		Abgabe
Checkliste	Frau Hofmann	Frau Hopf	15.1	9.3										
Anforderungsliste	Frau Hopf	Frau Langohr	20.1	4.2										
Handzeichnung Schnittansicht	Frau Hofmann	Frau Langohr	27.1	4.2										
Stückliste	Frau Langohr	Herr Tiroch	24.2	9.3										
Masse ermitteln	Herr Tiroch	Frau Hofmann	6.3	6.3										
CAD-Zeichnungen	Herr Tiroch	Frau Hopf	13.1	24.2										
Morphologischer Kasten	Frau Hopf	Frau Langohr	25.1	27.1										
Zusammenfassung der Berechnungsergebnisse	Frau Langohr	Frau Hopf	24.2	25.2										
Kaufteiledokumentation	Frau Hofmann	Frau Langohr	24.2	25.2										
Montage- / Demontageanleitung	Frau Hopf	Frau Hofmann	24.2	6.3										
Funktionsbeschreibung, Gedanken zur Konstruktion	alle		13.1	9.3										
Dokumentation	Frau Langohr	Frau Hofmann	30.1	9.3										
Alle Daten auf CD brennen	Herr Tiroch	-	9.3	9.3										

Aufgaben	Verantwortlich	Geprüft	Start	Ende	KW 2	KW 3	KW 4	KW 5	KW 6	KW 7	KW 8	KW 9	KW 10	KW 11
					6.1	13.1	20.1	27.1	3.2	10.2	17.2	24.2	2.3	9.3

### Verzahnung

Berechnung der Zähnezahl und des Moduls mit Hilfe einer Excel-Tabelle	alle	alle	10.1	13.1										
Profilverschiebungssumme und Profilverschiebungsaufteilung auf gleiches spezifisches Gleiten für gegebenen Achsabstand mit KISSsoft	alle	alle	10.1	13.1										
Zahnfußfestigkeit und Grübchenfestigkeit berechnen mit Hilfe von KISSsoft	alle	alle	10.1	13.1										
Antriebsritzel konstruieren	Herr Tiroch	Frau Hofmann	15.1	16.1										
Abtriebsrad konstruieren	Herr Tiroch	Frau Hofmann	15.1	16.1										
Berechnung der vorhandenen Belastung (Axialkraft und Torsionsmoment)	Frau Langohr	Frau Hofmann	13.1	20.1										
Pressverbindung des Abtriebrades mit Hilfe einer Excel-Tabelle	Frau Hofmann	Frau Langohr	27.1	30.1										
Berechnung der Fügetemperatur	Frau Langohr	Frau Hofmann	27.1	30.1										
Berechnung Ölpressverband, falls Fügen mit Wärme nicht machbar	Frau Hofmann	Frau Langohr	27.1	30.1										
Berechnung des "worst case"	Frau Langohr	Frau Hofmann	27.1	30.1										
Konstruktion der Zahnräder	Herr Tiroch	Frau Hopf	15.1	16.1										

### Lager

Berechnung der Lagerkräfte	Frau Hopf	Frau Langohr	15.1	20.1										
Auswahl der Lager	Frau Langohr	Frau Hopf	15.1	20.1										
Berechnung der Lagerlebensdauer	Frau Hopf	Frau Langohr	15.1	20.1										
Kaufteiledokumentation der Lager	Frau Langohr	Frau Hopf	15.1	20.1										

Aufgaben	Verantwortlich	Geprüft	Start	Ende	KW 2 6.1	KW 3 13.1	KW 4 20.1	KW 5 27.1	KW 6 3.2	KW 7 10.2	KW 8 17.2	KW 9 24.2	KW 10 2.3	KW 11 9.3
----------	----------------	---------	-------	------	-------------	--------------	--------------	--------------	-------------	--------------	--------------	--------------	--------------	--------------

### Dichtung

Konstruktion der Labyrinthdichtungen	Frau Hofmann	Herr Tiroch	20.1	27.1										
Auswählen einer leichten Presspassung für mitdrehende Ringe	Frau Hofmann	Herr Tiroch	20.1	27.1										

### Schmierung

Ölzufluhr	Herr Tiroch	Frau Langohr	27.1	3.2										
Ölabfuhr	Herr Tiroch	Frau Hofmann	27.1	3.2										
Schmieranweisung und Kontrolle der Schmierung	Frau Hopf	Frau Hofmann	17.2	19.2										
Öllaufweg veranschaulichen	Herr Tiroch	Frau Hopf	27.1	3.2										

### Gehäuse

Kollisionskontrolle des Gehäuses im Bereich der Drehmomentstützanbindung bei einer Extremauslenkung von $\pm 6^\circ$	Herr Tiroch	Frau Hopf	2.3	4.3										
Konstruktion eines Gehäuserohlings, der für alle Übersetzungsvarianten geeignet ist	Herr Tiroch	Frau Langohr	3.2	6.3										

### Drehmomentstütze

Schraubenberechnung mit Hilfe einer Excel-Tabelle	Frau Langohr	Frau Hopf	27.1	3.2										
Kontrolle der Schraubenberechnung bei einem Kurzschluss	Frau Langohr	Herr Tiroch	27.1	30.1										
Konstruktion der Drehmomentstütze	Frau Langohr	Frau Hopf	27.1	3.2										

# Checkliste

- Projektzeitplan
- Checkliste
- Anforderungsliste
- Handzeichnung Schnittansicht
- Stückliste
- Masse ermitteln
- CAD-Zeichnungen
- Morphologischer Kasten
- Zusammenfassung aller Berechnungsergebnisse
- Kaufteiledokumentation
- Montage- / Demontageanleitung
- Funktionsbeschreibung, Gedanken zur Konstruktion
- Dokumentation
- Alle Daten auf CD brennen

## Verzahnung

- Berechnung der Zähnezahl und des Moduls mit Hilfe einer Excel-Tabelle
- Profilverschiebungssumme und Profilverschiebungsaufteilung auf gleiches spezifisches Gleiten für gegebenen Achsabstand mit KISSsoft
- Zahnußfestigkeit und Grübchenfestigkeit berechnen mit Hilfe von KISSsoft
- Antriebsritzel konstruieren
- Abtriebsritzel konstruieren
- Berechnung der vorhandenen Belastung (Axialkraft und Torsionsmoment)
- Pressverbindung des Abtriebrades mit Hilfe einer Excel-Tabelle
- Berechnung der Fügetemperatur
- Berechnung Ölpressverband, falls Fügen mit Wärme nicht machbar
- Berechnung des „worst case“
- Konstruktion der Zahnräder

## Lager

- Berechnung der Lagerkräfte
- Auswahl der Lager
- Berechnung der Lagerlebensdauer
- Kaufteiledokumentation der Lager

## Dichtung

- Konstruktion der Labyrinthdichtungen
- Auswählen einer leichten Presspassung für mitdrehende Ringe

## Schmierung

- Ölzufluhr
- Ölabfuhr
- Schmieranweisung und Kontrolle der Schmierung
- Ölaufweg veranschaulichen

## Gehäuse

- Wandstärke und Verrippung
- Respektabstände
- Konstruktion eines Gehäuserohlings, der für alle Übersetzungsvarianten geeignet ist
- Kollisionskontrolle des Gehäuses im Bereich der Drehmomentstützanbindung bei einer Extremauslenkung von  $\pm 6^\circ$

## Drehmomentstütze

- Schraubenberechnung mit Hilfe einer Excel-Tabelle
- Kontrolle der Schraubenverbindung bei einem Kurzschluss
- Konstruktion der Drehmomentstütze

1	2	3	4	5	6
Pos.	Menge	Einheit	Benennung	Sachnummer/Norm - Kurzbezeichnung	Bemerkung
1	1	Stk.	Antriebswelle	Rund EN 20278 110 x Lager 3000	18CrNiMo7-6
2	1	Stk.	Abtriebswelle	Rund EN 20278 220 x Lager 3000	18CrNiMo7-6
3	1	Stk.	Abtriebsrad	Rund EN 20278 700 x 90 x 100	18CrNiMo7-6
4	1	Stk.	Gehäuseoberteil		EN-GJS-500-7
5	1	Stk.	Gehäuseunterteil		EN-GJS-500-7
6	1	Stk.	Drehmomentstütze	Kaufteil nach Zeichnung	
7	2	Stk.	Kegelrollenlager	TIMKEN LM742710 / LM742747	
8	1	Stk.	Zylinderrollenlager	Schaeffler NU215-E-XL-TVP2 C	
9	1	Stk.	Zylinderrollenlager	Schaeffler NU2215-E-XL-TVP2 C	
10	1	Stk.	VierpunktLAGER	Schaeffler QJ 215-XL-TVP C	
11	1	Stk.	Lagersicherung	Rund EN 20278 80 x 25	34CrS4
12	1	Stk.	Deckel AntriebsLAGER	Rund EN 20278 200 x 40	34CrS4
13	1	Stk.	Labyrinthdichtung Antrieb Wellenseite	Rundes Hohlprofil DIN EN 10210-1 140 x 40 x 55	34CrS4
14	1	Stk.	Labyrinthdichtung Antrieb Gehäuseseite	Rundes Hohlprofil DIN EN 10210-1 20 x 60 x 40	34CrS4
15	1	Stk.	Labyrinthdichtung Abtrieb Wellen Radseite	Rundes Hohlprofil DIN EN 10210-1 280 x 40 x 60	34CrS4
16	1	Stk.	Labyrinthdichtung Abtrieb Wellenseite	Rundes Hohlprofil DIN EN 10210-1 280 x 40 x 60	34CrS4
17	1	Stk.	Labyrinthdichtung Abtrieb Gehäuse Radseite	Rundes Hohlprofil DIN EN 10210-1 360 x 70 x 40	34CrS4
18	1	Stk.	Labyrinthdichtung Abtrieb Gehäuseseite Motorseite	Rundes Hohlprofil DIN EN 10210-1 360 x 70 x 40	34CrS4
19	1	Stk.	Stützring Antrieb	Rundes Hohlprofil DIN EN 10210-1 160 x 30 x 20	34CrS4
20	2	Stk.	Stützring Abtrieb	Rundes Hohlprofil DIN EN 10210-1 320 x 50 x 60	34CrS4
21	1	Stk.	Distanzring		34CrS4
22	1	Stk.	Distanzring		34CrS4
23	1	Stk.	Laminumring Abtrieb	Stanzteil, Dicke 2,5 mm	
24	1	Stk.	Ölschauglas		von Ganter
25	1	Stk.	Magnetstopfen		von Ganter
26	1	Stk.	Einfülldeckel	M60	von Ganter
27	1	Stk.	Entlüftungsschraube	M20	
28	2	Stk.	Sicherungsstift	ISO 2338 - 8 m6 x 40	

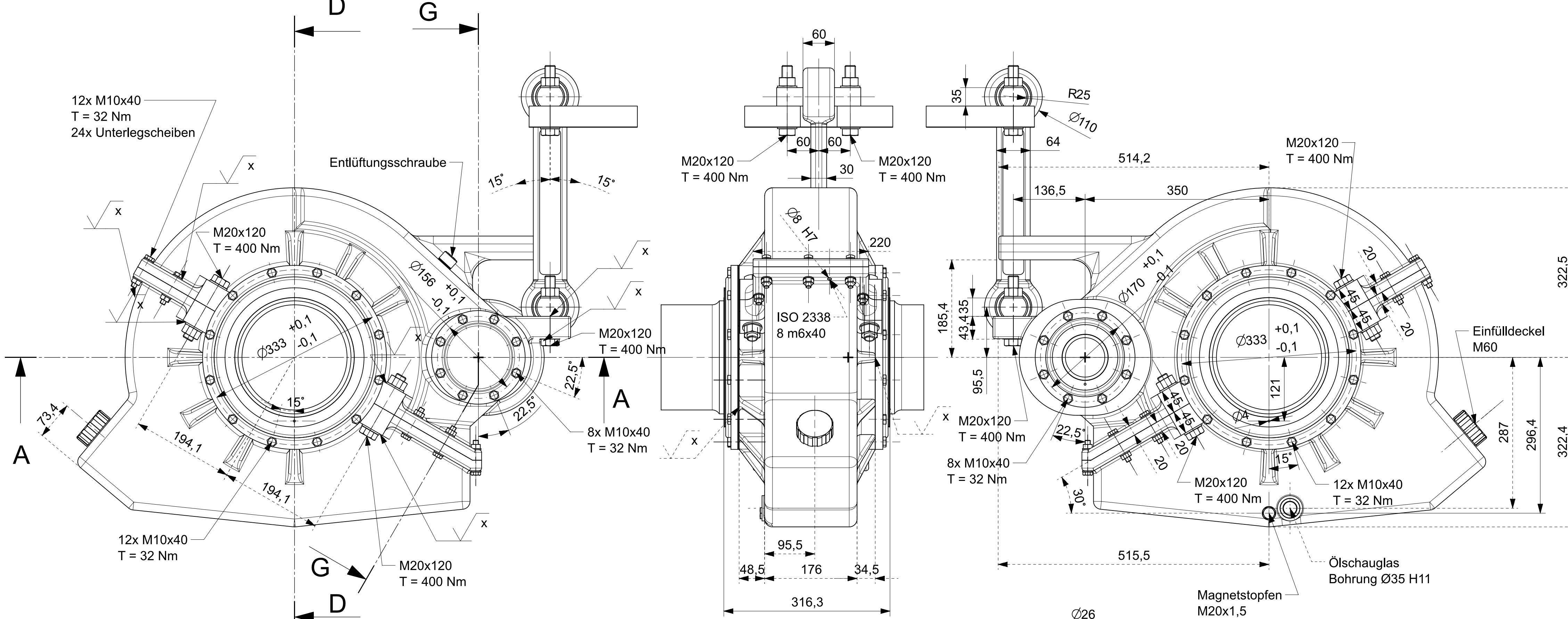
1	2	3	4			5	6
Pos.	Menge	Einheit	Benennung			Sachnummer/Norm - Kurzbezeichnung	Bemerkung
29	5	Stk.	Sicherungsstift			ISO 2338 - 3 h8 x 8	
30	3	Stk.	Sechskantschraube			ISO 4014 - M8 x 20 - 8.8	Lagersicherung
31	40	Stk.	Sechskantschraube			ISO 4014 - M10 x 40 - 8.8	Deckel
32	12	Stk.	Sechskantschraube			ISO 4014 - M10 x 60 - 8.8	Gehäuseteilung
33	8	Stk.	Sechskantschraube			ISO 4014 - M20 x 120 - 10.9	Drehmomentstütze, Ankerschrauben
34	12	Stk.	Sechskantmutter			ISO 4033 - M10 - 8	
35	8	Stk	Sechskantmutter			ISO 4033 - M20 - 10	
36	24	Stk	Unterlegscheibe			ISO 7089 - 10 - 200 HV	
37	16	Stk	Unterlegscheibe			ISO 7089 - 20 - 300 HV	
38	1	Stk.	Bogenzahnkupplung			von KWD	
				Datum	Name		
				Bearb.	01.03.2020	Anika Langohr	
				Gepr.	02.03.2020	Marie Hopf	
				Norm.	02.03.2020	Tanja Hofmann	



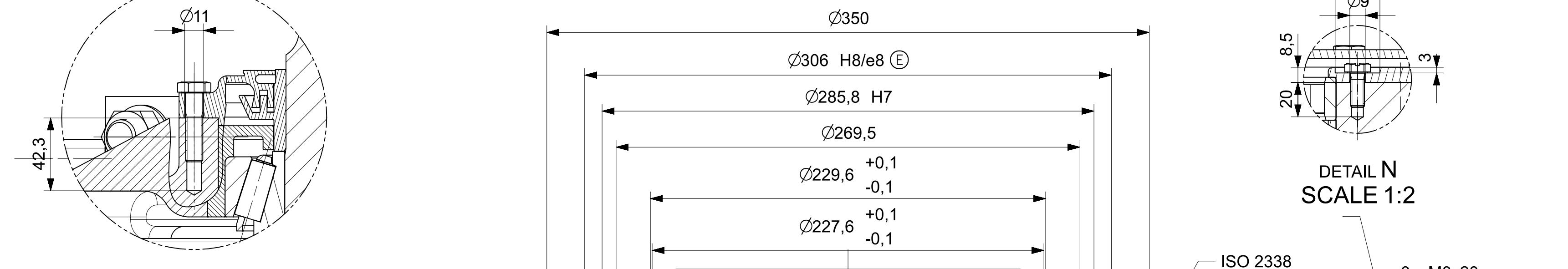




Maß

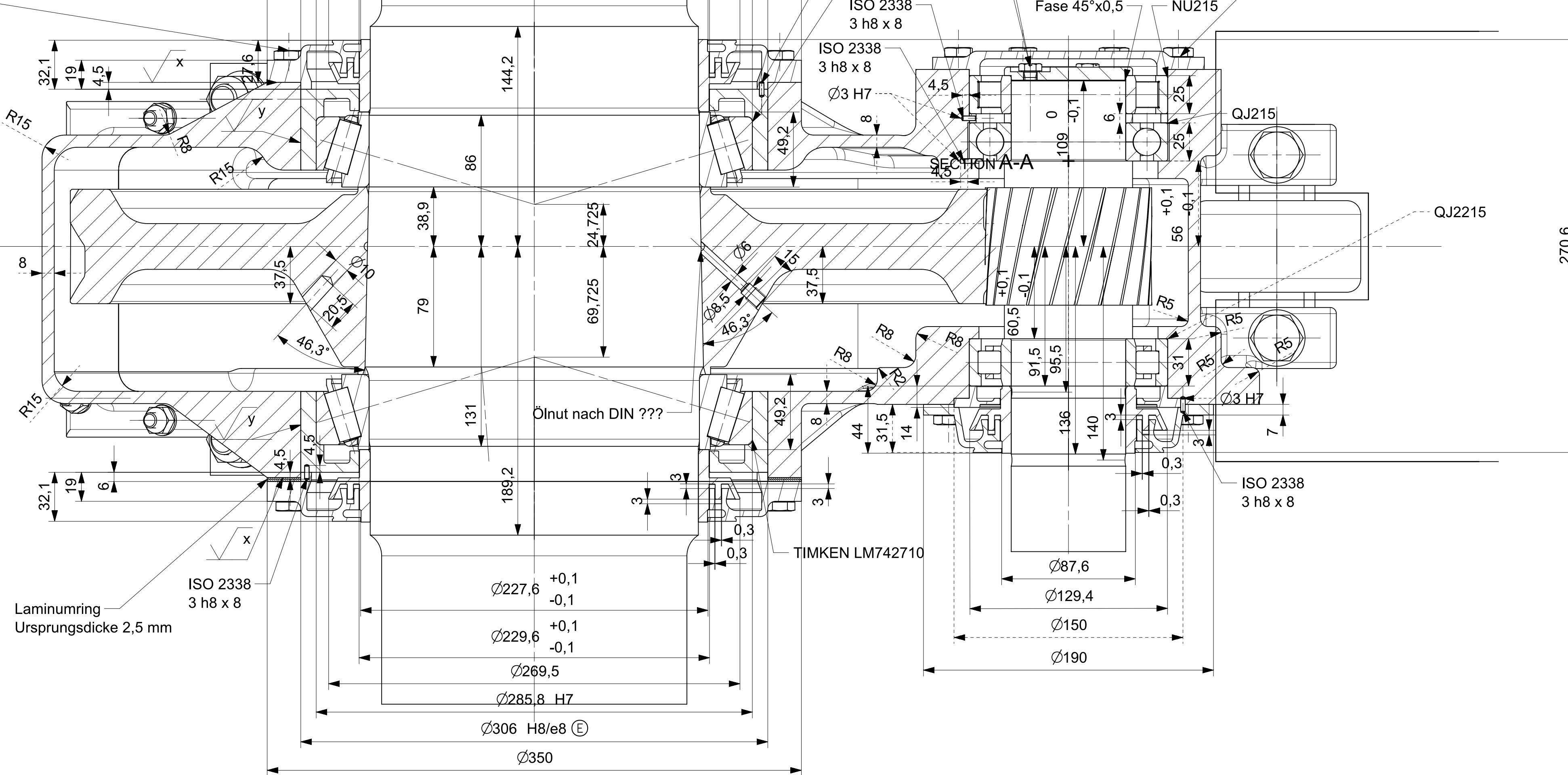


**DETAIL M**  
**SCALE 1:2**



## DETAIL SCALE

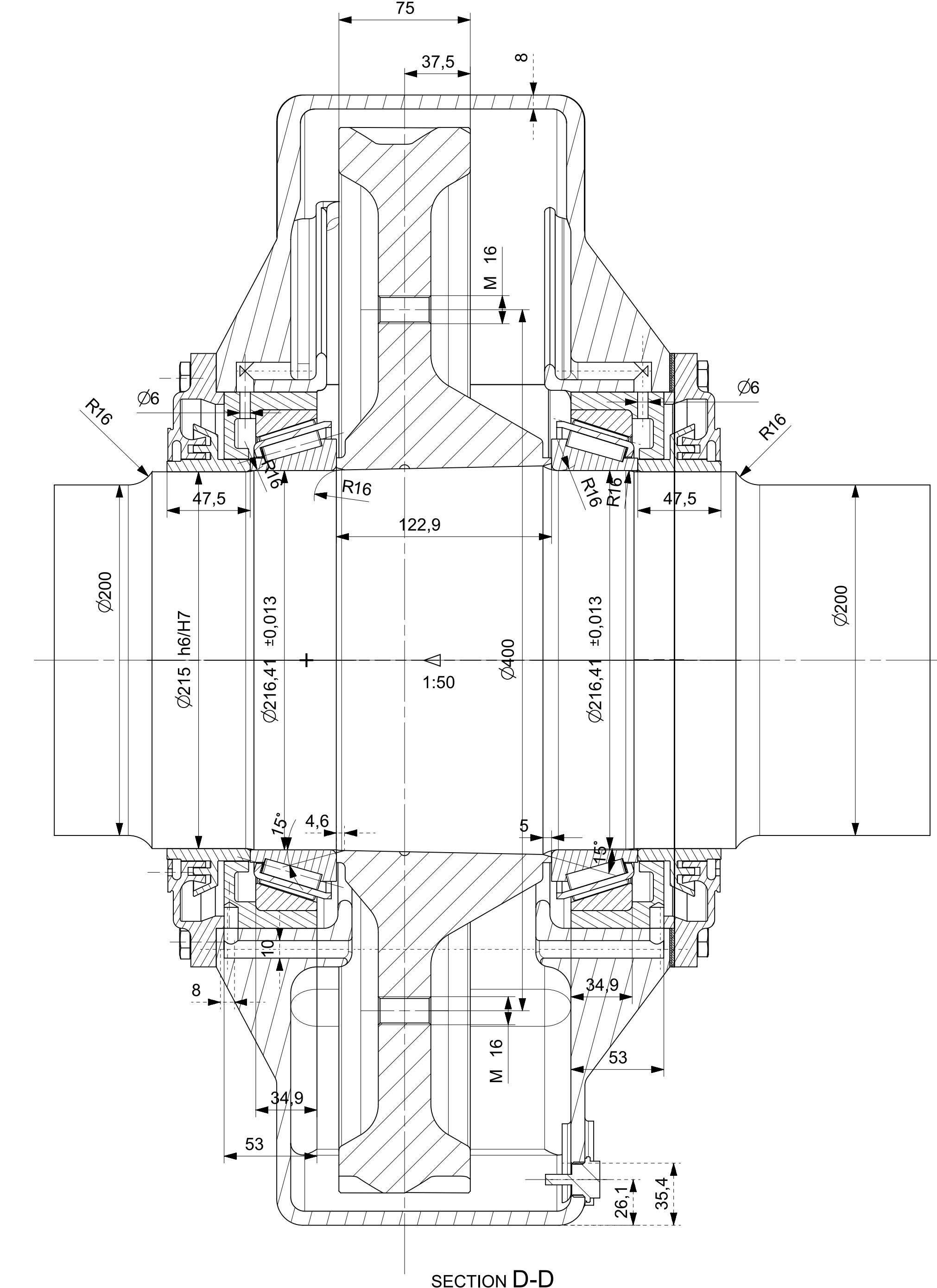
DETAIL  
SCALE



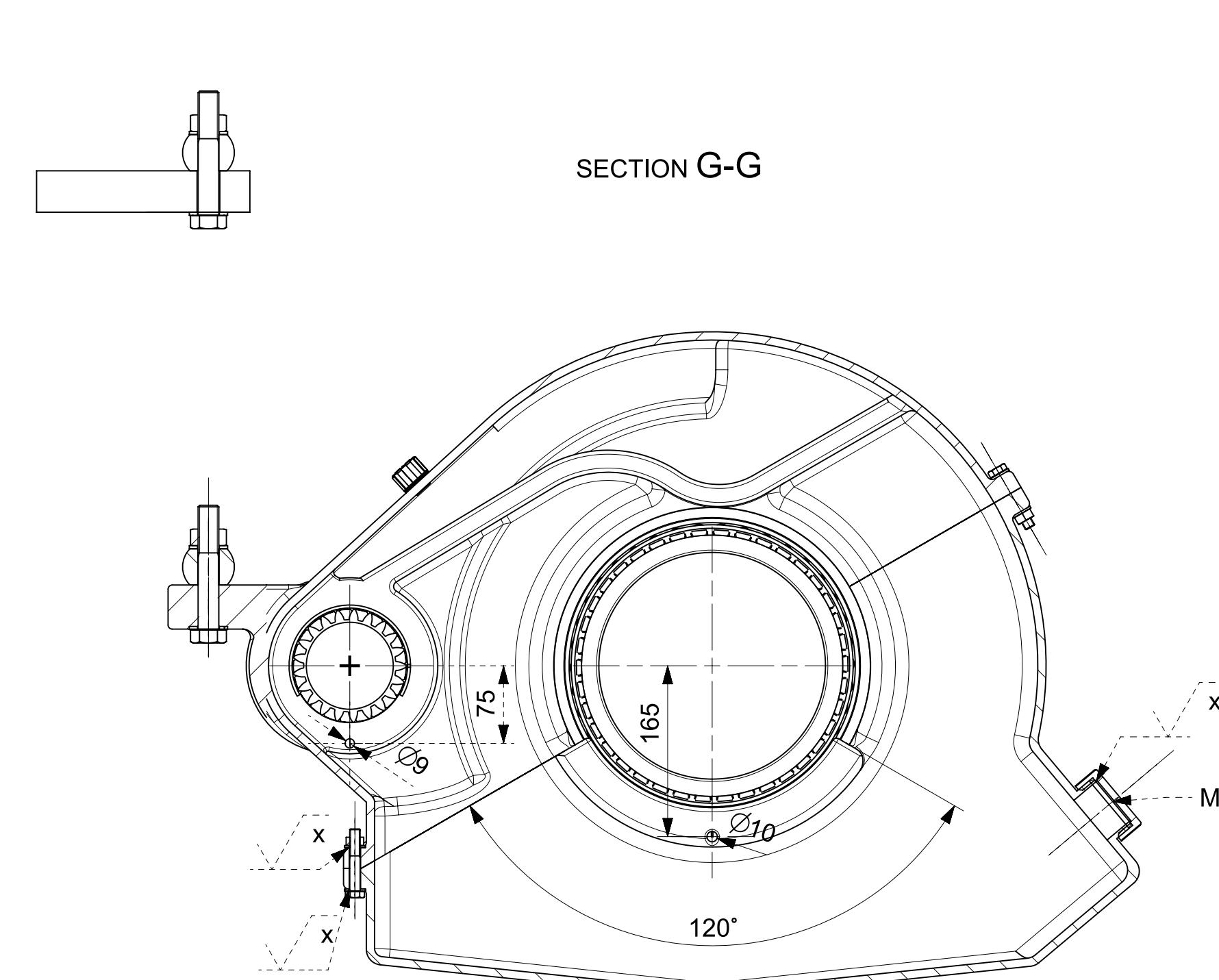
The technical drawing illustrates a front wheel assembly. A vertical line represents the wheel's axis. A horizontal line extends from the right side of the axis, labeled 'Größter Achsabstand 360 mm'. Another horizontal line extends from the top of the axis, labeled 'Größter Kopfkreisdurchmesser 619 mm'. A diagonal line connects the top end of the axis to the top end of the horizontal dimension line. At the top right, a horizontal line is labeled '486,5' with a black arrowhead pointing towards it.

The technical drawing illustrates a cross-section of a wheel assembly. It features a thick outer ring with a serrated or tread pattern. Inside this is a thinner inner ring. A central hub is visible with a circular bore hole. The drawing includes several dimension lines and arrows indicating specific measurements and features. One arrow points to the top edge of the outer ring, labeled 'Gummierter Achsabstand 350 mm'. Another arrow points to the side of the inner ring, labeled '300 mm'. A vertical dimension line on the left indicates a height of 100 mm. The number '493' is printed vertically along the right edge of the drawing.

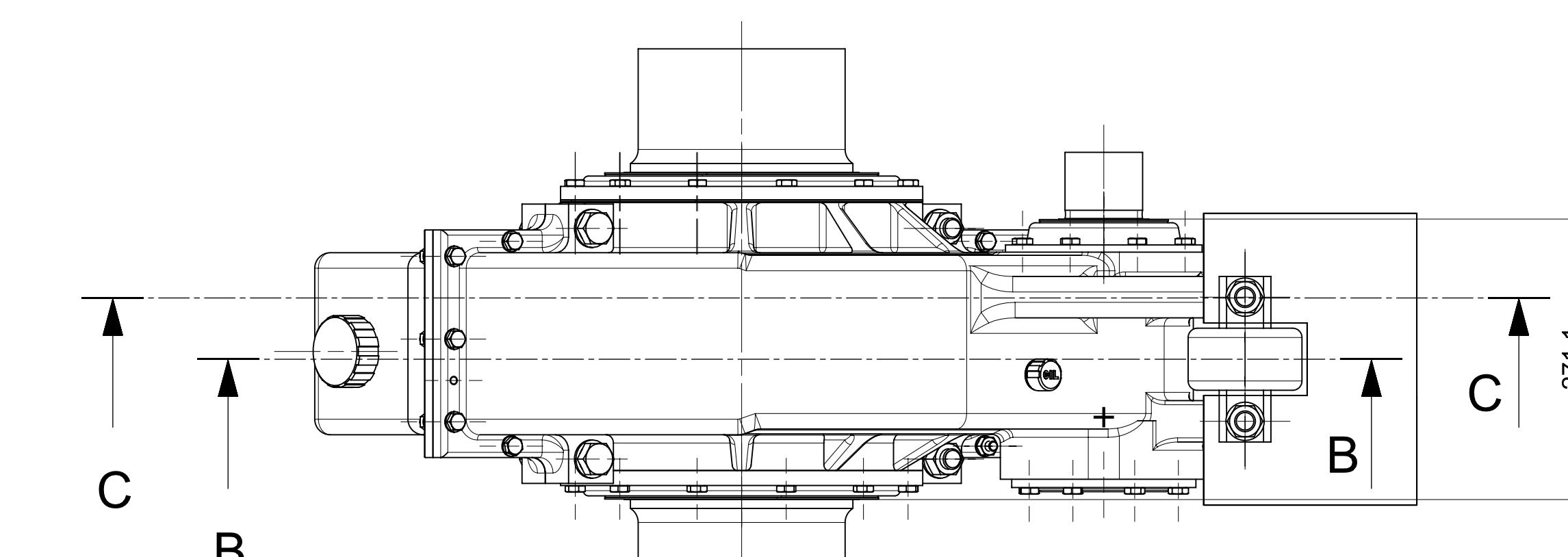
A technical line drawing of a wheel assembly. It features a central hub with two large bearing components. A thick, multi-layered tire tread is shown in cross-section on the left, and a thin-walled rim is shown in side profile on the right.



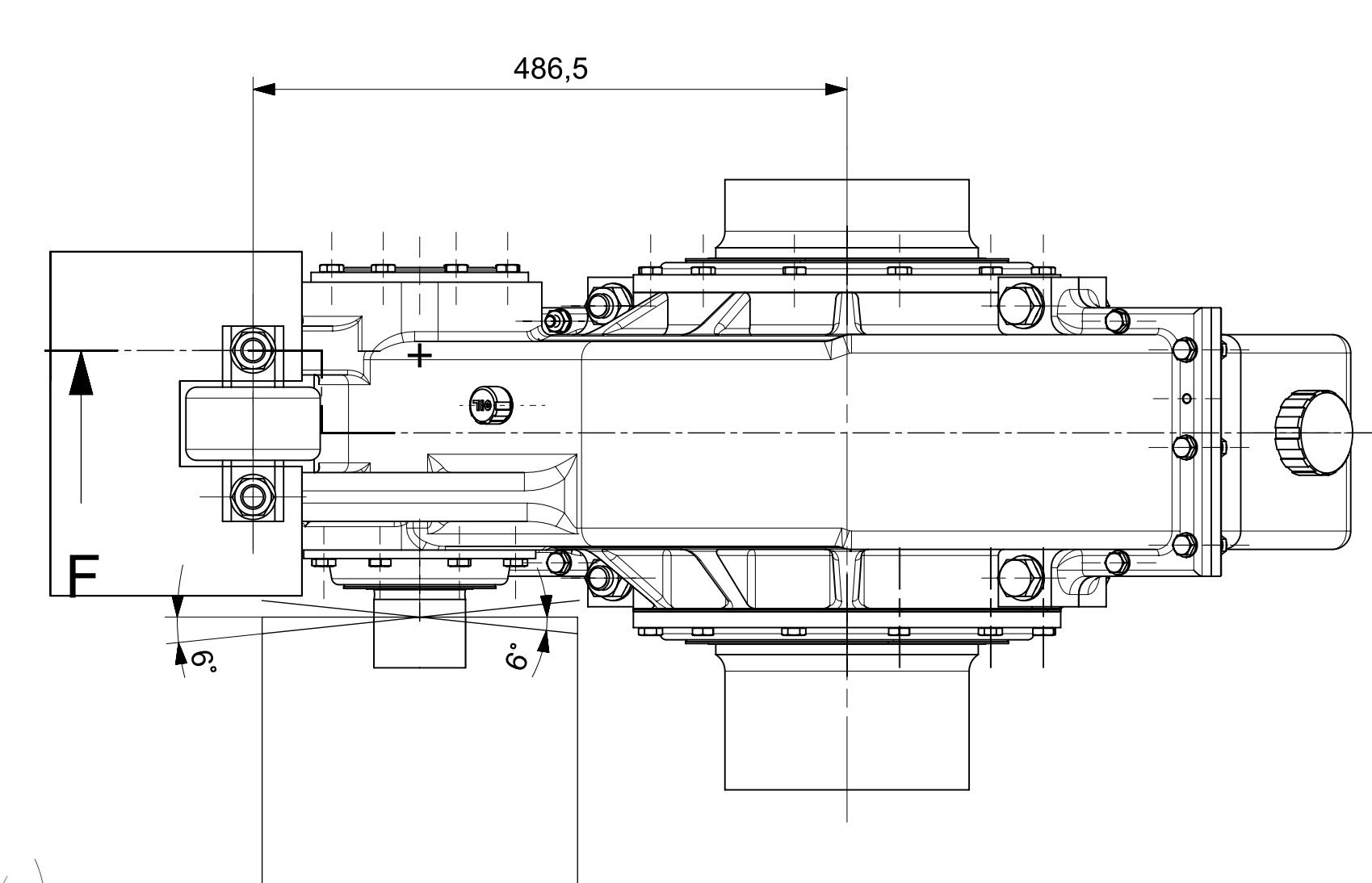
SECTION D-1



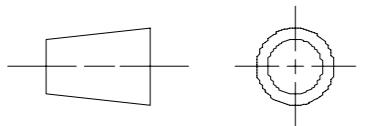
SECTION F-F



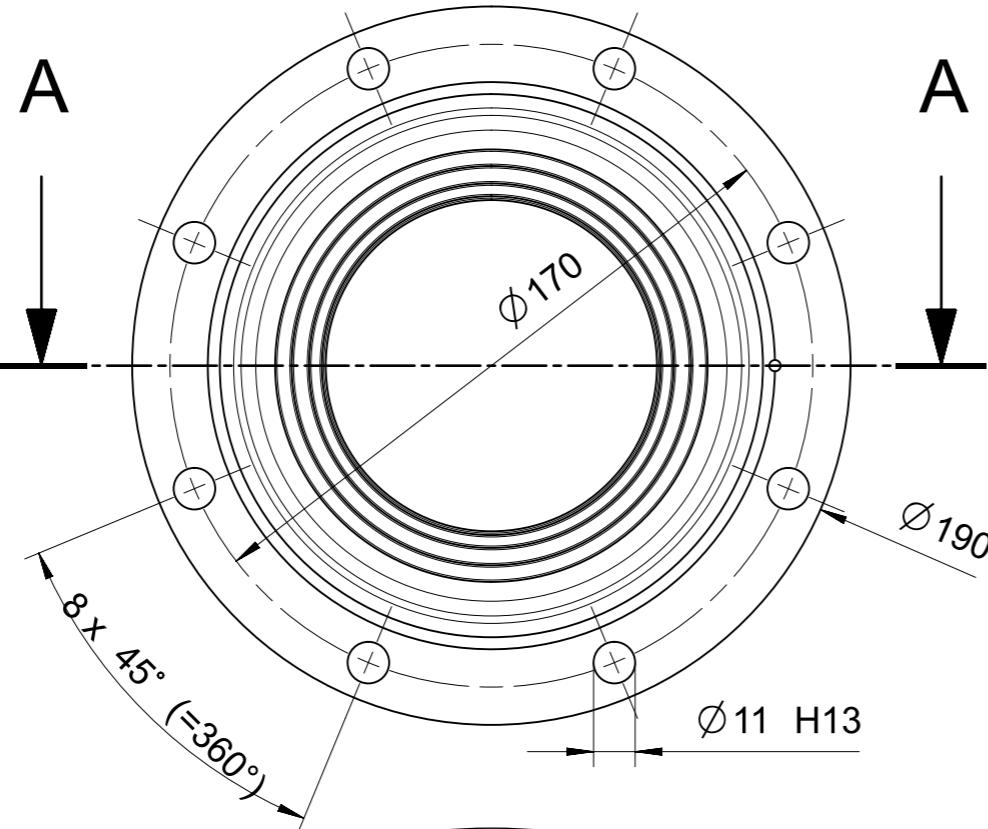
1



	$w =$	Rz 63
	$x =$	Rz 16
	$y =$	Rz 4
	$z =$	drallfrei Rz 1

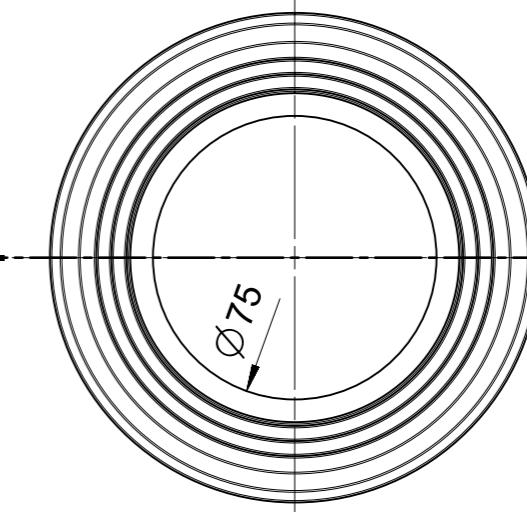


Maßstab 1 : 2

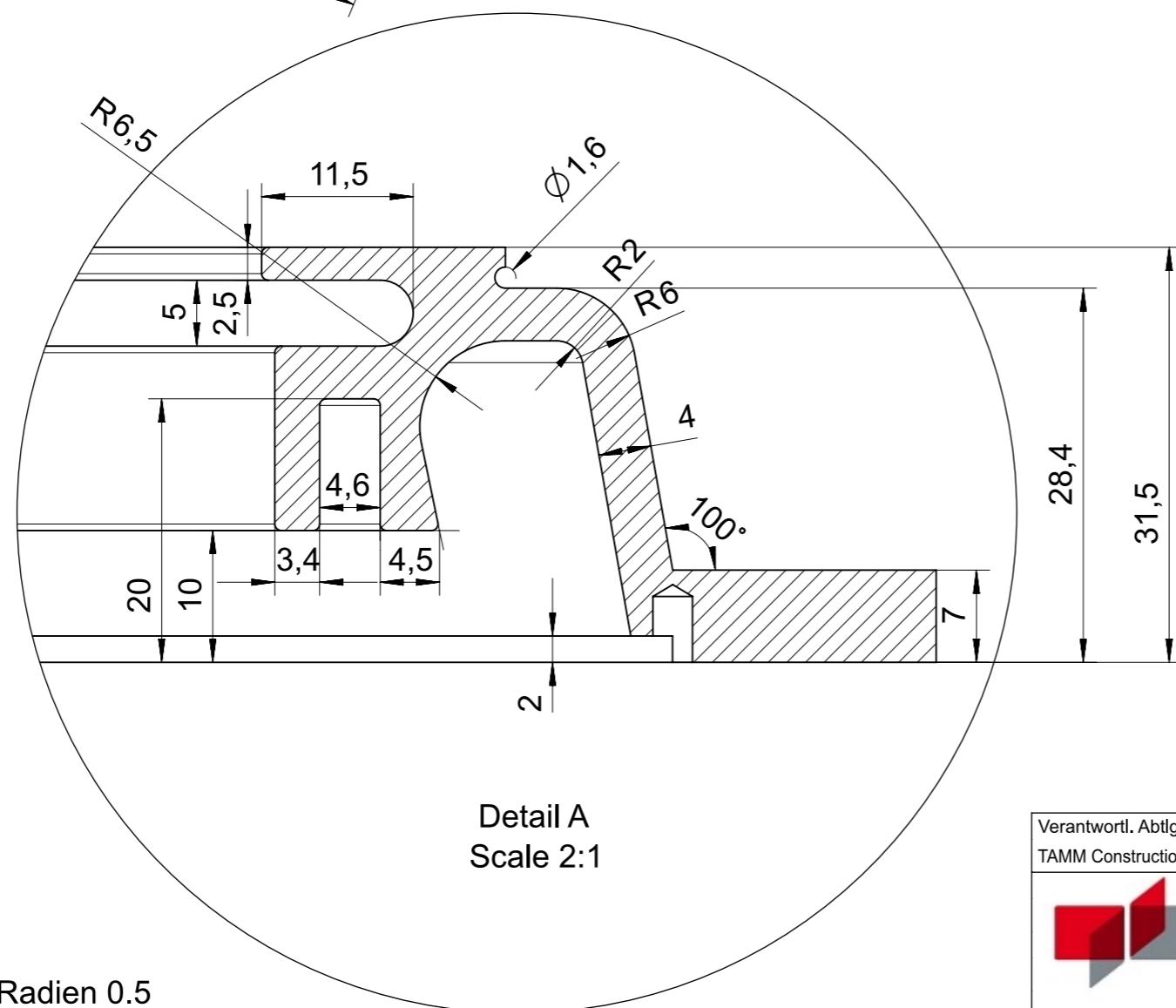


A

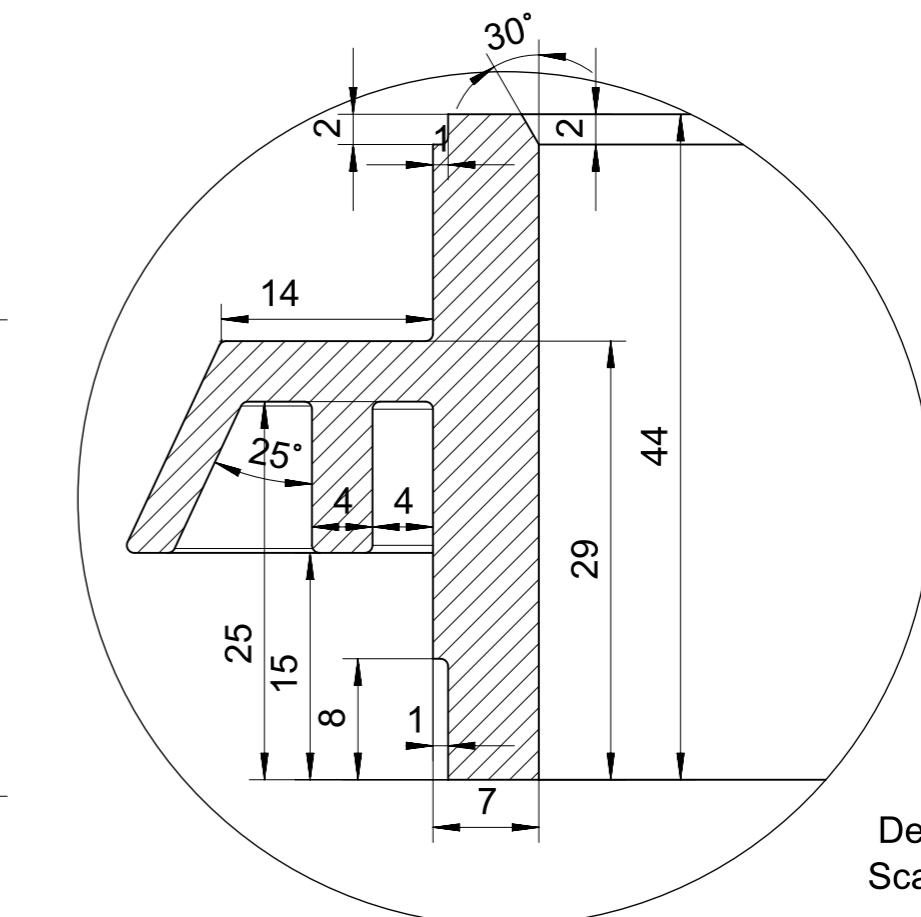
C



C



Detail A  
Scale 2:1



Detail C  
Scale 2:1

Alle nicht bemaßten Radien 0.5

Verantwortl. Abtlg. TAMM Construction	Technische Referenz ISO 2768 fK	Erstellt durch Tanja Hofmann	Genehmigt von Marie Hopf	2.5 kg
	<b>DHBW</b> Duale Hochschule Baden-Württemberg Heidenheim	Dokumentenart	Dokumentenstatus	
		Titel, Zusätzlicher Titel Labyrinthdichtung Antrieb SFGA	Antrieb_Dichtungen_dwg	Änd. A Ausgabedatum 09.03.2020 Spr. Blatt 3 / 4

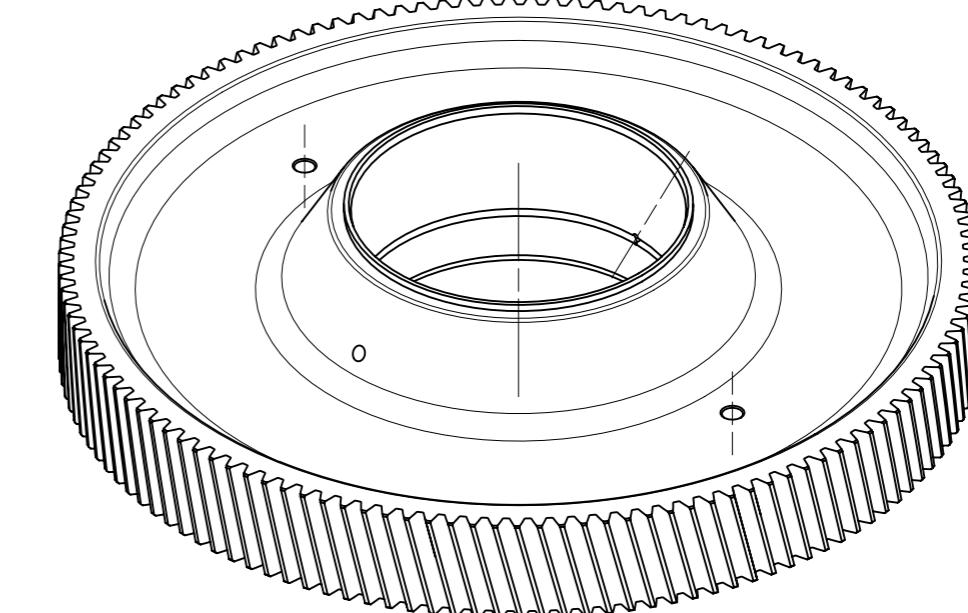
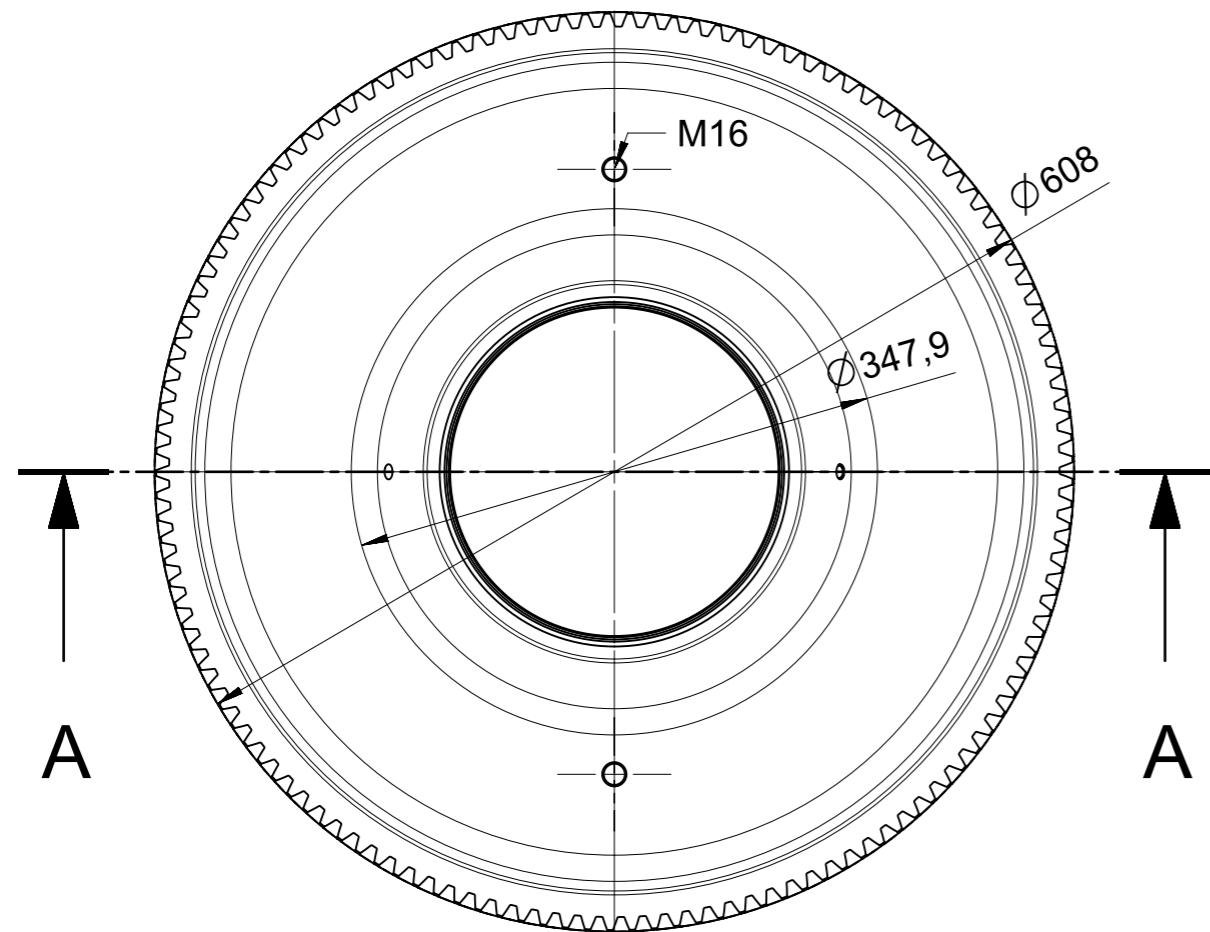
The diagram consists of two parts. On the left, a lens is shown as a trapezoid with its top edge rounded. It sits above a horizontal dashed line representing the optical axis. On the right, a camera sensor is depicted as a circle with a crosshair inside, surrounded by concentric circles representing the sensor's pixels.

Maßstab 1 : 5

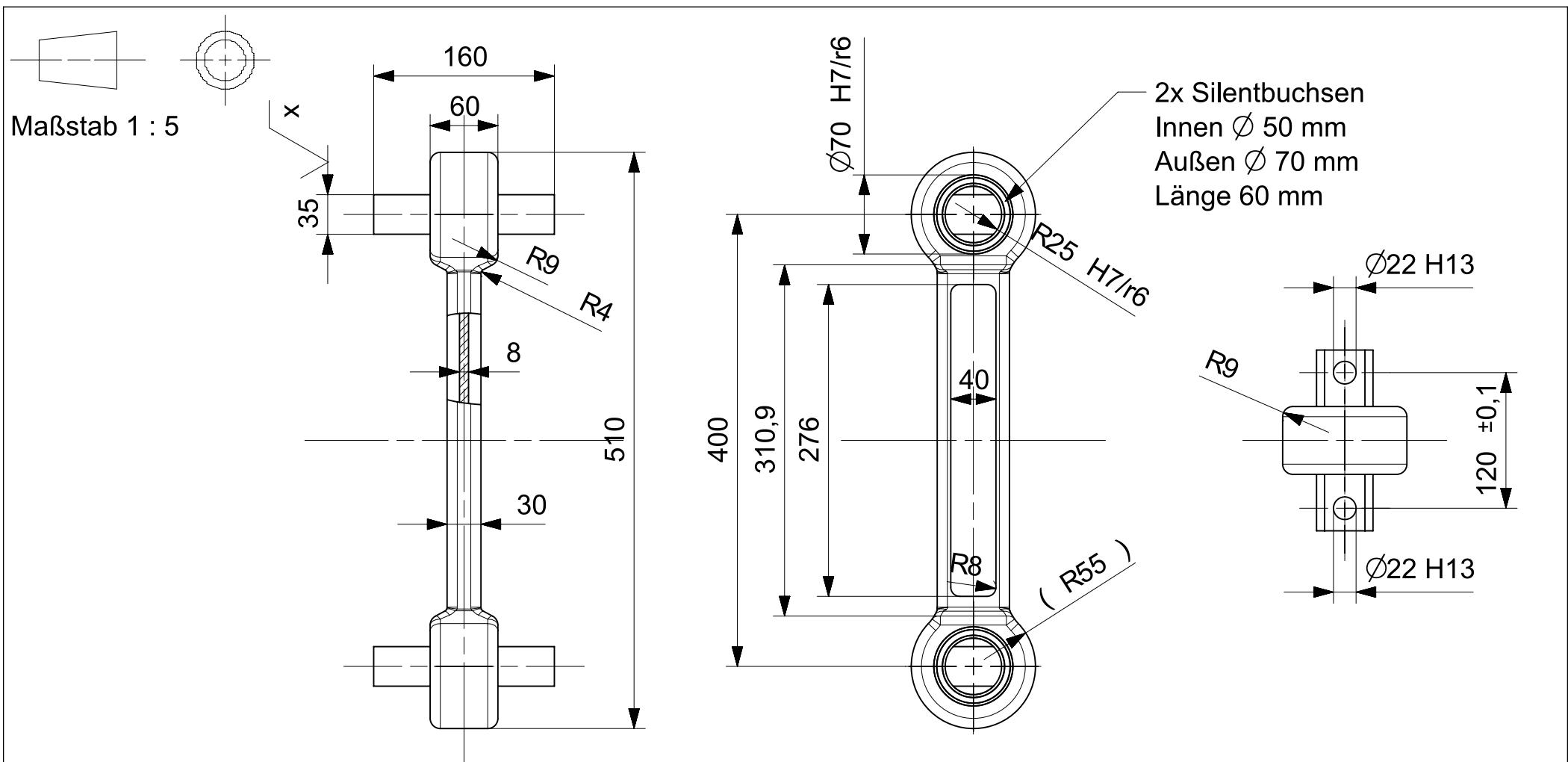
R 278

SECTION A-A

Maßstab 1 : 2



Verantwortl. Abtlg. TAMM Construction	Technische Referenz	Erstellt durch Matthias Tiroch	Genehmigt von Anika Langohr	92 kg
	DH BW Duale Hochschule Baden-Württemberg Heidenheim	Dokumentarten	Dokumentenstatus	
		Titel, Zusätzlicher Titel <b>Zahnrad</b>	Zahnrad_dwg1	
		SFGA	Änd. A Ausgabedatum A 09.03.2020	Spr. Blatt Spr. 2 / 4



Verantwortl. Abtlg. TAMM Construction	Technische Referenz ISO 2867 mK	Erstellt durch Anika Langohr	Genehmigt von Matthias Tiroch	11,9 kg
	<b>DHBW</b> Duale Hochschule Baden-Württemberg Heidenheim		Dokumentenart	Dokumentenstatus
Titel, Zusätzlicher Titel <b>Drehmomentstütze - Kaufteil</b>		<b>Drehmomentstütze_BG</b>		
Änd.	Ausgabedatum	Spr.	Blatt	1 / 1
A	09.03.2020			



**The Timken Company**  
 4500 Mt Pleasant St. NW  
 N. Canton, OH 44720  
**Phone:** (234) 262-3000  
**E-Mail:** [CustomerCAD@timken.com](mailto:CustomerCAD@timken.com) • **Web site:** [www.timken.com](http://www.timken.com)

## Part Number LM742747 - LM742710, Tapered Roller Bearings - TS (Tapered Single) Imperial

This is the most basic and most widely used type of tapered roller bearing. It consists of two main separable parts: the cone (inner ring) assembly and the cup (outer ring). It is typically mounted in opposing pairs on a shaft.



[Specifications](#) | [Dimensions](#) | [Abutment and Fillet Dimensions](#) | [Basic Load Ratings](#) | [Factors](#)

### Specifications

**Series** LM742700

**Cone Part Number** LM742747

**Cup Part Number** LM742710

**Design Units** Imperial

**Bearing Weight**  
7.7 Kg  
17 lb

**Cage Type** Stamped Steel

### Dimensions

**d - Bore**  
216.408 mm  
8.5200 in

<b>D - Cup Outer Diameter</b>	285.750 mm 11.2500 in
<b>B - Cone Width</b>	49.213 mm 1.9375 in
<b>C - Cup Width</b>	34.925 mm 1.3750 in
<b>T - Bearing Width</b>	46.038 mm 1.8125 in

## Abutment and Fillet Dimensions

<b>R - Cone Backface "To Clear" Radius<sup>1</sup></b>	3.560 mm 0.14 in
<b>r - Cup Backface "To Clear" Radius<sup>2</sup></b>	3.3 mm 0.130 in
<b>da - Cone Frontface Backing Diameter</b>	227.08 mm 10.04 in
<b>db - Cone Backface Backing Diameter</b>	232.92 mm 9.17 in
<b>Da - Cup Frontface Backing Diameter</b>	278.90 mm 11.02 in
<b>Db - Cup Backface Backing Diameter</b>	265.94 mm 10.47 in
<b>Ab - Cage-Cone Frontface Clearance</b>	1.5 mm 0.06 in
<b>Aa - Cage-Cone Backface Clearance</b>	3.6 mm 0.14 in
<b>a - Effective Center Location<sup>3</sup></b>	14.2 mm 0.56 in

## Basic Load Ratings

C90 - Dynamic Radial Rating (90 million revolutions) <sup>4</sup>	23400 lbf 104000 N
C1 - Dynamic Radial Rating (1 million revolutions) <sup>5</sup>	90100 lbf 401000 N
C0 - Static Radial Rating	181000 lbf 807000 N
C <sub>a</sub> 90 - Dynamic Thrust Rating (90 million revolutions) <sup>6</sup>	19200 lbf 85600 N

## Factors

K - Factor <sup>7</sup>	1.21
e - ISO Factor <sup>8</sup>	0.48
Y - ISO Factor <sup>9</sup>	1.25
G1 - Heat Generation Factor (Roller-Raceway)	808.2
G2 - Heat Generation Factor (Rib-Roller End)	210.6
C <sub>g</sub> - Geometry Factor <sup>10</sup>	0.135

<sup>1</sup> These maximum fillet radii will be cleared by the bearing corners.

<sup>2</sup> These maximum fillet radii will be cleared by the bearing corners.

<sup>3</sup> Negative value indicates effective center inside cone backface.

<sup>4</sup> Based on  $90 \times 10^6$  revolutions L<sub>10</sub> life, for The Timken Company life calculation method. C<sub>90</sub> and C<sub>a90</sub> are radial and thrust values.

<sup>5</sup> Based on  $1 \times 10^6$  revolutions L<sub>10</sub> life, for the ISO life calculation method.

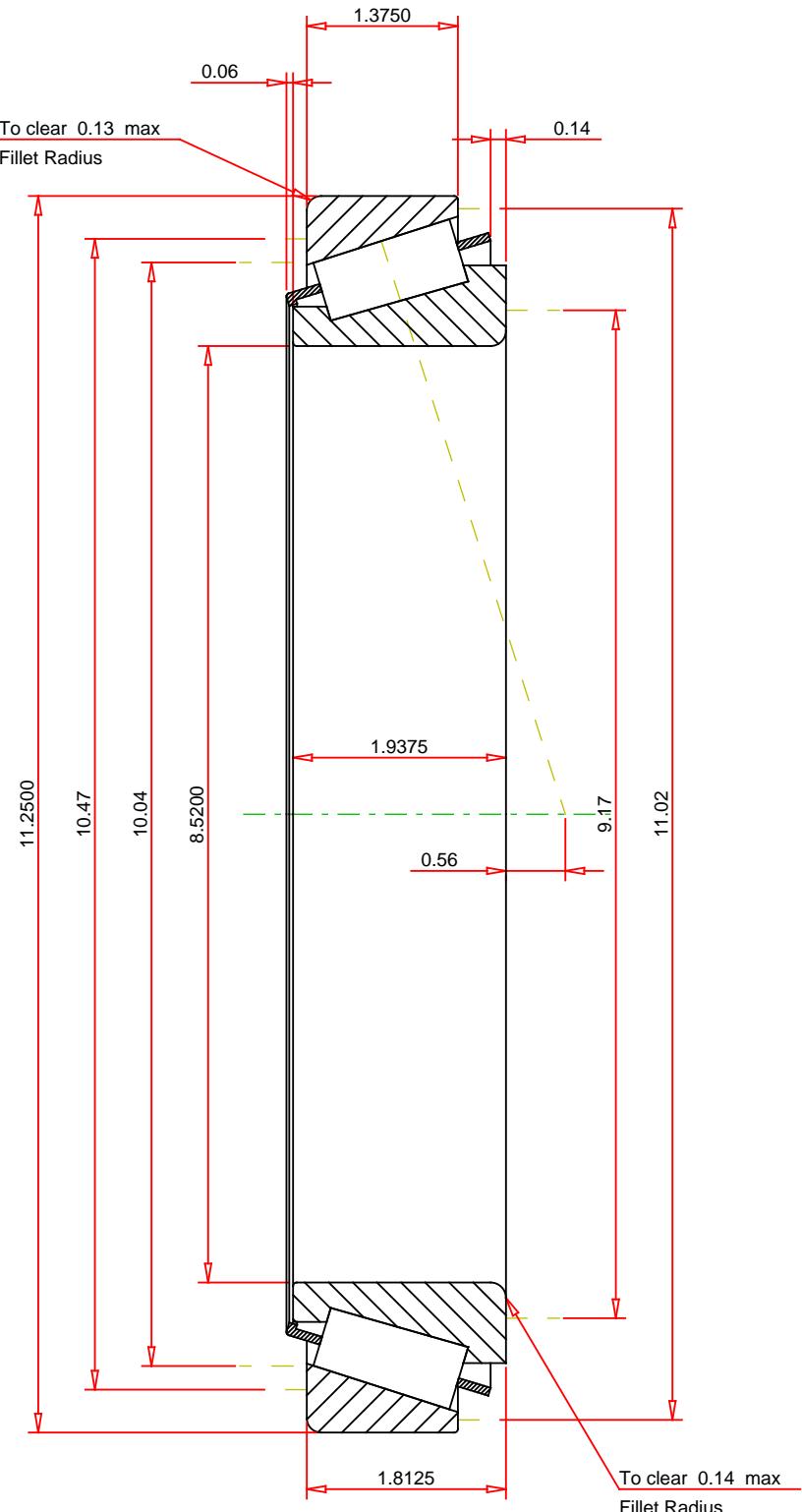
<sup>6</sup> Based on  $90 \times 10^6$  revolutions L<sub>10</sub> life, for The Timken Company life calculation method. C<sub>90</sub> and C<sub>a90</sub> are radial and thrust values for a single-row, C<sub>90(2)</sub> is the two-row radial value.

<sup>7</sup> These factors apply for both inch and metric calculations. Consult your Timken representative for instruction on use.

<sup>8</sup> These factors apply for both inch and metric calculations. Consult your Timken representative for instruction on use.

<sup>9</sup> These factors apply for both inch and metric calculations. Consult your Timken representative for instruction on use.

<sup>10</sup> Geometry constant for Lubrication Life Adjustment Factor a3l.



## IMPERIAL UNITS

ISO Factor - e

0.48

ISO Factor - Y

1.25

Bearing Weight

17

lb

Number of Rollers Per Row

38

Effective Center Location

0.56 inch

**TIMKEN®**

**THE TIMKEN COMPANY**  
NORTH CANTON, OHIO USA

**LM742747 - LM742710**  
**TS BEARING ASSEMBLY**

K Factor

1.21

Dynamic Radial Rating - C90

23400 lbf

Dynamic Thrust Rating - Ca90

19200 lbf

Static Radial Rating - C0

181000 lbf

Dynamic Radial Rating - C1

90100 lbf

Every reasonable effort has been made to ensure the accuracy of the information contained in this writing, but no liability is accepted for errors, omissions or for any other reason.

**FOR DISCUSSION ONLY**

# Zylinderrollenlager NU215-E-XL-TVP2

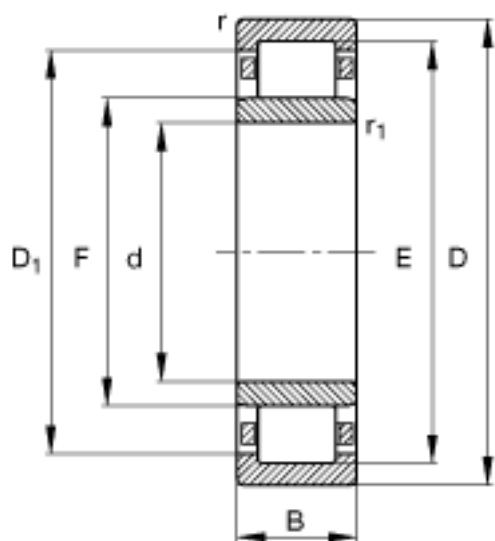
## (Baureihe NU2..-E)

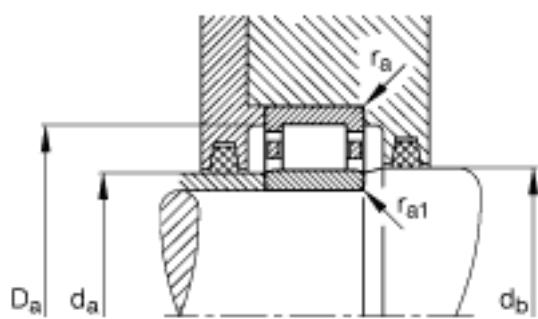
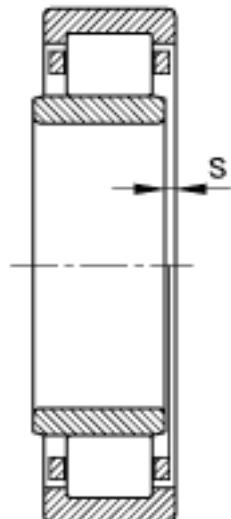
Hauptabmessungen nach DIN 5412-1, Loslager, zerlegbar, mit Käfig

Das vorliegende Datenblatt ist nur eine Übersicht über Maße und Tragzahlen zum gewählten Produkt. Bitte beachten Sie unbedingt alle Hinweise in diesen Übersichtsseiten. Weiterführende Informationen finden Sie für viele Produkte unter dem Menüpunkt "Beschreibung". Außerdem können Sie umfangreiches Informationsmaterial auch über die Katalogauswahl ([https://www.schaeffler.de/content.schaeffler.de/de/news\\_medien/index.jsp](https://www.schaeffler.de/content.schaeffler.de/de/news_medien/index.jsp)) oder Telefon +49 (91 32) 82 - 28 97 bestellen.

d	75 mm
D	130 mm
B	25 mm
D <sub>1</sub>	114,4 mm
D <sub>a</sub> max	121 mm
d <sub>a</sub> max	87 mm
d <sub>a</sub> min	84 mm
d <sub>b</sub> min	90 mm
E	118,5 mm
F	88,5 mm
r <sub>1</sub> min	1,5 mm
r <sub>a1</sub> max	1,5 mm

$r_a$ max	1,5 mm	
$r_{min}$	1,5 mm	
s	1,2 mm	Axiale Verschiebbarkeit aus der Mittellage
m	1,27 kg	Gewicht
$C_r$	155000 N	dynamische Tragzahl, radial
$C_{0r}$	157000 N	statische Tragzahl, radial
$C_{ur}$	22200 N	Ermüdungsgrenzbelastung, radial
$n_G$	6500 1/min	Grenzdrehzahl
$n_{0r}$	4400 1/min	Bezugsdrehzahl





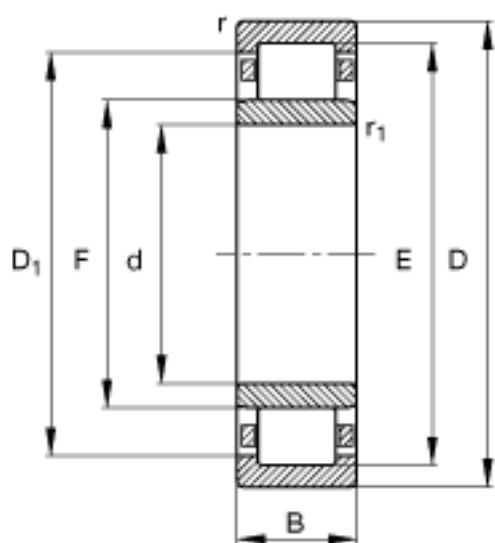
# Zylinderrollenlager NU2215-E-XL-TVP2 (Baureihe NU22..-E)

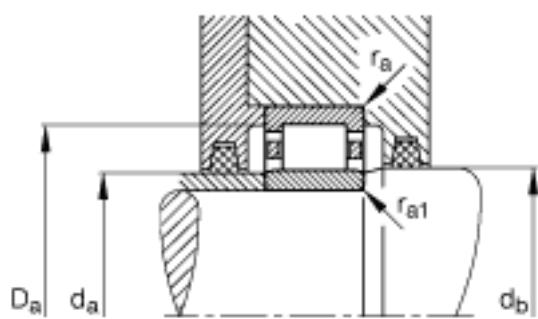
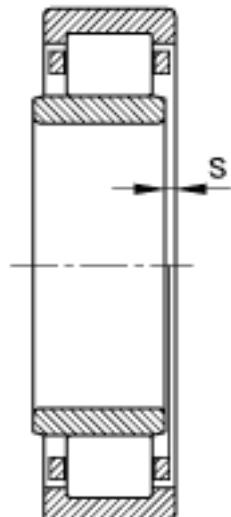
Hauptabmessungen nach DIN 5412-1, Loslager, zerlegbar, mit Käfig

Das vorliegende Datenblatt ist nur eine Übersicht über Maße und Tragzahlen zum gewählten Produkt. Bitte beachten Sie unbedingt alle Hinweise in diesen Übersichtsseiten. Weiterführende Informationen finden Sie für viele Produkte unter dem Menüpunkt "Beschreibung". Außerdem können Sie umfangreiches Informationsmaterial auch über die Katalogauswahl ([https://www.schaeffler.de/content.schaeffler.de/de/news\\_medien/index.jsp](https://www.schaeffler.de/content.schaeffler.de/de/news_medien/index.jsp)) oder Telefon +49 (91 32) 82 - 28 97 bestellen.

d	75 mm
D	130 mm
B	31 mm
D <sub>1</sub>	114,4 mm
D <sub>a</sub> max	121 mm
d <sub>a</sub> max	87 mm
d <sub>a</sub> min	84 mm
d <sub>b</sub> min	90 mm
E	118,5 mm
F	88,5 mm
r <sub>1</sub> min	1,5 mm
r <sub>a1</sub> max	1,5 mm

$r_a$ max	1,5 mm	
$r_{min}$	1,5 mm	
s	1,6 mm	Axiale Verschiebbarkeit aus der Mittellage
m	1,6 kg	Gewicht
$C_r$	192000 N	dynamische Tragzahl, radial
$C_{0r}$	208000 N	statische Tragzahl, radial
$C_{ur}$	38500 N	Ermüdungsgrenzbelastung, radial
$n_G$	6500 1/min	Grenzdrehzahl
$n_{0r}$	3600 1/min	Bezugsdrehzahl







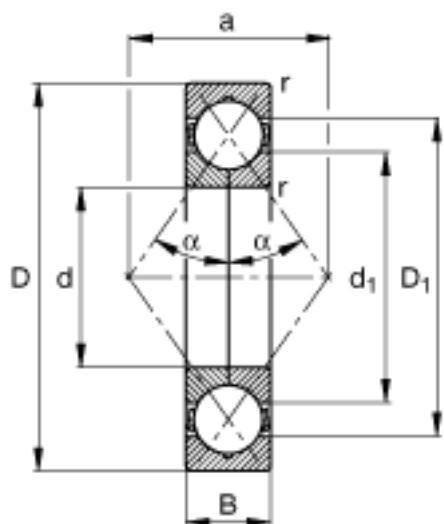
# Vierpunktluager QJ215-XL-TVP (Baureihe QJ2)

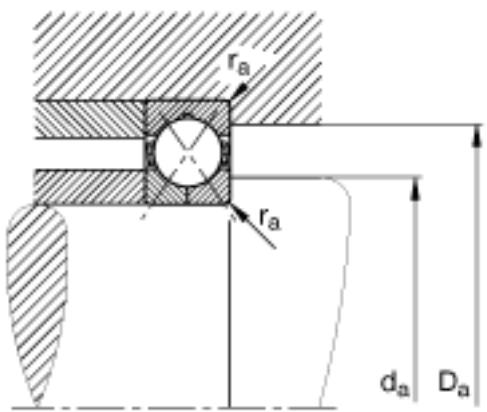
Hauptabmessungen nach DIN 628-4, zerlegbar, mit geteiltem Innenring

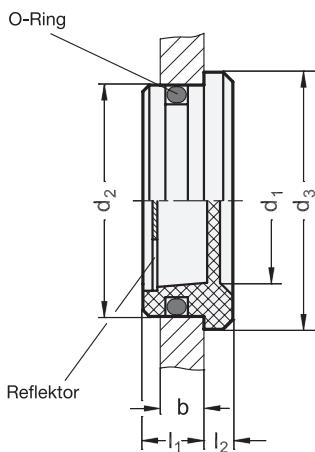
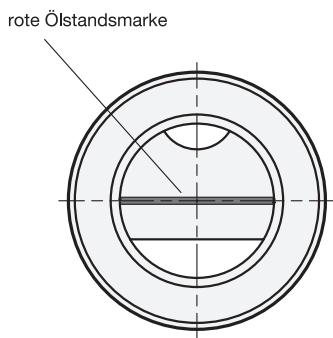
Das vorliegende Datenblatt ist nur eine Übersicht über Maße und Tragzahlen zum gewählten Produkt. Bitte beachten Sie unbedingt alle Hinweise in diesen Übersichtsseiten. Weiterführende Informationen finden Sie für viele Produkte unter dem Menüpunkt "Beschreibung". Außerdem können Sie umfangreiches Informationsmaterial auch über die Katalogauswahl ([https://www.schaeffler.de/content.schaeffler.de/de/news\\_medien/index.jsp](https://www.schaeffler.de/content.schaeffler.de/de/news_medien/index.jsp)) oder Telefon +49 (91 32) 82 - 28 97 bestellen.

d	75 mm
D	130 mm
B	25 mm
a	72 mm
D1	111,5 mm
d1	93,9 mm
Da max	121 mm
da min	84 mm
ra max	1,5 mm
rmin	1,5 mm
α	35 ° Druckwinkel

m	1,34 kg	Gewicht
Cr	129000 N	dynamische Tragzahl, radial
C <sub>0r</sub>	130000 N	statische Tragzahl, radial
C <sub>ur</sub>	9300 N	Ermüdungsgrenzbelastung, radial
n <sub>G</sub>	6200 1/min	Grenzdrehzahl
n <sub>0r</sub>	4450 1/min	Bezugsdrehzahl







elesa

ELESA Original design HE.

**4 Form**

- A mit Reflektor
- B ohne Reflektor

<b>2</b> <b>d<sub>1</sub></b> Schauöffnung	<b>3</b> <b>d<sub>2</sub></b> H11 Bohrungs-Ø	<b>d<sub>3</sub></b>	<b>b</b> min.	<b>l<sub>1</sub></b>	<b>l<sub>2</sub></b>
9	17	18	5	7	3
12	20	21	6	7	3
17	26	28	6	7	3
20	30	32	7	8	4
25	35	38	8	9	4
28	40	43	9	10	4
32	45	47	9	11	5

**Ausführung**

- Gehäuse  
Kunststoff  
glasklares Polycarbonat (PC)
  - hohe mechanische Festigkeit
  - temperaturbeständig bis 100 °C
  - nicht lösungsmittelbeständig
  - nicht alkoholbeständig

- O-Ring  
Gummi NBR (Perbunan)

- Reflektor  
Aluminium
  - weiß lackiert
  - mit roter Ölstandsmarke

- ISO-Passungen → Seite 1873

- Elastomer-Eigenschaften → Seite 1876

- Kunststoff-Eigenschaften → Seite 1876

- RoHS

**1 Hinweis**

NO

Zur Montage der Ölschaugläser GN 542 ist **kein Gewinde** erforderlich.  
Die Schauöffnung ist zurückgesetzt, dadurch die Sichtfläche geschützt.

**Montagehinweis:**

Ölschauglas von Hand andrücken, dann, eventuell mit Hilfe einer Zwischenlage z. B. Holz, vollends mit dem Hammer einschlagen. Die Bohrung sollte mit einer 45°-Senkung versehen, der O-Ring leicht eingefettet sein.

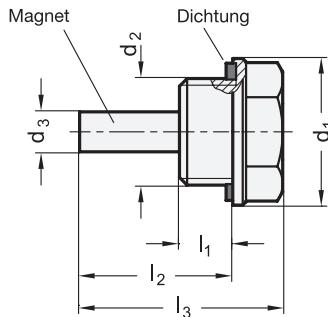
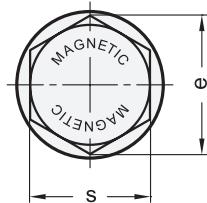
**siehe auch...**

- Ölschaugläser GN 537 (ohne Gewinde) → Seite 1368

**Bestellbeispiel**

1 2 3 4  
GN 542-NO-17-26-A

**1 Werkstoff****2 d<sub>1</sub>****3 d<sub>2</sub>****4 Form**


1 2

d <sub>1</sub>	d <sub>2</sub>		d <sub>3</sub>	e ≈	l <sub>1</sub>	l <sub>2</sub>	l <sub>3</sub>	s	
19	G 1/4	M 14 x 1,5	-	6	17,3	8	23	30,5	15
22	G 3/8	M 16 x 1,5	-	6	20,8	8	23	30,5	18
26	G 1/2	M 20 x 1,5	-	6	24,3	8,5	23,5	31	21
32	G 3/4	M 26 x 1,5	M 27 x 1,5	6	31,3	9	24	32	27
40	G 1	M 33 x 1,5	-	6	37	11	26	34,5	32
50	G 1 1/4	M 40 x 1,5	M 42 x 1,5	M 42 x 2	6	47,3	12	37	41
60	G 1 1/2	-	-	-	6	57,7	13	37	50

## Ausführung

3

## Hinweis

- Aluminium
  - feingedreht, blank
  - schwarz eloxiert

ES

- Magnet  
Legierung: AlNiCo

### • GN 738

- temperaturbeständig bis 100 °C
- Dichtung Gummi NBR (Perbunan)

### • GN 738.1

- temperaturbeständig bis 180 °C
- Dichtung Gummi FPM (Viton®)  
Kennung durch nicht schwarze Einfärbung der Dichtung

### • Magnet-Eigenschaften → Seite 1766

### • Elastomer-Eigenschaften → Seite 1876

### • RoHS

Magnetstopfen GN 738 / GN 738.1 binden durch den eingesetzten Dauermagneten Eisenpartikel, die in der Flüssigkeit schwelen.

Zur Vorbeugung gegen Bruch und Selbstentmagnetisierung sind die Rundmagnete im Lieferzustand mit einer Abstands- und Schutzhülse aus Kunststoff versehen. Diese ist vor dem Einbau der Magnetstopfen zu entfernen.

Der Dichtring ist in einem radialen und planseitigem Einstich eingebettet. Dadurch ist die Dichtung nicht verlierbar und kann beim Anziehen nicht herausgequetscht werden.

Bestellbeispiel (100 °C, schwarz eloxiert)

1 d<sub>1</sub>

2 d<sub>2</sub>

3 Oberfläche

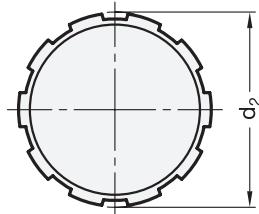
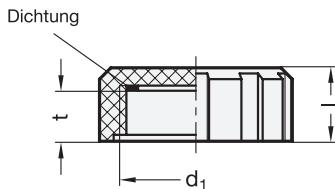
**GN 738-22-G3/8-ES**

Bestellbeispiel (180 °C, blank)

1 d<sub>1</sub>

2 d<sub>2</sub>

**GN 738.1-32-M26x1,5**



elesa

ELESA Original design T.470

1

<b>d<sub>1</sub></b>	<b>d<sub>2</sub></b>	<b>Länge l</b>	<b>t</b>
G 1	-	42	16
G 2	M 60 x 2	70	26

## Ausführung

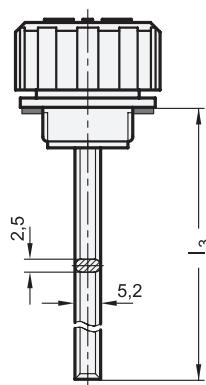
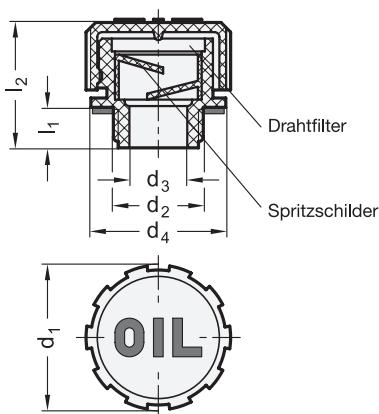
- Kunststoff (Polyamid PA)
  - schwarz, matt
  - temperaturbeständig bis 100 °C
- Dichtung Gummi NBR (Perbunan)
- Elastomer-Eigenschaften → Seite 1876
- Kunststoff-Eigenschaften → Seite 1876
- RoHS

Bestellbeispiel

GN 548.2-G1

1

d<sub>1</sub>



elesa

ELESA Original design SFN. / SFP.

### 3 Form

- A ohne Ölmeßstab
- B\* mit Ölmeßstab

### 4 Kennziffer

- 0 mit Spritzschilder, mit Draht-Filter
- 1 mit Spritzschilder, ohne Filter
- 2 mit Spritzschilder, mit PU-Filter
- 3 ohne Spritzschilder, ohne Filter
- 4 ohne Spritzschilder, mit PU-Filter

1      2

<b>d<sub>1</sub></b>	<b>d<sub>2</sub></b>			<b>d<sub>3</sub></b>	<b>d<sub>4</sub></b>	<b>l<sub>1</sub></b>	<b>l<sub>2</sub> ≈</b>	<b>l<sub>3</sub></b>
31	G 1/4	-	-	8	30	9,5	29,5	188
31	G 3/8	M 16 x 1,5	M 18 x 1,5	10	30	9,5	29,5	188
31	G 1/2	M 20 x 1,5	M 22 x 1,5	12	30	9,5	29,5	188
42	G 3/8	-	-	10	41	11,5	36,5	-
42	G 1/2	-	-	12	41	11,5	36,5	-
42	G 3/4	-	-	18	41	11,5	36,5	184
42	G 1	-	-	23	41	11,5	36,5	184
57	G 3/4	-	-	18	56	14	42	-
57	G 1	-	-	23	56	14	42	-
57	G 1 1/4	-	-	28	56	16	42	184
57	G 1 1/2	-	-	28	56	16	42	184

## Ausführung

- Kunststoff (Polyamid PA)  
temperaturbeständig bis 100 °C
- Oberteil (Deckel)  
orange, RAL 2004
- Unterteil (Einschraubgewinde)  
schwarz
- Dichtung Gummi NBR (Perbunan)
- Luftfilter Drahtgeflecht
  - verzinkt
  - Filterfeinheit 50 bis 60 µm
- Luftfilter PU-Schaum (Polyurethan)
  - Filterfeinheit 40 µm
  - temperaturbeständig bis 100 °C
- Ölmeßstab  
Stahl, phosphatiert
- Füllstandsmarkierungen / Sonderlängen  
siehe GN 109 → Seite 1811
- RoHS

## Hinweis

Funktion und Einsatzkriterien der Entlüftungsschrauben GN 552 siehe Funktionsbeschreibung.

MAX-MIN-Markierungsstriche können auf den Flächen des Ölmeßstabes leicht angebracht werden (siehe GN 109 → Seite 1811).

\* Die Ausführung mit Ölmeßstab (Form B) ist möglich bei Kennziffer 0, 1 und 2 in folgenden Größen:

Gr. 31 - alle Gewinde

Gr. 42 - nur G 3/8 und G 1

Gr. 57 - nur G 1 1/4 und G 1 1/2

### siehe auch...

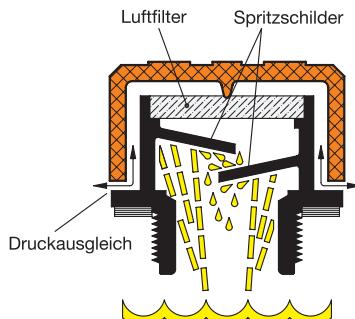
- ATEX-Entlüftungsschrauben GN 552.6 → Seite 1418

- Entlüftungsschrauben GN 552.1 (mit Dichtungsscheibe) → Seite 1419

### Bestellbeispiel

1 2 3 4  
GN 552-42-G 3/4-A-1

<b>1</b>	<b>d<sub>1</sub></b>
<b>2</b>	<b>d<sub>2</sub></b>
<b>3</b>	<b>Form</b>
<b>4</b>	<b>Kennziffer</b>



## Funktionsbeschreibung

Entlüftungsschrauben GN 552 werden bei Ölbehältern eingesetzt, die entlüftet sein müssen.

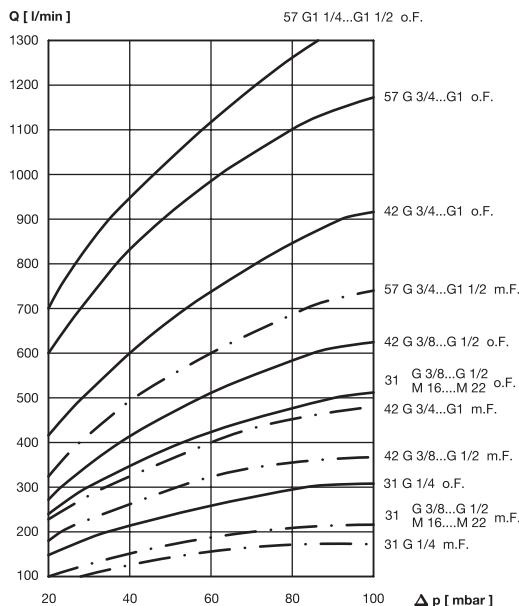
Wird das Öl bewegt, wie z. B. bei einem im Ölbad laufenden Getriebe, besteht die Gefahr, dass Öl austritt. Durch sinnvoll angeordnete und ausgebildete Spritzschilder (Skizze) wird bei diesen Entlüftungsschrauben das Ausströmen von Öl verhindert, ohne den Entlüftungsvorgang (Druckausgleich) wesentlich zu beeinträchtigen.

Die Spritzschilder können weggelassen werden, wenn ihre Funktion nicht erforderlich oder ein höherer Luftdurchsatz erwünscht ist. (Kennziffer 3 und 4)

Gegen Verschmutzung des Öles von außen (Staub) wird ein Filter eingesetzt.

Der Filter ist **hinter** den Spritzschildern angebracht, damit es nicht mit Öl in Berührung kommt und sich durch die Kapillarwirkung vollsaugt.

Bei sehr großem Luftdurchsatz (der Flüssigkeitsstand des Ölbehälters ändert sich schnell) sind Belüftungsdeckel GN 663 einzusetzen.

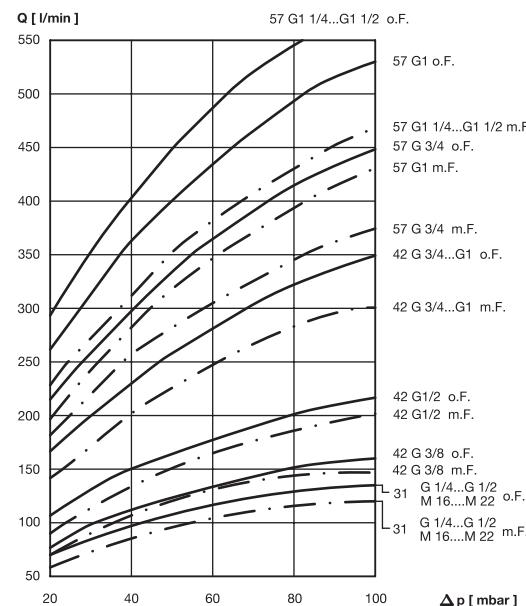


Luftdurchsatz [l/min] in Abhängigkeit von der Druckdifferenz  $\Delta p$  [mbar] Behälter/Außenraum

mit Filter (40 µm): — - —

ohne Filter: — — —

Ausführung **ohne** Spritzschilder (Kennziffer 3 und 4)



Luftdurchsatz [l/min] in Abhängigkeit von der Druckdifferenz  $\Delta p$  [mbar] Behälter/Außenraum

mit Filter (40 µm): — - —

ohne Filter: — — —

Ausführung **mit** Spritzschilder (Kennziffer 0, 1 und 2)

3.1

3.2

3.3

3.4

3.5

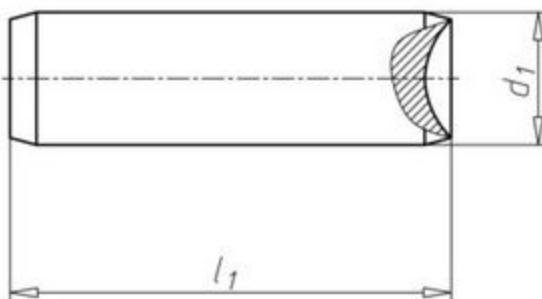
3.6

3.7

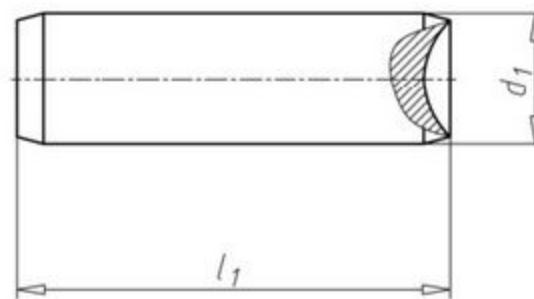
3.8

3.9



**Beschreibung**
**Technische Informationen**


<b>Werkstoff</b>	Stahl
<b>Oberfläche</b>	Blank
<b>Toleranzklasse</b>	m6
<b>Ausführung</b>	Ungehärtet
<b>Nenndurchmesser (<math>d_1</math>)</b>	8 mm
<b>Länge (<math>l_1</math>)</b>	40 mm
<b>ISO</b>	2338

**Beschreibung**
**Technische Informationen**


<b>Werkstoff</b>	Stahl
<b>Oberfläche</b>	Blank
<b>Toleranzklasse</b>	t8
<b>Ausführung</b>	Ungehärtet
<b>Nenndurchmesser (<math>d_1</math>)</b>	3 mm
<b>Länge (<math>l_1</math>)</b>	8 mm
<b>Kuppenhöhe (c)</b>	0,5 mm
<b>ISO</b>	2338

**Artikelbeschreibung/Produktabbildungen****Beschreibung****Werkstoff:**

Stahl oder Edelstahl (A 2).

**Ausführung:**

Stahl Festigkeitsklasse 8.8, schwarz oder galvanisch verzinkt.

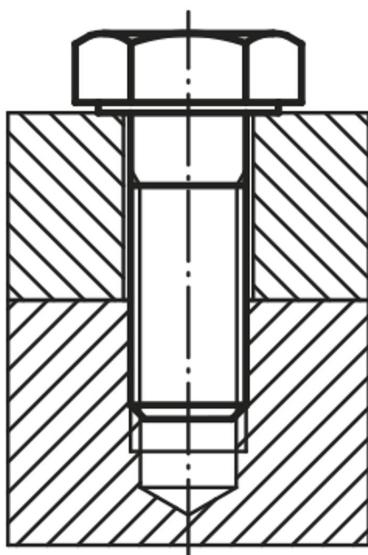
Stahl Festigkeitsklasse 10.9, schwarz oder galvanisch verzinkt.

Stahl Festigkeitsklasse 12.9, schwarz.

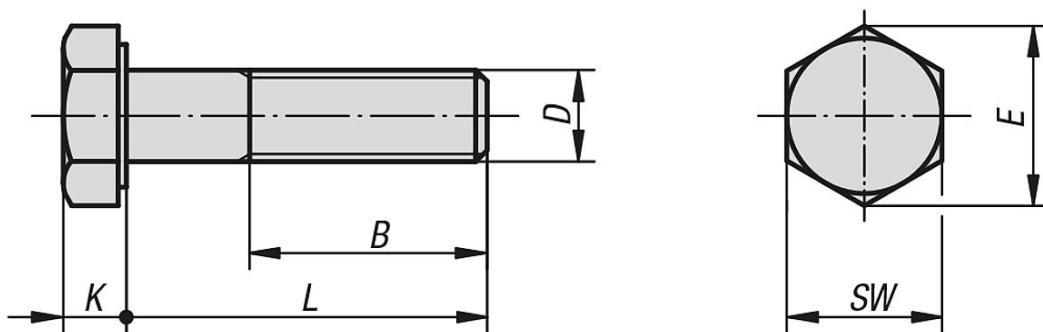
Edelstahl A 2-70, blank.

**Auf Anfrage:**

Schlüsselweiten nach DIN ISO 272.



## Zeichnungen



## Artikelübersicht

Bestellnummer	Material	Farbe Grundkörper	Festigkeitsklasse	D	L	B	SW	E	K
07170-04X25	Stahl	schwarz	8.8	M4	25	14	7	7,66	2,8
07170-04X30	Stahl	schwarz	8.8	M4	30	14	7	7,66	2,8
07170-04X35	Stahl	schwarz	8.8	M4	35	14	7	7,66	2,8
07170-04X40	Stahl	schwarz	8.8	M4	40	14	7	7,66	2,8
07170-04X45	Stahl	schwarz	8.8	M4	45	14	7	7,66	2,8
07170-04X50	Stahl	schwarz	8.8	M4	50	14	7	7,66	2,8
07170-05X25	Stahl	schwarz	8.8	M5	25	16	8	8,79	3,5
07170-05X30	Stahl	schwarz	8.8	M5	30	16	8	8,79	3,5
07170-05X35	Stahl	schwarz	8.8	M5	35	16	8	8,79	3,5
07170-05X40	Stahl	schwarz	8.8	M5	40	16	8	8,79	3,5
07170-05X45	Stahl	schwarz	8.8	M5	45	16	8	8,79	3,5
07170-05X50	Stahl	schwarz	8.8	M5	50	16	8	8,79	3,5
07170-05X60	Stahl	schwarz	8.8	M5	60	16	8	8,79	3,5
07170-06X30	Stahl	schwarz	8.8	M6	30	18	10	11,05	4
07170-06X35	Stahl	schwarz	8.8	M6	35	18	10	11,05	4
07170-06X40	Stahl	schwarz	8.8	M6	40	18	10	11,05	4
07170-06X45	Stahl	schwarz	8.8	M6	45	18	10	11,05	4
07170-06X50	Stahl	schwarz	8.8	M6	50	18	10	11,05	4
07170-06X60	Stahl	schwarz	8.8	M6	60	18	10	11,05	4
07170-06X70	Stahl	schwarz	8.8	M6	70	18	10	11,05	4
07170-08X35	Stahl	schwarz	8.8	M8	35	22	13	14,38	5,3
07170-08X40	Stahl	schwarz	8.8	M8	40	22	13	14,38	5,3
07170-08X45	Stahl	schwarz	8.8	M8	45	22	13	14,38	5,3
07170-08X50	Stahl	schwarz	8.8	M8	50	22	13	14,38	5,3
07170-08X60	Stahl	schwarz	8.8	M8	60	22	13	14,38	5,3
07170-08X70	Stahl	schwarz	8.8	M8	70	22	13	14,38	5,3
07170-08X80	Stahl	schwarz	8.8	M8	80	22	13	14,38	5,3
07170-10X40	Stahl	schwarz	8.8	M10	40	26	17	18,9	6,4
07170-10X45	Stahl	schwarz	8.8	M10	45	26	17	18,9	6,4
07170-10X50	Stahl	schwarz	8.8	M10	50	26	17	18,9	6,4
07170-10X60	Stahl	schwarz	8.8	M10	60	26	17	18,9	6,4
07170-10X70	Stahl	schwarz	8.8	M10	70	26	17	18,9	6,4
07170-10X80	Stahl	schwarz	8.8	M10	80	26	17	18,9	6,4
07170-10X90	Stahl	schwarz	8.8	M10	90	26	17	18,9	6,4
07170-10X100	Stahl	schwarz	8.8	M10	100	26	17	18,9	6,4
07170-12X45	Stahl	schwarz	8.8	M12	45	30	19	21,1	7,5
07170-12X50	Stahl	schwarz	8.8	M12	50	30	19	21,1	7,5
07170-12X60	Stahl	schwarz	8.8	M12	60	30	19	21,1	7,5
07170-12X70	Stahl	schwarz	8.8	M12	70	30	19	21,1	7,5
07170-12X80	Stahl	schwarz	8.8	M12	80	30	19	21,1	7,5
07170-12X90	Stahl	schwarz	8.8	M12	90	30	19	21,1	7,5
07170-12X100	Stahl	schwarz	8.8	M12	100	30	19	21,1	7,5
07170-12X110	Stahl	schwarz	8.8	M12	110	30	19	21,1	7,5
07170-12X120	Stahl	schwarz	8.8	M12	120	30	19	21,1	7,5
07170-16X60	Stahl	schwarz	8.8	M16	60	38	24	26,75	10
07170-16X70	Stahl	schwarz	8.8	M16	70	38	24	26,75	10
07170-16X80	Stahl	schwarz	8.8	M16	80	38	24	26,75	10

**Artikelübersicht**

Bestellnummer	Material	Farbe Grundkörper	Festigkeitsklasse	D	L	B	SW	E	K
07170-16X90	Stahl	schwarz	8.8	M16	90	38	24	26,75	10
07170-16X100	Stahl	schwarz	8.8	M16	100	38	24	26,75	10
07170-16X110	Stahl	schwarz	8.8	M16	110	38	24	26,75	10
07170-16X120	Stahl	schwarz	8.8	M16	120	38	24	26,75	10
07170-20X70	Stahl	schwarz	8.8	M20	70	46	30	33,53	12,5
07170-20X80	Stahl	schwarz	8.8	M20	80	46	30	33,53	12,5
07170-20X90	Stahl	schwarz	8.8	M20	90	46	30	33,53	12,5
07170-20X100	Stahl	schwarz	8.8	M20	100	46	30	33,53	12,5
07170-20X110	Stahl	schwarz	8.8	M20	110	46	30	33,53	12,5
07170-20X120	Stahl	schwarz	8.8	M20	120	46	30	33,53	12,5
07170-404X25	Stahl	verzinkt	8.8	M4	25	14	7	7,66	2,8
07170-404X30	Stahl	verzinkt	8.8	M4	30	14	7	7,66	2,8
07170-404X35	Stahl	verzinkt	8.8	M4	35	14	7	7,66	2,8
07170-404X40	Stahl	verzinkt	8.8	M4	40	14	7	7,66	2,8
07170-404X45	Stahl	verzinkt	8.8	M4	45	14	7	7,66	2,8
07170-404X50	Stahl	verzinkt	8.8	M4	50	14	7	7,66	2,8
07170-405X25	Stahl	verzinkt	8.8	M5	25	16	8	8,79	3,5
07170-405X30	Stahl	verzinkt	8.8	M5	30	16	8	8,79	3,5
07170-405X35	Stahl	verzinkt	8.8	M5	35	16	8	8,79	3,5
07170-405X40	Stahl	verzinkt	8.8	M5	40	16	8	8,79	3,5
07170-405X45	Stahl	verzinkt	8.8	M5	45	16	8	8,79	3,5
07170-405X50	Stahl	verzinkt	8.8	M5	50	16	8	8,79	3,5
07170-405X60	Stahl	verzinkt	8.8	M5	60	16	8	8,79	3,5
07170-406X30	Stahl	verzinkt	8.8	M6	30	18	10	11,05	4
07170-406X35	Stahl	verzinkt	8.8	M6	35	18	10	11,05	4
07170-406X40	Stahl	verzinkt	8.8	M6	40	18	10	11,05	4
07170-406X45	Stahl	verzinkt	8.8	M6	45	18	10	11,05	4
07170-406X50	Stahl	verzinkt	8.8	M6	50	18	10	11,05	4
07170-406X60	Stahl	verzinkt	8.8	M6	60	18	10	11,05	4
07170-406X70	Stahl	verzinkt	8.8	M6	70	18	10	11,05	4
07170-408X35	Stahl	verzinkt	8.8	M8	35	22	13	14,38	5,3
07170-408X40	Stahl	verzinkt	8.8	M8	40	22	13	14,38	5,3
07170-408X45	Stahl	verzinkt	8.8	M8	45	22	13	14,38	5,3
07170-408X50	Stahl	verzinkt	8.8	M8	50	22	13	14,38	5,3
07170-408X60	Stahl	verzinkt	8.8	M8	60	22	13	14,38	5,3
07170-408X70	Stahl	verzinkt	8.8	M8	70	22	13	14,38	5,3
07170-408X80	Stahl	verzinkt	8.8	M8	80	22	13	14,38	5,3
07170-410X40	Stahl	verzinkt	8.8	M10	40	26	17	18,9	6,4
07170-410X45	Stahl	verzinkt	8.8	M10	45	26	17	18,9	6,4
07170-410X50	Stahl	verzinkt	8.8	M10	50	26	17	18,9	6,4
07170-410X60	Stahl	verzinkt	8.8	M10	60	26	17	18,9	6,4
07170-410X70	Stahl	verzinkt	8.8	M10	70	26	17	18,9	6,4
07170-410X80	Stahl	verzinkt	8.8	M10	80	26	17	18,9	6,4
07170-410X90	Stahl	verzinkt	8.8	M10	90	26	17	18,9	6,4
07170-410X100	Stahl	verzinkt	8.8	M10	100	26	17	18,9	6,4
07170-412X45	Stahl	verzinkt	8.8	M12	45	30	19	21,1	7,5
07170-412X50	Stahl	verzinkt	8.8	M12	50	30	19	21,1	7,5
07170-412X60	Stahl	verzinkt	8.8	M12	60	30	19	21,1	7,5
07170-412X70	Stahl	verzinkt	8.8	M12	70	30	19	21,1	7,5
07170-412X80	Stahl	verzinkt	8.8	M12	80	30	19	21,1	7,5
07170-412X90	Stahl	verzinkt	8.8	M12	90	30	19	21,1	7,5
07170-412X100	Stahl	verzinkt	8.8	M12	100	30	19	21,1	7,5
07170-412X110	Stahl	verzinkt	8.8	M12	110	30	19	21,1	7,5
07170-412X120	Stahl	verzinkt	8.8	M12	120	30	19	21,1	7,5
07170-416X60	Stahl	verzinkt	8.8	M16	60	38	24	26,75	10
07170-416X70	Stahl	verzinkt	8.8	M16	70	38	24	26,75	10
07170-416X80	Stahl	verzinkt	8.8	M16	80	38	24	26,75	10
07170-416X90	Stahl	verzinkt	8.8	M16	90	38	24	26,75	10
07170-416X100	Stahl	verzinkt	8.8	M16	100	38	24	26,75	10
07170-416X110	Stahl	verzinkt	8.8	M16	110	38	24	26,75	10
07170-416X120	Stahl	verzinkt	8.8	M16	120	38	24	26,75	10
07170-420X70	Stahl	verzinkt	8.8	M20	70	46	30	33,53	12,5
07170-420X80	Stahl	verzinkt	8.8	M20	80	46	30	33,53	12,5
07170-420X90	Stahl	verzinkt	8.8	M20	90	46	30	33,53	12,5
07170-420X100	Stahl	verzinkt	8.8	M20	100	46	30	33,53	12,5

**Artikelübersicht**

Bestellnummer	Material	Farbe Grundkörper	Festigkeitsklasse	D	L	B	SW	E	K
07170-420X110	Stahl	verzinkt	8.8	M20	110	46	30	33,53	12,5
07170-420X120	Stahl	verzinkt	8.8	M20	120	46	30	33,53	12,5
07170-306X30	Stahl	schwarz	10.9	M6	30	18	10	11,05	4
07170-306X35	Stahl	schwarz	10.9	M6	35	18	10	11,05	4
07170-306X40	Stahl	schwarz	10.9	M6	40	18	10	11,05	4
07170-306X45	Stahl	schwarz	10.9	M6	45	18	10	11,05	4
07170-306X50	Stahl	schwarz	10.9	M6	50	18	10	11,05	4
07170-306X60	Stahl	schwarz	10.9	M6	60	18	10	11,05	4
07170-306X70	Stahl	schwarz	10.9	M6	70	18	10	11,05	4
07170-308X35	Stahl	schwarz	10.9	M8	35	22	13	14,38	5,3
07170-308X40	Stahl	schwarz	10.9	M8	40	22	13	14,38	5,3
07170-308X45	Stahl	schwarz	10.9	M8	45	22	13	14,38	5,3
07170-308X50	Stahl	schwarz	10.9	M8	50	22	13	14,38	5,3
07170-308X60	Stahl	schwarz	10.9	M8	60	22	13	14,38	5,3
07170-308X70	Stahl	schwarz	10.9	M8	70	22	13	14,38	5,3
07170-308X80	Stahl	schwarz	10.9	M8	80	22	13	14,38	5,3
07170-310X40	Stahl	schwarz	10.9	M10	40	26	17	18,9	6,4
07170-310X45	Stahl	schwarz	10.9	M10	45	26	17	18,9	6,4
07170-310X50	Stahl	schwarz	10.9	M10	50	26	17	18,9	6,4
07170-310X60	Stahl	schwarz	10.9	M10	60	26	17	18,9	6,4
07170-310X70	Stahl	schwarz	10.9	M10	70	26	17	18,9	6,4
07170-310X80	Stahl	schwarz	10.9	M10	80	26	17	18,9	6,4
07170-310X90	Stahl	schwarz	10.9	M10	90	26	17	18,9	6,4
07170-310X100	Stahl	schwarz	10.9	M10	100	26	17	18,9	6,4
07170-312X45	Stahl	schwarz	10.9	M12	45	30	19	21,1	7,5
07170-312X50	Stahl	schwarz	10.9	M12	50	30	19	21,1	7,5
07170-312X60	Stahl	schwarz	10.9	M12	60	30	19	21,1	7,5
07170-312X70	Stahl	schwarz	10.9	M12	70	30	19	21,1	7,5
07170-312X80	Stahl	schwarz	10.9	M12	80	30	19	21,1	7,5
07170-312X90	Stahl	schwarz	10.9	M12	90	30	19	21,1	7,5
07170-312X100	Stahl	schwarz	10.9	M12	100	30	19	21,1	7,5
07170-312X110	Stahl	schwarz	10.9	M12	110	30	19	21,1	7,5
07170-312X120	Stahl	schwarz	10.9	M12	120	30	19	21,1	7,5
07170-316X60	Stahl	schwarz	10.9	M16	60	38	24	26,75	10
07170-316X70	Stahl	schwarz	10.9	M16	70	38	24	26,75	10
07170-316X80	Stahl	schwarz	10.9	M16	80	38	24	26,75	10
07170-316X90	Stahl	schwarz	10.9	M16	90	38	24	26,75	10
07170-316X100	Stahl	schwarz	10.9	M16	100	38	24	26,75	10
07170-316X110	Stahl	schwarz	10.9	M16	110	38	24	26,75	10
07170-316X120	Stahl	schwarz	10.9	M16	120	38	24	26,75	10
07170-316X70	Stahl	schwarz	10.9	M20	70	46	30	33,53	12,5
07170-320X80	Stahl	schwarz	10.9	M20	80	46	30	33,53	12,5
07170-320X90	Stahl	schwarz	10.9	M20	90	46	30	33,53	12,5
07170-320X100	Stahl	schwarz	10.9	M20	100	46	30	33,53	12,5
07170-320X110	Stahl	schwarz	10.9	M20	110	46	30	33,53	12,5
07170-320X120	Stahl	schwarz	10.9	M20	120	46	30	33,53	12,5
07170-506X30	Stahl	verzinkt	10.9	M6	30	18	10	11,05	4
07170-506X35	Stahl	verzinkt	10.9	M6	35	18	10	11,05	4
07170-506X40	Stahl	verzinkt	10.9	M6	40	18	10	11,05	4
07170-506X45	Stahl	verzinkt	10.9	M6	45	18	10	11,05	4
07170-506X50	Stahl	verzinkt	10.9	M6	50	18	10	11,05	4
07170-506X60	Stahl	verzinkt	10.9	M6	60	18	10	11,05	4
07170-506X70	Stahl	verzinkt	10.9	M6	70	18	10	11,05	4
07170-508X35	Stahl	verzinkt	10.9	M8	35	22	13	14,38	5,3
07170-508X40	Stahl	verzinkt	10.9	M8	40	22	13	14,38	5,3
07170-508X45	Stahl	verzinkt	10.9	M8	45	22	13	14,38	5,3
07170-508X50	Stahl	verzinkt	10.9	M8	50	22	13	14,38	5,3
07170-508X60	Stahl	verzinkt	10.9	M8	60	22	13	14,38	5,3
07170-508X70	Stahl	verzinkt	10.9	M8	70	22	13	14,38	5,3
07170-508X80	Stahl	verzinkt	10.9	M8	80	22	13	14,38	5,3
07170-510X40	Stahl	verzinkt	10.9	M10	40	26	17	18,9	6,4
07170-510X45	Stahl	verzinkt	10.9	M10	45	26	17	18,9	6,4
07170-510X50	Stahl	verzinkt	10.9	M10	50	26	17	18,9	6,4
07170-510X60	Stahl	verzinkt	10.9	M10	60	26	17	18,9	6,4
07170-510X70	Stahl	verzinkt	10.9	M10	70	26	17	18,9	6,4

## Artikelübersicht

Bestellnummer	Material	Farbe Grundkörper	Festigkeitsklasse	D	L	B	SW	E	K
07170-510X80	Stahl	verzinkt	10.9	M10	80	26	17	18,9	6,4
07170-510X90	Stahl	verzinkt	10.9	M10	90	26	17	18,9	6,4
07170-510X100	Stahl	verzinkt	10.9	M10	100	26	17	18,9	6,4
07170-512X45	Stahl	verzinkt	10.9	M12	45	30	19	21,1	7,5
07170-512X50	Stahl	verzinkt	10.9	M12	50	30	19	21,1	7,5
07170-512X60	Stahl	verzinkt	10.9	M12	60	30	19	21,1	7,5
07170-512X70	Stahl	verzinkt	10.9	M12	70	30	19	21,1	7,5
07170-512X80	Stahl	verzinkt	10.9	M12	80	30	19	21,1	7,5
07170-512X90	Stahl	verzinkt	10.9	M12	90	30	19	21,1	7,5
07170-512X100	Stahl	verzinkt	10.9	M12	100	30	19	21,1	7,5
07170-512X110	Stahl	verzinkt	10.9	M12	110	30	19	21,1	7,5
07170-512X120	Stahl	verzinkt	10.9	M12	120	30	19	21,1	7,5
07170-516X60	Stahl	verzinkt	10.9	M16	60	38	24	26,75	10
07170-516X70	Stahl	verzinkt	10.9	M16	70	38	24	26,75	10
07170-516X80	Stahl	verzinkt	10.9	M16	80	38	24	26,75	10
07170-516X90	Stahl	verzinkt	10.9	M16	90	38	24	26,75	10
07170-516X100	Stahl	verzinkt	10.9	M16	100	38	24	26,75	10
07170-516X110	Stahl	verzinkt	10.9	M16	110	38	24	26,75	10
07170-516X120	Stahl	verzinkt	10.9	M16	120	38	24	26,75	10
07170-520X70	Stahl	verzinkt	10.9	M20	70	46	30	33,53	12,5
07170-520X80	Stahl	verzinkt	10.9	M20	80	46	30	33,53	12,5
07170-520X90	Stahl	verzinkt	10.9	M20	90	46	30	33,53	12,5
07170-520X100	Stahl	verzinkt	10.9	M20	100	46	30	33,53	12,5
07170-520X110	Stahl	verzinkt	10.9	M20	110	46	30	33,53	12,5
07170-520X120	Stahl	verzinkt	10.9	M20	120	46	30	33,53	12,5
07170-210X40	Stahl	schwarz	12.9	M10	40	26	17	18,9	6,4
07170-210X45	Stahl	schwarz	12.9	M10	45	26	17	18,9	6,4
07170-210X50	Stahl	schwarz	12.9	M10	50	26	17	18,9	6,4
07170-210X60	Stahl	schwarz	12.9	M10	60	26	17	18,9	6,4
07170-210X70	Stahl	schwarz	12.9	M10	70	26	17	18,9	6,4
07170-210X80	Stahl	schwarz	12.9	M10	80	26	17	18,9	6,4
07170-210X90	Stahl	schwarz	12.9	M10	90	26	17	18,9	6,4
07170-210X100	Stahl	schwarz	12.9	M10	100	26	17	18,9	6,4
07170-212X45	Stahl	schwarz	12.9	M12	45	30	19	21,1	7,5
07170-212X50	Stahl	schwarz	12.9	M12	50	30	19	21,1	7,5
07170-212X60	Stahl	schwarz	12.9	M12	60	30	19	21,1	7,5
07170-212X70	Stahl	schwarz	12.9	M12	70	30	19	21,1	7,5
07170-212X80	Stahl	schwarz	12.9	M12	80	30	19	21,1	7,5
07170-212X90	Stahl	schwarz	12.9	M12	90	30	19	21,1	7,5
07170-212X100	Stahl	schwarz	12.9	M12	100	30	19	21,1	7,5
07170-212X120	Stahl	schwarz	12.9	M12	120	30	19	21,1	7,5
07170-216X70	Stahl	schwarz	12.9	M16	70	38	24	26,75	10
07170-216X80	Stahl	schwarz	12.9	M16	80	38	24	26,75	10
07170-216X90	Stahl	schwarz	12.9	M16	90	38	24	26,75	10
07170-216X100	Stahl	schwarz	12.9	M16	100	38	24	26,75	10
07170-216X120	Stahl	schwarz	12.9	M16	120	38	24	26,75	10
07170-220X70	Stahl	schwarz	12.9	M20	70	46	30	33,53	12,5
07170-220X80	Stahl	schwarz	12.9	M20	80	46	30	33,53	12,5
07170-220X90	Stahl	schwarz	12.9	M20	90	46	30	33,53	12,5
07170-220X100	Stahl	schwarz	12.9	M20	100	46	30	33,53	12,5
07170-220X120	Stahl	schwarz	12.9	M20	120	46	30	33,53	12,5
07170-105X25	Edelstahl	-	-	M5	25	16	8	8,79	3,5
07170-105X30	Edelstahl	-	-	M5	30	16	8	8,79	3,5
07170-105X35	Edelstahl	-	-	M5	35	16	8	8,79	3,5
07170-105X40	Edelstahl	-	-	M5	40	16	8	8,79	3,5
07170-105X45	Edelstahl	-	-	M5	45	16	8	8,79	3,5
07170-105X50	Edelstahl	-	-	M5	50	16	8	8,79	3,5
07170-105X60	Edelstahl	-	-	M5	60	16	8	8,79	3,5
07170-106X30	Edelstahl	-	-	M6	30	18	10	11,05	4
07170-106X35	Edelstahl	-	-	M6	35	18	10	11,05	4
07170-106X40	Edelstahl	-	-	M6	40	18	10	11,05	4
07170-106X45	Edelstahl	-	-	M6	45	18	10	11,05	4
07170-106X50	Edelstahl	-	-	M6	50	18	10	11,05	4
07170-106X60	Edelstahl	-	-	M6	60	18	10	11,05	4

**Artikelübersicht**

Bestellnummer	Material	Farbe Grundkörper	Festigkeitsklasse	D	L	B	SW	E	K
07170-106X70	Edelstahl	-	-	M6	70	18	10	11,05	4
07170-108X35	Edelstahl	-	-	M8	35	22	13	14,38	5,3
07170-108X40	Edelstahl	-	-	M8	40	22	13	14,38	5,3
07170-108X45	Edelstahl	-	-	M8	45	22	13	14,38	5,3
07170-108X50	Edelstahl	-	-	M8	50	22	13	14,38	5,3
07170-108X60	Edelstahl	-	-	M8	60	22	13	14,38	5,3
07170-108X70	Edelstahl	-	-	M8	70	22	13	14,38	5,3
07170-108X80	Edelstahl	-	-	M8	80	22	13	14,38	5,3
07170-110X40	Edelstahl	-	-	M10	40	26	17	18,9	6,4
07170-110X45	Edelstahl	-	-	M10	45	26	17	18,9	6,4
07170-110X50	Edelstahl	-	-	M10	50	26	17	18,9	6,4
07170-110X60	Edelstahl	-	-	M10	60	26	17	18,9	6,4
07170-110X70	Edelstahl	-	-	M10	70	26	17	18,9	6,4
07170-110X80	Edelstahl	-	-	M10	80	26	17	18,9	6,4
07170-110X90	Edelstahl	-	-	M10	90	26	17	18,9	6,4
07170-110X100	Edelstahl	-	-	M10	100	26	17	18,9	6,4
07170-112X45	Edelstahl	-	-	M12	45	30	19	21,1	7,5
07170-112X50	Edelstahl	-	-	M12	50	30	19	21,1	7,5
07170-112X60	Edelstahl	-	-	M12	60	30	19	21,1	7,5
07170-112X70	Edelstahl	-	-	M12	70	30	19	21,1	7,5
07170-112X80	Edelstahl	-	-	M12	80	30	19	21,1	7,5
07170-112X90	Edelstahl	-	-	M12	90	30	19	21,1	7,5
07170-112X100	Edelstahl	-	-	M12	100	30	19	21,1	7,5
07170-112X110	Edelstahl	-	-	M12	110	30	19	21,1	7,5
07170-112X120	Edelstahl	-	-	M12	120	30	19	21,1	7,5
07170-116X60	Edelstahl	-	-	M16	60	38	24	26,75	10
07170-116X70	Edelstahl	-	-	M16	70	38	24	26,75	10
07170-116X80	Edelstahl	-	-	M16	80	38	24	26,75	10
07170-116X90	Edelstahl	-	-	M16	90	38	24	26,75	10
07170-116X100	Edelstahl	-	-	M16	100	38	24	26,75	10
07170-116X110	Edelstahl	-	-	M16	110	38	24	26,75	10
07170-116X120	Edelstahl	-	-	M16	120	38	24	26,75	10

## Artikelbeschreibung/Produktabbildungen



## Beschreibung

## Werkstoff:

Stahl oder Edelstahl (A 2).

## Ausführung:

Stahl Festigkeitsklasse 8, blank oder verzinkt.

Stahl Festigkeitsklasse 10, blank oder verzinkt.

Stahl Festigkeitsklasse 12, blank.

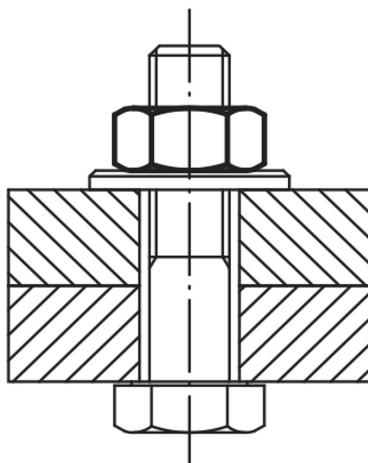
Edelstahl A 2-70, blank.

## Hinweis:

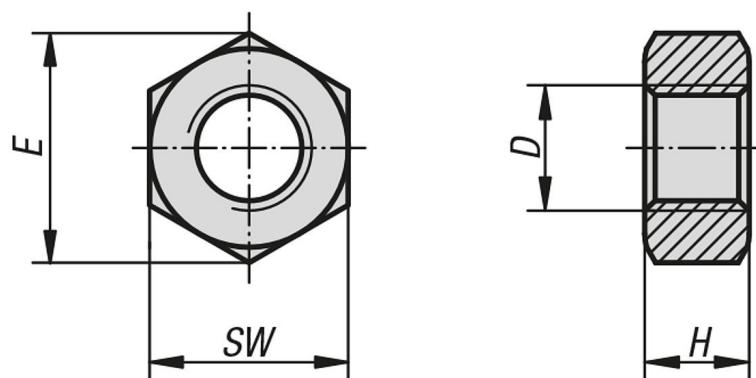
Die Festigkeitsklasse einer Mutter sollte immer gleich oder höher der Festigkeitsklasse einer Schraube sein. D.h. zur Schraube der Festigkeitsklasse 8.8 gehört eine Mutter der Festigkeitsklasse 8 (oder höher, aber niemals niedriger).

## Auf Anfrage:

Schlüsselweiten nach DIN ISO 272.



## Zeichnungen



## Artikelübersicht

Bestellnummer	Material	Festigkeitsklasse	Oberfläche Grundkörper	D	E	H	SW
07210-03	Stahl	8	blank	M3	6,01	2,4	5,5
07210-04	Stahl	8	blank	M4	7,66	3,2	7
07210-05	Stahl	8	blank	M5	8,79	4	8
07210-06	Stahl	8	blank	M6	11,05	5	10
07210-08	Stahl	8	blank	M8	14,38	6,5	13
07210-10	Stahl	8	blank	M10	18,9	8	17
07210-12	Stahl	8	blank	M12	21,1	10	19
07210-14	Stahl	8	blank	M14	23,9	11	22
07210-16	Stahl	8	blank	M16	26,76	13	24
07210-20	Stahl	8	blank	M20	32,95	16	30
07210-22	Stahl	8	blank	M22	35	18	32
07210-24	Stahl	8	blank	M24	39,6	19	36
07210-27	Stahl	8	blank	M27	45,2	22	41

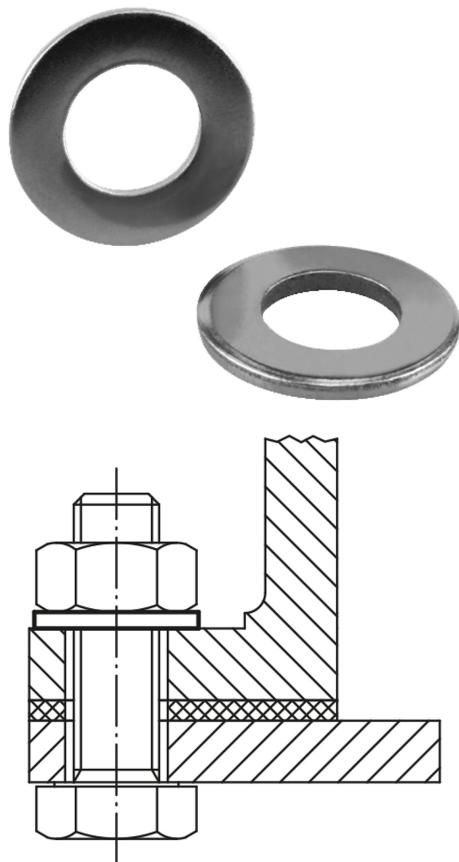
## Artikelübersicht

Bestellnummer	Material	Festigkeitsklasse	Oberfläche Grundkörper	D	E	H	SW
07210-30	Stahl	8	blank	M30	50,9	24	46
07210-33	Stahl	8	blank	M33	55,4	26	50
07210-36	Stahl	8	blank	M36	60,8	29	55
07210-203	Stahl	8	verzinkt	M3	6,01	2,4	5,5
07210-204	Stahl	8	verzinkt	M4	7,66	3,2	7
07210-205	Stahl	8	verzinkt	M5	8,79	4	8
07210-206	Stahl	8	verzinkt	M6	11,05	5	10
07210-208	Stahl	8	verzinkt	M8	14,38	6,5	13
07210-210	Stahl	8	verzinkt	M10	18,9	8	17
07210-212	Stahl	8	verzinkt	M12	21,1	10	19
07210-214	Stahl	8	verzinkt	M14	23,9	11	22
07210-216	Stahl	8	verzinkt	M16	26,76	13	24
07210-220	Stahl	8	verzinkt	M20	32,95	16	30
07210-222	Stahl	8	verzinkt	M22	35	18	32
07210-224	Stahl	8	verzinkt	M24	39,6	19	36
07210-227	Stahl	8	verzinkt	M27	45,2	22	41
07210-230	Stahl	8	verzinkt	M30	50,9	24	46
07210-233	Stahl	8	verzinkt	M33	55,4	26	50
07210-236	Stahl	8	verzinkt	M36	60,8	29	55
07210-403	Stahl	10	blank	M3	6,01	2,4	5,5
07210-404	Stahl	10	blank	M4	7,66	3,2	7
07210-405	Stahl	10	blank	M5	8,79	4	8
07210-406	Stahl	10	blank	M6	11,05	5	10
07210-408	Stahl	10	blank	M8	14,38	6,5	13
07210-410	Stahl	10	blank	M10	18,9	8	17
07210-412	Stahl	10	blank	M12	21,1	10	19
07210-414	Stahl	10	blank	M14	23,9	11	22
07210-416	Stahl	10	blank	M16	26,76	13	24
07210-420	Stahl	10	blank	M20	32,95	16	30
07210-422	Stahl	10	blank	M22	35	18	32
07210-424	Stahl	10	blank	M24	39,6	19	36
07210-427	Stahl	10	blank	M27	45,2	22	41
07210-430	Stahl	10	blank	M30	50,9	24	46
07210-433	Stahl	10	blank	M33	55,4	26	50
07210-436	Stahl	10	blank	M36	60,8	29	55
07210-304	Stahl	10	verzinkt	M4	7,66	3,2	7
07210-305	Stahl	10	verzinkt	M5	8,79	4	8
07210-306	Stahl	10	verzinkt	M6	11,05	5	10
07210-308	Stahl	10	verzinkt	M8	14,38	6,5	13
07210-310	Stahl	10	verzinkt	M10	18,9	8	17
07210-312	Stahl	10	verzinkt	M12	21,1	10	19
07210-314	Stahl	10	verzinkt	M14	23,9	11	22
07210-316	Stahl	10	verzinkt	M16	26,76	13	24
07210-320	Stahl	10	verzinkt	M20	32,95	16	30
07210-322	Stahl	10	verzinkt	M22	35	18	32
07210-324	Stahl	10	verzinkt	M24	39,6	19	36
07210-327	Stahl	10	verzinkt	M27	45,2	22	41
07210-330	Stahl	10	verzinkt	M30	50,9	24	46
07210-333	Stahl	10	verzinkt	M33	55,4	26	50
07210-336	Stahl	10	verzinkt	M36	60,8	29	55
07210-506	Stahl	12	blank	M6	11,05	5	10
07210-508	Stahl	12	blank	M8	14,38	6,5	13
07210-510	Stahl	12	blank	M10	18,9	8	17
07210-512	Stahl	12	blank	M12	21,1	10	19
07210-516	Stahl	12	blank	M16	26,76	13	24
07210-520	Stahl	12	blank	M20	32,95	16	30
07210-524	Stahl	12	blank	M24	39,6	19	36
07210-527	Stahl	12	blank	M27	45,2	22	41
07210-530	Stahl	12	blank	M30	50,9	24	46
07210-536	Stahl	12	blank	M36	60,8	29	55
07210-103	Edelstahl	70	blank	M3	6,01	2,4	5,5
07210-104	Edelstahl	70	blank	M4	7,66	3,2	7
07210-105	Edelstahl	70	blank	M5	8,79	4	8
07210-106	Edelstahl	70	blank	M6	11,05	5	10
07210-108	Edelstahl	70	blank	M8	14,38	6,5	13

## Artikelübersicht

Bestellnummer	Material	Festigkeitsklasse	Oberfläche Grundkörper	D	E	H	SW
07210-110	Edelstahl	70	blank	M10	18,9	8	17
07210-112	Edelstahl	70	blank	M12	21,1	10	19
07210-114	Edelstahl	70	blank	M14	23,9	11	22
07210-116	Edelstahl	70	blank	M16	26,76	13	24
07210-120	Edelstahl	70	blank	M20	32,95	16	30
07210-122	Edelstahl	70	blank	M22	35	18	32
07210-124	Edelstahl	70	blank	M24	39,6	19	36
07210-127	Edelstahl	70	blank	M27	45,2	22	41
07210-130	Edelstahl	70	blank	M30	50,9	24	46
07210-133	Edelstahl	70	blank	M33	55,4	26	50
07210-136	Edelstahl	70	blank	M36	60,8	29	55

## Artikelbeschreibung/Produktabbildungen



## Beschreibung

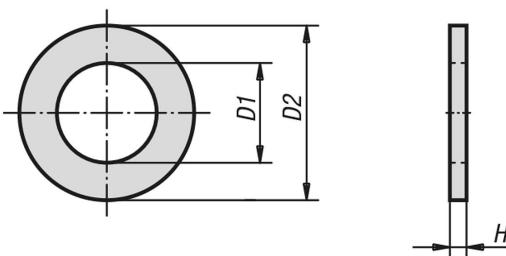
## Werkstoff:

Stahl 140 HV oder Edelstahl (A 2-70).

## Ausführung:

blank.

## Zeichnungen



## Artikelübersicht

Bestellnummer Stahl	Bestellnummer Edelstahl	für Schrauben	D1	D2	H
07300-03	07300-103	M3	3,2	7	0,5
07300-04	07300-104	M4	4,3	9	0,8
07300-05	07300-105	M5	5,3	10	1
07300-06	07300-106	M6	6,4	12	1,6
07300-08	07300-108	M8	8,4	16	1,6
07300-10	07300-110	M10	10,5	20	2
07300-12	07300-112	M12	13	24	2,5
07300-14	07300-114	M14	15	28	2,5
07300-16	07300-116	M16	17	30	3
07300-20	07300-120	M20	21	37	3
07300-24	07300-124	M24	25	44	4
07300-30	07300-130	M30	31	56	4
07300-36	07300-136	M36	37	66	5

Artikelübersicht

---

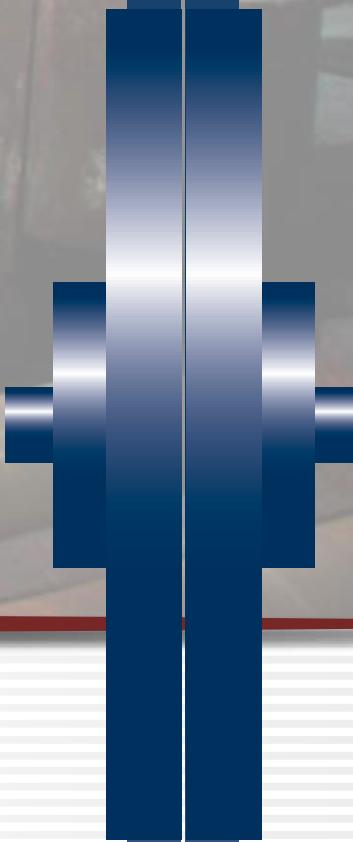
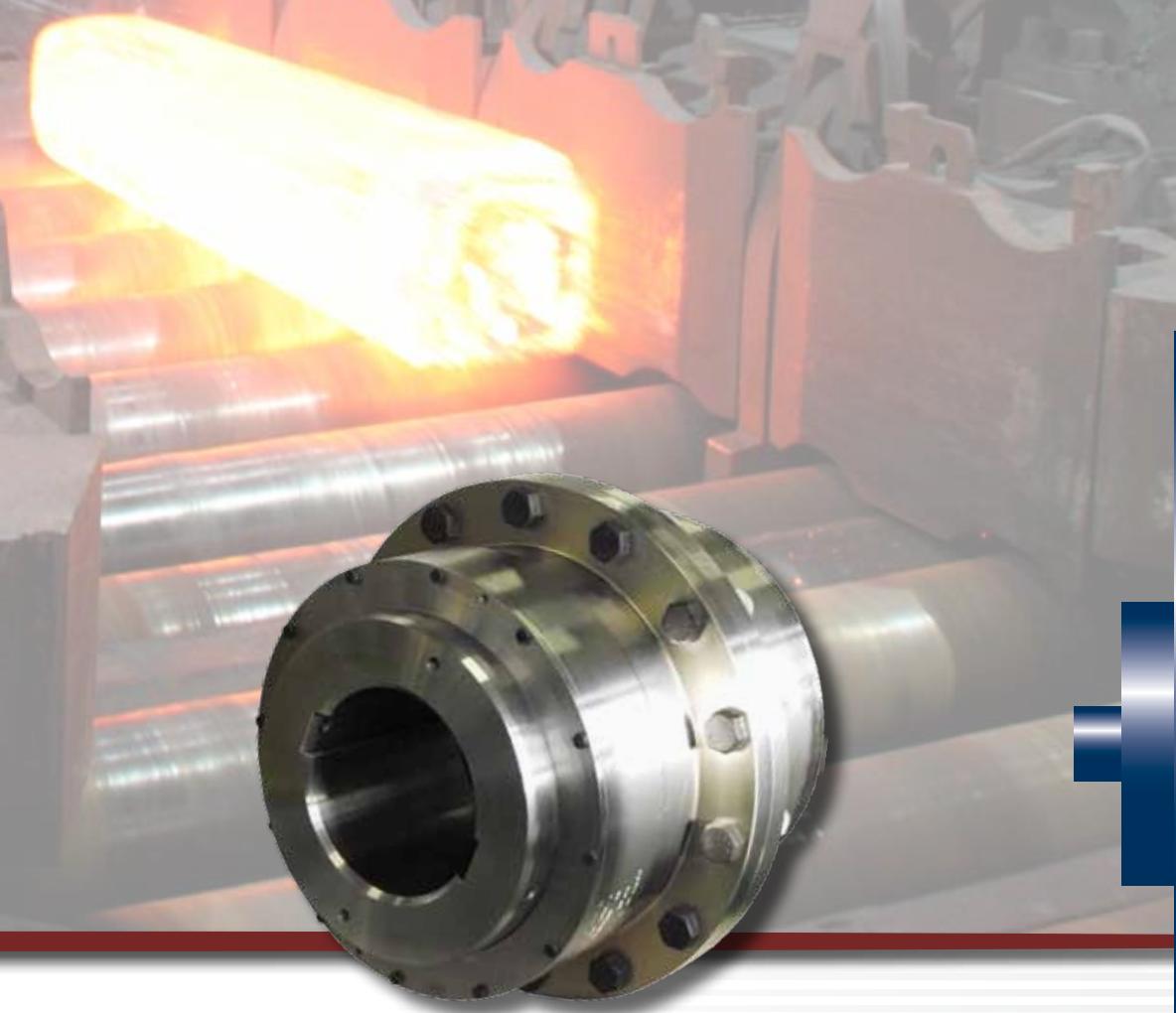


**KWD**  
KUPPLUNGSWERK DRESDEN



## Zahnkupplungen mit Balligverzahnung **ZAKU-N**

**KWN 21017**



# Kupplungen aus Dresden

Von Spezialisten - für Spezialisten

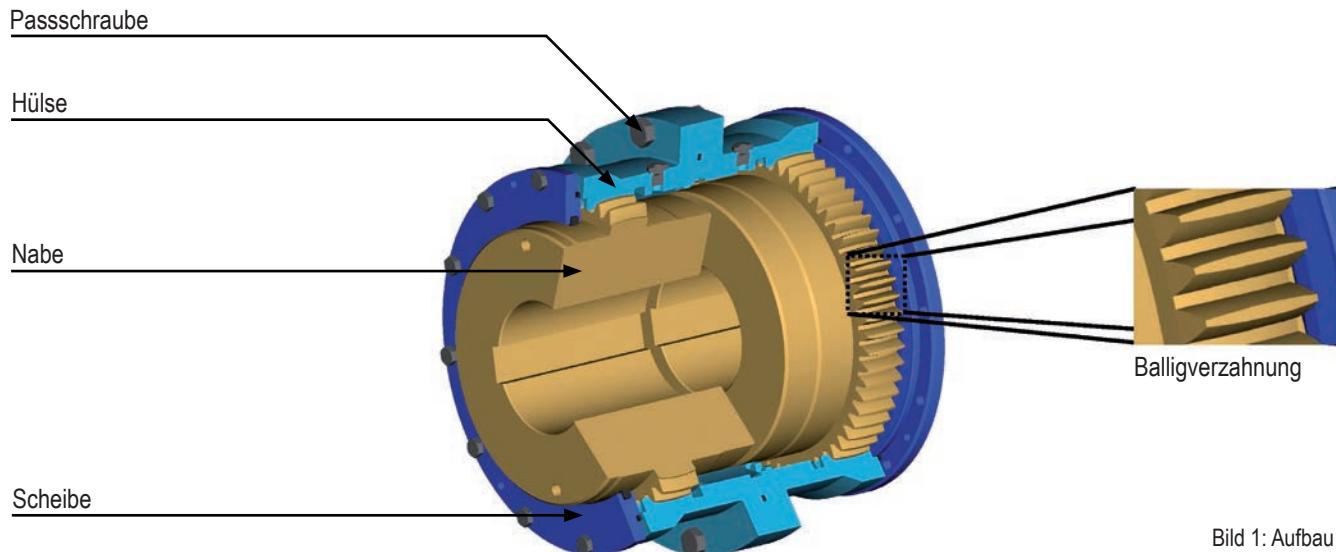


Bild 1: Aufbau

## Technische Eigenschaften

Zahnkupplungen sind formschlüssige und drehstarre Kupplungen zur Übertragung von Drehmomenten. Die Nabenscheiben werden durch Passfedern, Zahnräder oder Pressverbände mit den Arbeitsmaschinen verbunden. Die Verzahnung der Nabenscheiben wird als Balligverzahnung ausgeführt. Die Zahndicke nimmt mit steigender Zahnbreite ab. Durch die Balligverzahnung wird eine Schwenkbewegung bei geringem Zahnlängenspiel ermöglicht. Die Kombination aus geringem Zahnlängenspiel und Zentrierung in der Verzahnung ermöglicht einen ruhigen Lauf im gesamten Drehzahl- und Drehmomentbereich.

Die Kupplungen können in doppelkardanischer Ausführung (zwei Gelenkebenen) radiale, winklige und axiale Wellenverlagerungen ausgleichen.

Die Fettschmierung gewährleistet einen geringen Wartungsaufwand und eine lange Lebensdauer. Zur Abdichtung des mit Schmiermittel gefüllten Kupplungsraumes werden O-Ringe oder Doppellippendichtungen eingesetzt.

Die Zahnkupplungen sind in verschiedenen Baureihen und Bauformen verfügbar.

Das Kupplungswerk Dresden verfügt über langjährige Erfahrung bei der Entwicklung und Fertigung von Sonderzahnkupplungen für eine Vielzahl von Anwendungsfällen. Beispiele für Sonderzahnkupplungen sind auf den Seiten 12 bis 15 dargestellt.

Änderungen im Sinne des technischen Fortschrittes vorbehalten.  
Die konstruktive Gestaltung kann von den bildlichen Darstellungen abweichen,  
die angegebenen Maße sind jedoch einzuhalten.

## Die Baureihe ZAKU-N zeichnet sich aus durch:

- hohe Leistungsdichte
- Drehmomentbereich von 12 500 bis 1 250 000 Nm
- zulässige Winkelverlagerung bis  $\Delta K_w = 1,25^\circ$
- Realisierung von drei verschiedenen Nabendistanzen durch Umstecken einer oder beider Nabenscheiben
- geringer Wartungsaufwand
- einfache Auslegung (siehe Kupplungsauslegung Seite 10 und 11)

## Es können Sonderbauformen angeboten werden:

- Ausführung mit Zwischenstück oder Zwischenwelle
- Ausführung mit Bremsscheibe oder Bremstrommel
- Ausführung mit Axialspielbegrenzung
- Ausführung mit Sicherheitselementen
- Ausführung mit radial austauschbarer Dichtung (Bauform WD)
- Ausführung mit einseitiger Verzahnung
- Ausführung für explosionsgefährdete Umgebung

II 2 GD 120 °C (T4)  
-20 °C ≤ Ta ≤ +60 °C

- Sonderformen für höchste Drehzahlen mit Öl-Einspritzschmierung
- Sonderformen für vertikalen Einbau
- schwere Ausführung für erhöhte Drehmomente
- Ausführung von Zahnkupplungen nach KWN 21006 und 21007
- weitere Ausführungen auf Anfrage

## Kennwerte der Zahnkupplungen

Tabelle 1		Kennwerte		
Nenngröße	Nenndrehmoment <sup>1)</sup>	Maximaldrehmoment	Drehzahl <sup>2)</sup>	Axialverlagerung
	$T_{KN}$ [Nm]	$T_{Kmax}$ [Nm]	$n_{max}$ [min <sup>-1</sup> ]	$\Delta K_a$ [mm]
1 250	12 500	25 000	5 500	±2
2 000	20 000	40 000	4 700	±2
2 500	25 000	50 000	4 100	±3
4 000	40 000	80 000	3 700	±3
5 000	50 000	100 000	3 300	±3
6 300	63 000	126 000	3 200	±3
10 000	100 000	200 000	2 700	±3
16 000	160 000	320 000	2 200	±4
25 000	250 000	500 000	2 000	±4
31 500	315 000	630 000	1 800	±4
40 000	400 000	800 000	1 700	±4
50 000	500 000	1 000 000	1 600	±4
63 000	630 000	1 260 000	1 450	±4
80 000	800 000	1 600 000	1 350	±4
100 000	1 000 000	2 000 000	1 250	±6
125 000	1 250 000	2 500 000	1 150	±6

**Die Kennwerte gelten für folgende Einsatzbedingungen:**

- stoßfreier Betrieb
- Anzahl der Anfahrvorgänge bis 30 mal je Stunde mit Maximaldrehmoment
- Umgebungstemperaturen von -20 °C bis +80 °C
- Winkelverlagerungen bis 0,2° je Gelenkebene

Bei der Größenauswahl sind die Hinweise aus dem Abschnitt „Kupplungsauslegung“ zu berücksichtigen.

Die zulässige Axialverlagerung gilt für die Nabendistanzen  $s_1$ ,  $s_2$  und  $s_3$ .

Die maximale Winkelverlagerung je Gelenkebene beträgt:  
 $\Delta K_{w\max} = 1,25^\circ$ .

Die zulässige maximale Radialverlagerung wird berechnet aus:  
 $\Delta K_{r\max} = \tan(1,25^\circ) \cdot l_{0\text{ Bauform}}$

Die in Tabelle 1 angegebenen Drehmomente beziehen sich nicht auf die Welle-Nabe-Verbindung. Diese ist gesondert zu überprüfen.

Für eine fachgerechte Kupplungsauslegung und Größenbestimmung steht dem Anwender unser technisches Personal zur Verfügung.

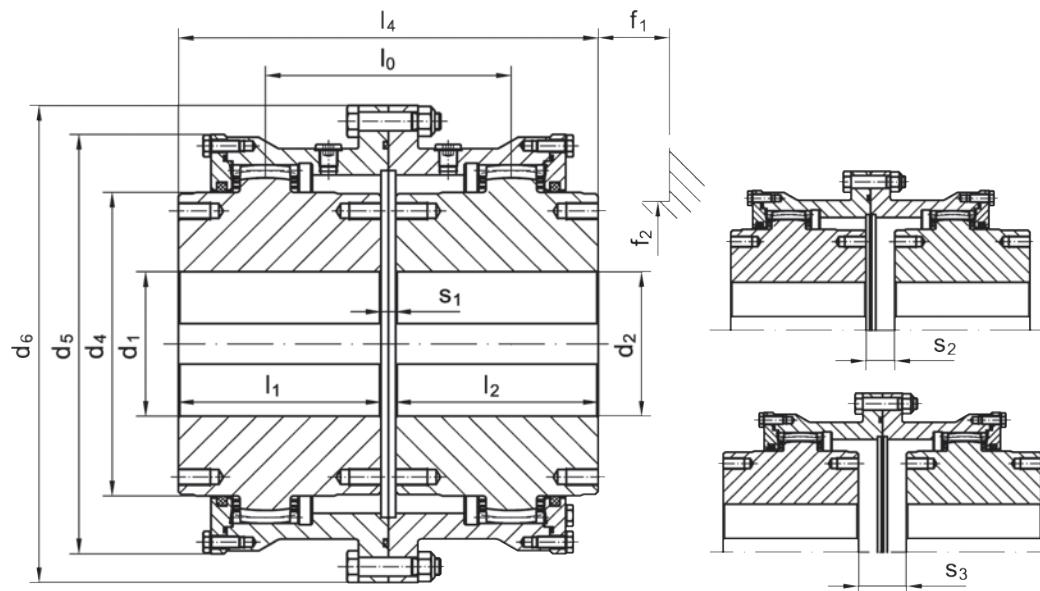
- 1) Drehmomente gelten bei Einhaltung der zulässigen Wellenverlagerung in Abhängigkeit der Drehzahl (siehe Diagramm 1)
- 2) maximale Drehzahlen gelten in Abhängigkeit von der zulässigen Wellenverlagerung (siehe Diagramm 1)

### Bauformen

- |                  |   |
|------------------|---|
| <b>Bauform A</b> | Standardausführung                              |
| <b>Bauform B</b> | Ausführung für Haltescheibe                     |
| <b>Bauform C</b> | Ausführung axialspielbegrenzt                   |
| <b>Bauform S</b> | Ausführung mit mittig angeordneter Bremsscheibe |
| <b>Bauform H</b> | Ausführung mit Zwischenstück                    |
| <b>Bauform U</b> | Ausführung mit ungegliederter Hülse             |

## Bauform A

Beidseitig verzahnt für horizontalen Einbau



### Bestellbeispiel: ZAKU-N A 40000 – 310 H7 P1<sup>3)</sup> (x310)<sup>4)</sup> x 220 H7 P2<sup>3)</sup> (x310)<sup>4)</sup> – KWN 21017

Bezeichnung einer Zahnkupplung mit Balligverzahnung der Bauform A der Nenngröße 40000 mit  
Bohrung  $d_1 = 310$  mm, Passung H7, einer Passfedernut nach DIN 6885 Bl. 1 (mit Nabellänge  $l_1 = 310$  mm) und  
Bohrung  $d_2 = 220$  mm, Passung H7, zwei Passfedernuten um  $120^\circ$  versetzt nach DIN 6885 Bl. 1 (mit Nabellänge  $l_2 = 310$  mm).

Hauptabmessungen												Tabelle 2		
Nenngröße	Vorbohrung <sup>1)</sup>	$d_1, d_2$ min <sup>2)</sup>	$d_1, d_2$ max <sup>2)</sup>	$d_4$	$d_5$	$d_6$	$s_1$	$s_2$	$s_3$	$l_1, l_2$	$l_4$ bei	$s_1$	$s_2$	$s_3$
1 250	-	-	95	135	195	234	8	19	30	100	208	219	230	
2 000	-	-	115	160	226	263	8	20	32	110	228	240	252	
2 500	-	-	130	185	251	292	10	25	40	125	260	275	290	
4 000	65	70	150	210	288	329	10	30	50	140	290	310	330	
5 000	75	80	165	230	312	363	10	30	50	160	330	350	370	
6 300	85	90	185	255	337	389	12	42	72	180	372	402	432	
10 000	95	100	210	290	375	429	12	42	72	200	412	442	472	
16 000	135	140	260	360	465	528	16	96	176	240	496	576	656	
25 000	155	160	285	400	502	567	16	106	196	260	536	626	716	
31 500	175	180	310	440	542	620	16	126	236	280	576	686	796	
40 000	205	210	340	480	584	660	20	150	280	310	640	770	900	
50 000	225	230	370	520	637	734	20	149	278	330	680	809	938	
63 000	245	250	400	560	685	788	20	166	312	350	720	866	1 012	
80 000	265	275	425	600	717	828	20	180	340	380	780	940	1 100	
100 000	290	300	460	650	780	900	25	176	327	400	825	976	1 127	
125 000	315	325	500	710	845	965	25	185	345	420	865	1 025	1 185	

#### Hauptabmessungen in mm

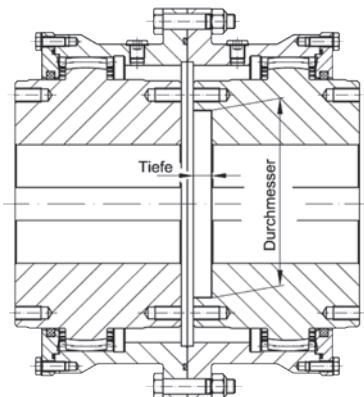
- 1) Vorbohrungen werden mit Toleranz „mittel“ nach ISO 2768 ausgeführt
- 2) Fertigbohrungen nach ISO-Passung H7, Passfedernuten nach DIN 6885 Bl.1, Passung P9

- 3) siehe Tabelle 7 „Ausführung der Nabenoberfläche“ (Seite 9)
- 4) abweichende Nabellängen sind nach Rücksprache mit dem Hersteller möglich; die gewünschten Längen bitte in Klammern angeben

## Bauform B

### Ausführung für Haltescheibe

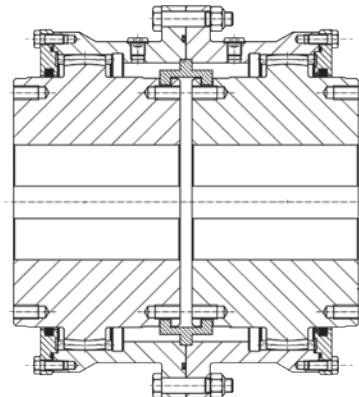
- für Nabendistanz  $s_1$  und  $s_2$
- Angabe der Ausdehnung erforderlich  
(Durchmesser, Tiefe)



## Bauform C

### Ausführung axialspielbegrenzt

- geteilter Stegring zur Axialspielbegrenzung



### Ausführung WD

#### (mit radial auswechselbarer Dichtung)

Sämtliche Bauformen sind auch mit radial austauschbarer Doppellippendiftung (WDD) oder O-Ring-Dichtung (WDR) lieferbar. Bei Verlagerungen  $> 1^\circ$  wird die Verwendung der Doppellippendiftung (Bauform WDD) empfohlen.

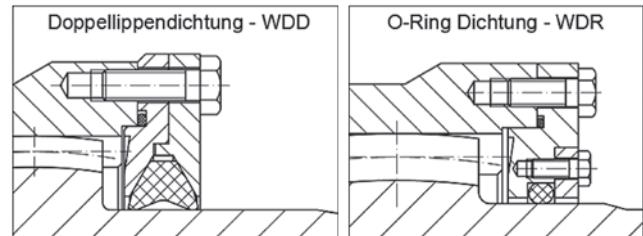


Tabelle 3		Hauptabmessungen / Kennwerte						
Nenngröße	$l_0$	$f_1^{(1)}$ min	$f_2^{(1)}$ max	Radialverlagerung $\Delta K_{r,\max}$ [mm]	Masse <sup>2)</sup> m [kg]	Massenträgheitsmoment <sup>2)</sup> J [kgm <sup>2</sup> ]	Drehfedersteifigkeit $c_t$ [10 <sup>6</sup> Nm/rad]	Schmierstoffmenge Fett [kg]
1 250	119	30	115	2,6	27	0,17	20,6	0,2
2 000	130	35	140	2,8	38	0,31	30,6	0,3
2 500	150	35	165	3,3	54	0,54	39,4	0,4
4 000	170	40	185	3,7	77	1,01	58,5	0,6
5 000	190	40	205	4,1	104	1,66	78,7	0,8
6 300	222	45	230	4,8	132	2,45	91,8	1,0
10 000	242	45	260	5,3	184	4,25	141	1,7
16 000	336	60	330	7,3	330	11,7	182	3,0
25 000	366	60	370	8,0	420	17,2	209	3,6
31 500	406	65	410	8,9	550	26,7	307	4,4
40 000	460	65	450	10,0	700	39,6	344	6,9
50 000	479	70	490	10,5	895	60,6	480	7,9
63 000	516	75	530	11,3	1 090	85,6	624	9,4
80 000	560	80	570	12,2	1 335	117	744	10,6
100 000	576	85	620	12,6	1 680	174	1 091	11,2
125 000	605	85	680	13,2	2 080	251	1 407	12,5

#### Hauptabmessungen in mm

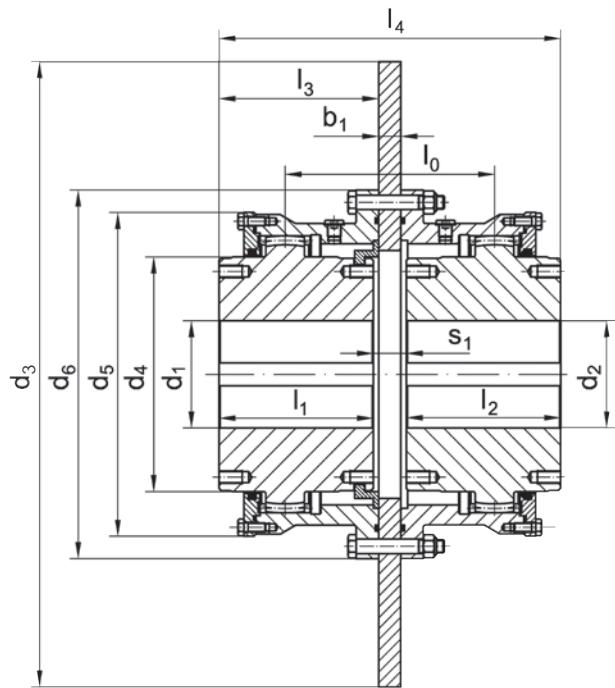
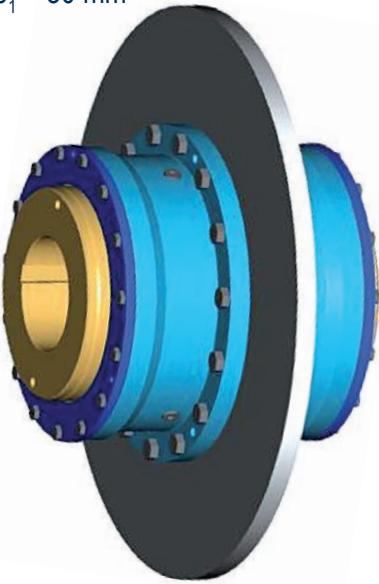
- 1)  $f_1$  und  $f_2$  - erforderliche Montagemaße zum Ausrichten der Naben, zum Wechseln der Dichtungen (O-Ringe) und bei Warmmontage zum Ablegen des Deckels mit Dichtung

- 2) Massen und Massenträgheitsmomente gelten für Bohrungen  $d_{1,2,\max}$  und ohne Schmierstoff

## Bauform S

### Beidseitig verzahnt für horizontalen Einbau

- mittig eingesetzte Bremsscheibe
- Bremsscheibe nach DIN 15432 mit Bremsscheibenbreite  $b_1 = 30 \text{ mm}$



Eine eingeschränkte Bewegung der Bremsscheibe und Hülse wird durch eine einseitige Axialspielbegrenzung erreicht. Bei dieser Ausführung halbiert sich die mögliche Axialverlagerung nach Tabelle 1. Das freie Gelenk besitzt weiterhin eine mögliche Winkelverlagerung von max. 1,25°.

Die Stützweite  $l_0$  vergrößert sich bei dieser Bauform S um die Bremsscheibenbreite  $b_1 = 30 \text{ mm}$ . Der Nabendistanz  $s_1$  oder  $s_2$  wird durch Umstecken der freien Nabe erreicht. Weitere Ausführungen von Bremsscheiben können auf Anfrage geliefert werden.

### Bestellbeispiel: ZAKU-N S 4000 – 630 (x30)<sup>6)</sup> – 150 H7 P1<sup>3)</sup> (x140)<sup>4)</sup> x 65 v<sup>3)</sup> (x140)<sup>4)</sup> – KWN 21017

Bezeichnung einer Zahnkupplung mit Balligverzahnung der Bauform S der Nenngröße 4000, Durchmesser der Bremsscheibe  $d_3 = 630 \text{ mm}$ , Breite der Bremsscheibe  $b_1 = 30 \text{ mm}$  mit Bohrung  $d_1 = 150 \text{ mm}$ , Passung H7, einer Passfeder nach DIN 6885 Bl. 1 (mit Nabengröße  $l_1 = 140 \text{ mm}$ ) und Bohrung  $d_2 = 65 \text{ mm}$  vorgebohrt, ohne Paßfeder (mit Nabengröße  $l_2 = 140 \text{ mm}$ ).

Hauptabmessungen / Kennwerte															Tabelle 4				
Nenngröße	Vorbohrung <sup>1)</sup>	$d_1, d_2$ min <sup>2)</sup>	$d_1, d_2$ max <sup>2)</sup>	$d_3$	$d_4$	$d_5$	$d_6$	$b_1$	$s_1$	$s_2$	$l_1, l_2$	$l_3$	$l_4$ bei	$l_0$	Radialverlagerung $\Delta K_{r,\max}$ [mm]	Drehzahl $n_{\max}$ [min <sup>-1</sup> ]	Masse <sup>5)</sup> m [kg]	Massenträgheitsmoment <sup>5)</sup> J [kgm <sup>2</sup> ]	
1 250	-	-	95	400	135	195	234	30	38	49	100	104	238	249	149	2,6	2 800	55	0,77
2 000	-	-	115	500	160	226	263	30	38	50	110	114	258	270	160	2,8	2 250	83	1,76
2 500	-	-	130	500	185	251	292	30	40	55	125	130	290	305	180	3,3	2 250	99	1,99
4 000	65	70	150	630	210	288	329	30	40	60	140	145	320	340	200	3,7	1 800	148	4,67
5 000	75	80	165	630	230	312	363	30	40	60	160	165	360	380	220	4,1	1 800	175	5,32
6 300	85	90	185	710	255	337	389	30	42	72	180	186	402	432	252	4,8	1 600	223	8,36
10 000	95	100	210	710	290	375	429	30	42	72	200	206	442	472	272	5,3	1 600	275	10,16
16 000	135	140	260	800	360	465	528	30	46	126	240	248	526	606	366	7,3	1 400	445	21,22

#### Hauptabmessungen in mm

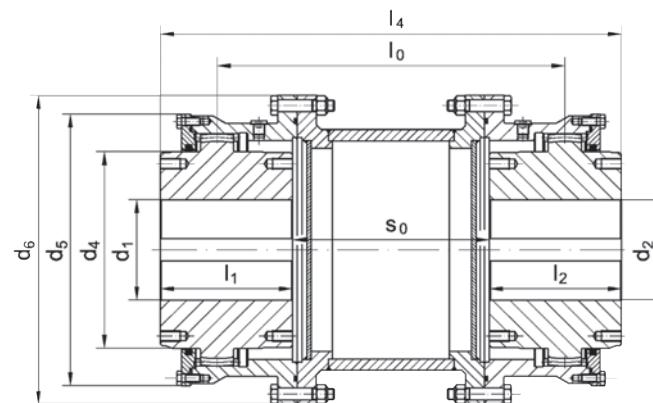
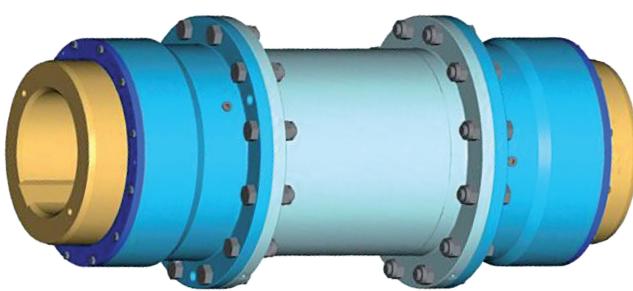
- Vorbohrungen werden mit Toleranz „mittel“ nach ISO 2768 ausgeführt
- Fertigbohrungen nach ISO-Passung H7, Passfeder nach DIN 6885 Bl.1, Passung P9
- siehe Tabelle 7 „Ausführung der Nabenoerbohrung“ (Seite 9)

- abweichende Nabengrößen sind nach Rücksprache mit dem Hersteller möglich; die gewünschten Längen bitte in Klammern angeben
- Massen und Massenträgheitsmomente gelten für Bohrungen  $d_{1,2,\max}$  und ohne Schmierstoff
- abweichende Bremsscheibenbreiten sind nach Rücksprache mit dem Hersteller möglich; die gewünschten Breiten bitte in Klammern angeben

## Bauform H

### Zwischenstück für große Nabendistanzen

- verschiedene Drehfedersteifigkeiten realisierbar



#### Bestellbeispiel: ZAKU-N H 31500 – 350 – 300 H7 P1<sup>3)</sup> (x280)<sup>4)</sup> x 250 H7 P3<sup>3)</sup> (x280)<sup>4)</sup> – KWN 21017

Bezeichnung einer Zahnkupplung mit Balligverzahnung der Bauform H der Nenngröße 31500 mit Wellenspiegelabstand  $s_0 = 350$  mm, mit Bohrung  $d_1 = 300$  mm, Passung H7, einer Passfedernut nach DIN 6885 Bl. 1 (mit Nabendistanz  $l_1 = 280$  mm) und Bohrung  $d_2 = 250$  mm, Passung H7, zwei Passfedernuten um 180° versetzt nach DIN 6885 Bl. 1 (mit Nabendistanz  $l_2 = 280$  mm).

Tabelle 5		Hauptabmessungen / Kennwerte												
Nenngröße	Vorbohrung <sup>1)</sup>	$d_1, d_2$ min <sup>2)</sup>	$d_1, d_2$ max <sup>2)</sup>	$d_4$	$d_5$	$d_6$	$s_0$ min	$l_1, l_2$	$l_4$ min	$l_0$ min	Radialverlagerung $\Delta K_{\text{max}}$ [mm]	Drehzahl $n_{\text{max}}$ [min <sup>-1</sup> ]	Masse <sup>5)</sup> m [kg]	Massenträgheitsmoment <sup>5)</sup> J [kgm <sup>2</sup> ]
1 250	-	-	95	135	195	234	138	100	338	249	5,4	Überprüfung der biegekritischen Drehzahl erforderlich	37	0,25
2 000	-	-	115	160	226	263	138	110	358	260	5,7		51	0,45
2 500	-	-	130	185	251	292	150	125	400	290	6,3		72	0,80
4 000	65	70	150	210	288	329	150	140	430	310	6,8		104	1,4
5 000	75	80	165	230	312	363	190	160	510	370	8,1		146	2,5
6 300	85	90	185	255	337	389	192	180	552	402	8,8		180	3,6
10 000	95	100	210	290	375	429	192	200	592	422	9,2		250	6,1
16 000	135	140	260	360	465	528	216	240	696	536	11,7		430	16,0
25 000	155	160	285	400	502	567	216	260	736	566	12,4		530	22,8
31 500	175	180	310	440	542	620	236	280	796	626	13,7		710	36,4
40 000	205	210	340	480	584	660	240	310	860	680	14,8		870	51,5
50 000	225	230	370	520	637	734	270	330	930	729	15,9		1 130	80,6
63 000	245	250	400	560	685	788	270	350	970	766	16,7		1 360	113
80 000	265	275	425	600	717	828	270	380	1 030	810	17,7		1 640	147
100 000	290	300	460	650	780	900	305	400	1 105	856	18,7		2 180	231
125 000	315	325	500	710	845	965	305	420	1 145	885	19,3		2 670	324

#### Hauptabmessungen in mm

- Vorbohrungen werden mit Toleranz „mittel“ nach ISO 2768 ausgeführt
- Fertigbohrungen nach ISO-Passung H7, Passfedernuten nach DIN 6885 Bl.1, Passung P9
- siehe Tabelle 7 „Ausführung der Nabendurchmesser“ (Seite 9)

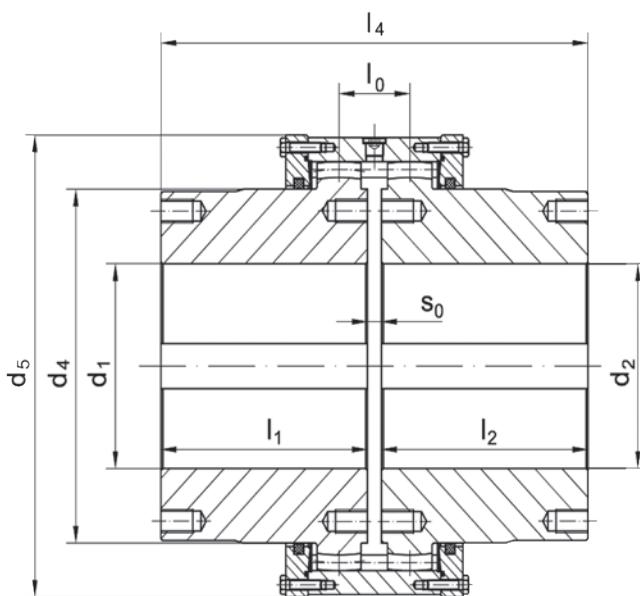
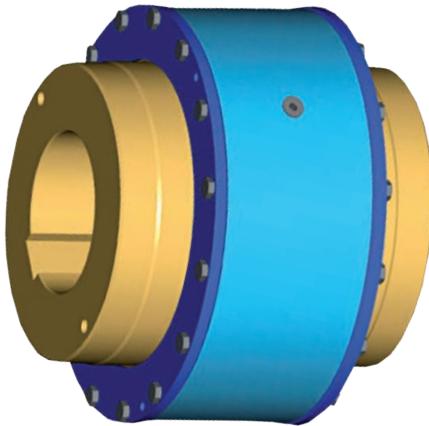
4) abweichende Nabendistanzen sind nach Rücksprache mit dem Hersteller möglich; die gewünschten Längen bitte in Klammern angeben

5) Massen und Massenträgheitsmomente gelten für Bohrungen  $d_{1,2 \text{ max}}$  und ohne Schmierstoff

6) maximale Radialverlagerungen gelten für Wellenspiegelabstände  $s_0 \text{ min}$

## Bauform U

- ungeteilte Hülse
- für kleine Einbauräume
- für geringe Radialverlagerungen



### Bestellbeispiel: ZAKU-N U 16000 – 210 H7 P1<sup>3)</sup> (x240)<sup>4)</sup> x 220 H7 P1<sup>3)</sup> (x200)<sup>4)</sup> – KWN 21017

Bezeichnung einer Zahnkupplung mit Balligverzahnung der Bauform U der Nenngröße 16000 mit  
Bohrung  $d_1 = 210$  mm, Passung H7, einer Passfeder nach DIN 6885 Bl. 1 (mit Nabenhänge  $l_1 = 240$  mm) und  
Bohrung  $d_2 = 220$  mm, Passung H7, einer Passfeder nach DIN 6885 Bl. 1 (mit gekürzter Nabenhänge  $l_2 = 200$  mm).

Hauptabmessungen / Kennwerte												Tabelle 6	
Nenngröße	Vorbohrung <sup>1)</sup>	$d_1, d_2$ min <sup>2)</sup>	$d_1, d_2$ max <sup>2)</sup>	$d_4$	$d_5$	$s_0$	$l_1, l_2$	$l_4$	$l_0$	Radialverlagerung $\Delta K_{r,\max}$ [mm]	Masse <sup>5)</sup> m [kg]	Massenträgheitsmoment <sup>5)</sup> J [kgm <sup>2</sup> ]	Schmierstoffmenge Fett [kg]
1 250	-	-	95	135	195	8	100	208	48	1	21	0,11	0,2
2 000	-	-	115	160	226	8	110	228	50	1,1	30	0,22	0,2
2 500	-	-	130	185	251	10	125	260	55	1,2	44	0,39	0,2
4 000	65	70	150	210	288	10	140	290	58	1,3	64	0,75	0,3
5 000	75	80	165	230	312	10	160	330	62	1,4	81	1,1	0,4
6 300	85	90	185	255	337	12	180	372	70	1,5	104	1,7	0,4
10 000	95	100	210	290	375	12	200	412	72	1,6	147	3,0	0,4
16 000	135	140	260	360	465	16	240	496	90	2	270	8,5	1
25 000	155	160	285	400	502	16	260	536	92	2	345	12,7	1,1
31 500	175	180	310	440	542	16	280	576	96	2,1	440	18,8	1,2
40 000	205	210	340	480	584	20	310	640	102	2,2	565	28,5	1,4
50 000	225	230	370	520	637	20	330	680	104	2,3	705	42,1	1,7
63 000	245	250	400	560	685	20	350	720	106	2,3	855	59,0	2,3
80 000	265	275	425	600	717	20	380	780	118	2,6	1 050	80,9	2,1
100 000	290	300	460	650	780	25	400	825	125	2,7	1 300	118	3,7
125 000	315	325	500	710	845	25	420	865	135	2,9	1 640	176	4,1

#### Hauptabmessungen in mm

- 1) Vorbohrungen werden mit Toleranz „mittel“ nach ISO 2768 ausgeführt
- 2) Fertigbohrungen nach ISO-Passung H7, Passfederhülsen nach DIN 6885 Bl.1, Passung P9

- 3) siehe Tabelle 7 „Ausführung der Nabenhöhlung“ (Seite 9)
- 4) abweichende Nabenhöhlen sind nach Rücksprache mit dem Hersteller möglich; die gewünschten Längen bitte in Klammern angeben
- 5) Massen und Massenträgheitsmomente gelten für Bohrungen  $d_{1,2\max}$  und ohne Schmierstoff

## Bestellangaben

Tabelle 7		Ausführung der Nabenoehrung			
Nabenoehrung	vorgebohrt	Toleranzfeld H7			
Kurzzeichen	v	ohne Passfedernut	eine Passfedernut	zwei Passfedernuten 120° versetzt	zwei Passfedernuten 180° versetzt
		-	P1	P2	P3

### Bitte beachten:

Die Bohrungsdurchmesser  $d_1$  und  $d_2$  werden nach ISO-Passung H7 ausgeführt. Die Ausführung „vorgebohrt“ wird mit Toleranz „mittel“ nach ISO 2768 ausgeführt und ist für kundenseitige Anpassungen vorgesehen. Die Passfedernuten werden nach DIN 6885 Bl.1, Passung P9 ausgeführt. Pressverbände sind mit dem Hersteller abzustimmen. Weitere Welle-Nabe-Verbindungen sind auf Anfrage möglich.

### Wuchtzustand

Wuchtgüte: Gütestufe Q16 für die Einzelteile ohne Passfedernut  
Die Bezugsdrehzahl für die Wuchtgüte beträgt 1500 min<sup>-1</sup>.

Feinere Wuchtgüten sind auf Anfrage möglich.

Ein Auswuchten auf feinere Gütestufen erfordert die Angabe der Betriebsdrehzahl und die Wuchtvereinbarung zur Passfeder nach DIN ISO 8821 (Halb-Passfeder-Vereinbarung bevorzugt).

### Werkstoffe

- Nabe: Vergütungsstahl  $R_e \geq 380$  MPa
- Hülse: Vergütungsstahl  $R_e \geq 350$  MPa
- Passschrauben: Festigkeitsklasse 8.8

### Schmierung

Als Schmierstoff wird EP-Wälzlager- bzw. EP-Getriebefett empfohlen:

- Konsistenz nach DIN 51 818: NLGI-Klasse 0 bzw. 1
- Kennzeichnung nach DIN 51 502: KP 0, (1) bzw. GP 0, (1)

Tabelle 8		Schmierstoffempfehlungen	
Hersteller	Bezeichnung	Hersteller	Bezeichnung
ARAL	ARALUB HLP	FUCHS	RENOLIT DURAPLEX EP
BP	Energrease LS-EP	KLÜBER	GRAFLOS CON C SG
CASTROL	TRIBOL 3020/1000	MOBIL	Mobilux EP
ESSO	FIBRAX EP	SHELL	Alvania EP

Für Betriebsdrehzahlen  $\geq 60\%$  der in Tabelle 1 angegebenen Maximaldrehzahlen wird ein Fett der NLGI-Klasse 00 empfohlen.

Um eine günstige Schmierung der Zahnkupplungen zu gewährleisten, sind je nach Einsatzbedingungen minimale Radial- oder Winkelverlagerungen erforderlich.

Schmierstoffe gehören nicht zum Lieferumfang.

Die Auswahl der Kupplungsgröße wird durch das zu übertragende Drehmoment, die Drehzahl, die vorhandene Verlagerung und die Anschlussgeometrie bestimmt.

Die in Tabelle 9 aufgeführten Anwendungsfaktoren nach DIN 3990-1 und ISO 6336-6 dienen zur Orientierung. Eigene Vorschriften, Regelwerke und Erfahrungen können ebenfalls berücksichtigt werden.

Anwendungsfaktoren $K_A$ (Auszug DIN 3990-1, ISO 6336-6)					Tabelle 9
Arbeitsweise der getriebenen Maschine	Arbeitsweise der Antriebsmaschine	gleichmäßig Elektromotor, Dampf-, und Gasturbine bei gleichmäßigen Betrieb (geringe, selten auftretende Anfahrmomente)	leichte Stöße Elektro-, Hydraulikmotor Dampf-, Gasturbine (größere, häufig auftretende Anfahrmomente)	mäßige Stöße Mehrzylinder-Verbrennungsmotor	starke Stöße Einzylinderverbrennungsmotor
<b>gleichmäßig</b> Stromerzeuger, Lüfter, Verpackungsmaschinen, leichte Zentrifugen, Scheren, Pressen, Förderschnecken, leichte Aufzüge, gleichmäßig beschickte Gurtförderer, Rührer und Mischer für leichte Flüssigkeiten oder Stoffe mit gleichmäßiger Dichte		1,00	1,10	1,25	1,50
<b>mäßige Stöße</b> schwere Aufzüge, schwere Zentrifugen, Drehöfen, Drehwerke von Kränen, Industrie- und Grubenlüfter, Extruder (allgemein), Kreiselpumpen, Kalander, ungleichmäßig beschickte Gurtförderer, Kolbenpumpen mit mehreren Zylindern, Rührer und Mischer für zähe Flüssigkeiten oder Stoffe mit unregelmäßiger Dichte		1,25	1,35	1,50	1,75
<b>mittlere Stöße</b> Einzylinder-Kolbenpumpen, Hubwerke, Kugelmühlen (leicht), Extruder für Gummi, Holzbearbeitung (Sägegatter, Drehmaschinen), Mischer mit unterbrochenem Betrieb für Gummi und Kunststoffe		1,50	1,60	1,75	2,00
<b>starke Stöße</b> Bagger (Schaufelradantriebe), Löffelbagger, Siebantriebe, Eimerkettenantriebe, Gummikneten, Brecher (Stein, Erz), Ziegelpressen, Brikettpressen, Kollergänge, Kugelmühlen (schwer), Hüttenmaschinen, Rotary-Bohranlagen, Schälmaschinen, Entrindungstrommeln		1,75	1,85	2,00	2,25 oder höher

## Prüfung für das Nenndrehmoment $T_{KN}$

Das Kupplungennenndrehmoment  $T_{KN}$  ist das Drehmoment, welches die Kupplung unter idealen Belastungen und Bedingungen übertragen kann. Die Auslegungsfaktoren sollen die realen Belastungen beschreiben.

$$T_{Anlage} = 9\,550 \cdot P_{Abtrieb} / n_{Anlage} \cdot K_A$$

$$T_{Anlage} \leq T_{KN} \quad (T_{KN} \text{ nach Tabelle 1})$$

Es ist die Nenngröße mit dem nächst größeren Nenndrehmoment auszuwählen.

Symbol	T (Drehmoment)	P (Leistung)	n (Drehzahl)
Einheiten	Nm	kW	min <sup>-1</sup>

## Prüfung für das Maximaldrehmoment $T_{Kmax}$

Das Anlagen-Maximaldrehmoment ( $T_{Anlage max}$ ) ist die höchste Belastung für die Kupplung während des Betriebes. Dies sind zum Beispiel kurzzeitige Anfahr- und Stoppvorgänge.

$$T_{Anlage max} \leq T_{Kmax} \quad (T_{Kmax} \text{ nach Tabelle 1})$$

Treten die maximalen Drehmomente ( $T_{Anlage max}$ ) mehr als 30 mal je Stunde auf, sind diese mit dem Nenndrehmoment der Kupplung ( $T_{KN}$ ) zu vergleichen.

$$T_{Anlage max} \leq T_{KN} \quad (T_{KN} \text{ nach Tabelle 1})$$

## Prüfung der Maximaldrehzahl $n_{\max}$

Für alle Betriebszustände muss gewährleistet werden:

$$n_{\text{Anlage}} \leq n_{\max}$$

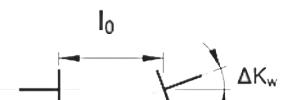
( $n_{\max}$  nach Tabelle 1 bzw. der jeweiligen Bauform)

## Prüfung der zulässigen Verlagerung

Radial- und Winkelverlagerungen beeinflussen die übertragbare Leistung der Zahnkupplung. Aus diesem Grund wird die zulässige Verlagerung über der Drehzahl abgemindert. Die maximal zulässigen Winkelverlagerungen sind von der Anlagendrehzahl abhängig und dem Diagramm 1 zu entnehmen. Für alle Betriebszustände darf die vorhandene Verlagerung nicht größer als die zulässige Maximalverlagerung nach Diagramm 1 sein.

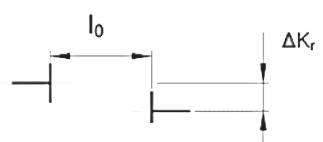
Reine Winkelverlagerung:

$$\Delta K_{w \text{ vorh}} \leq \Delta K_{w \text{ zul}}$$



Reine Radialverlagerung:

$$\Delta K_{r \text{ vorh}} \leq \tan(\Delta K_{w \text{ zul}}) \cdot l_0 \text{ Bauform}$$



Kombinierte Winkel- und Radialverlagerung:

Die kombinierten Verlagerungen sind nach Diagramm 1 zu prüfen.

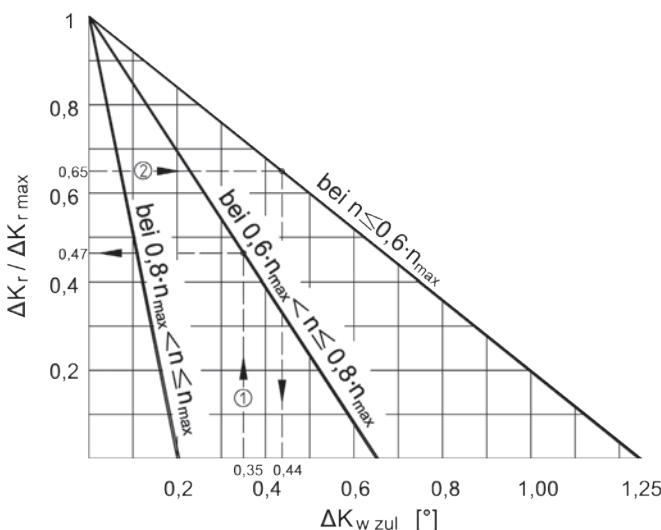
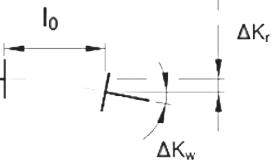


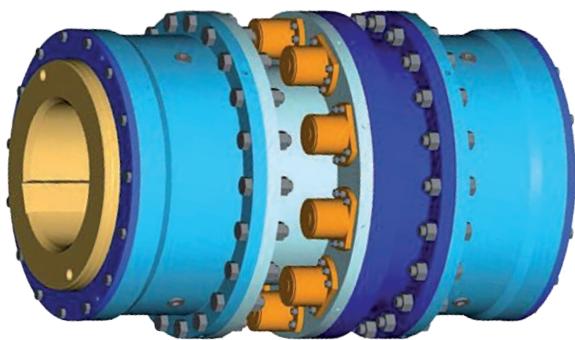
Diagramm 1:  
Zulässige Winkelverlagerung in Abhängigkeit von der Drehzahl

## Prüfung der Nabendurchmesser

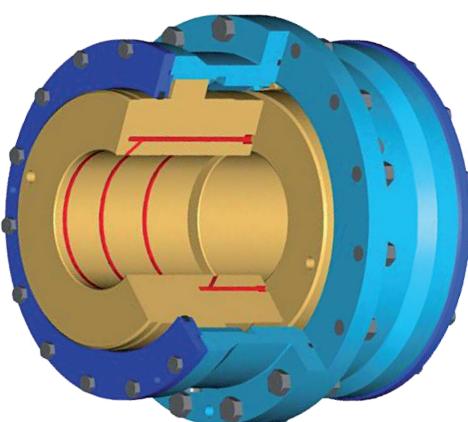
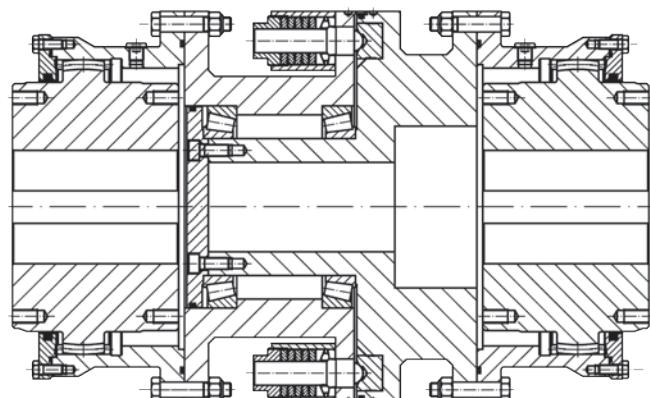
Nach der Auswahl der Kupplungsdimensionierung sind die maximal zulässigen Bohrungsdurchmesser zu überprüfen. Die Durchmesser  $d_1$  und  $d_2$  sind für die Ausführungen mit Passfedernut nach DIN 6885 Bl.1 gültig. Die Welle-Nabe-Verbindung ist gesondert zu überprüfen.

## Prüfung der biegekritischen Drehzahl bei Bauform H

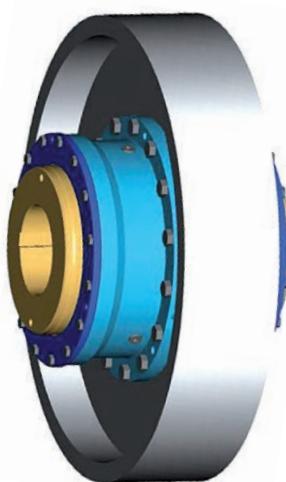
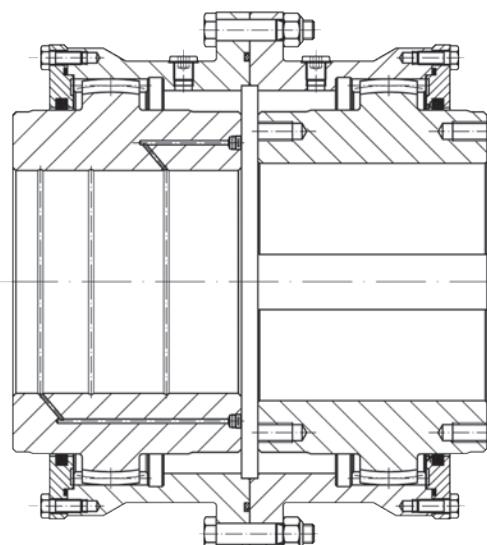
Bei der Bauform H ist eine Prüfung der biegekritischen Drehzahl vorzunehmen. Für Fragen steht dem Anwender unser technisches Personal zur Verfügung.



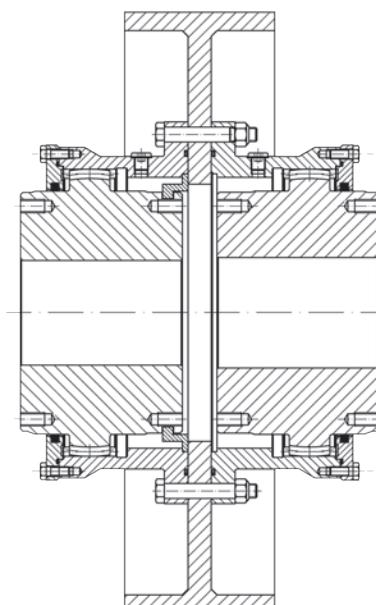
**ZAKU-N:** Zahnkupplungen mit Drehmomentbegrenzung (einstellbare Freischaltelemente)

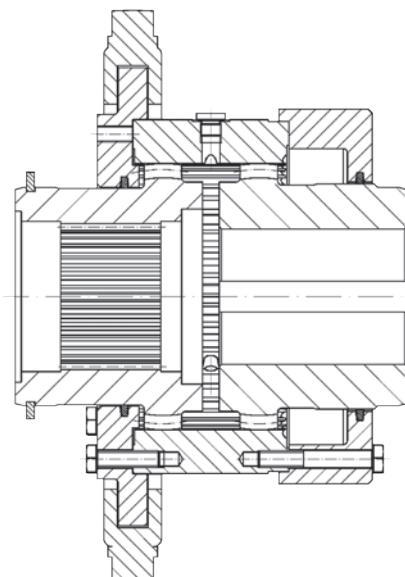
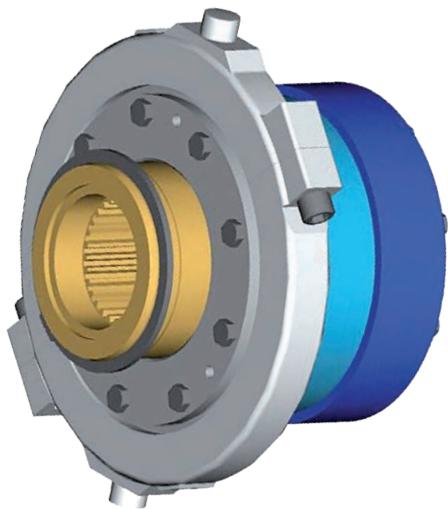


**ZAKU-N:** Zahnkupplungen mit Welle-Nabe-Verbindung als Hydraulikpressverbund

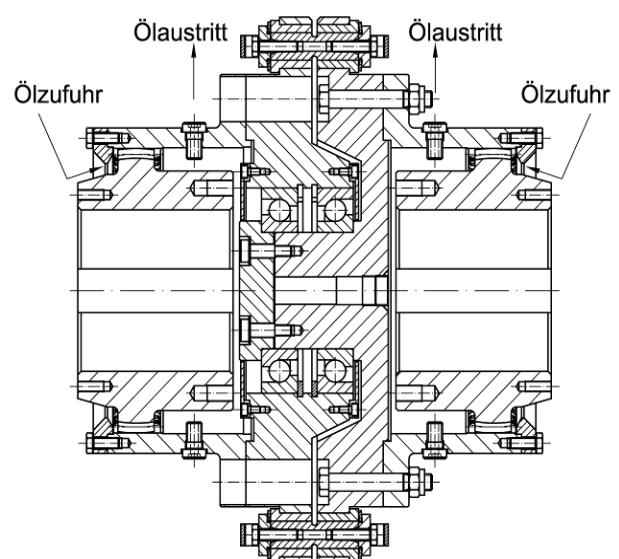
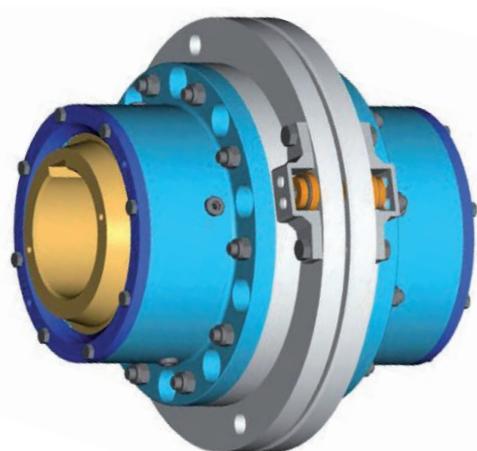


**ZAKU-N:** Zahnkupplungen mit mittig angeordneter Bremstrommel und axialer Begrenzung

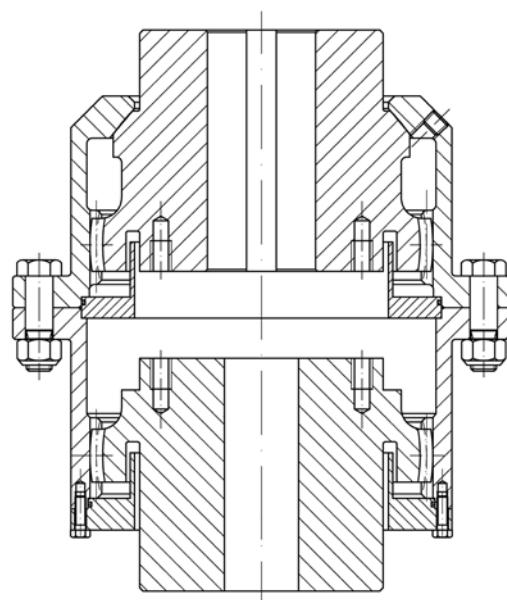
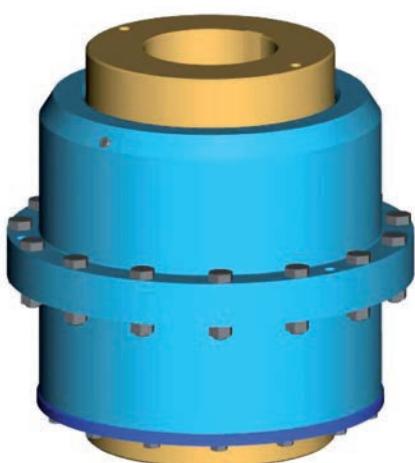




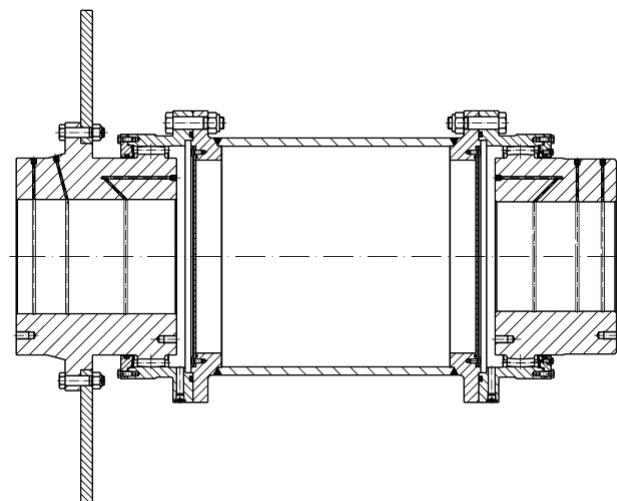
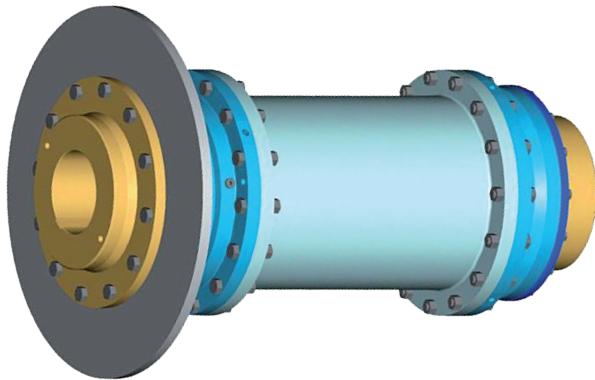
Zahnkupplungen - im Stillstand schaltbar



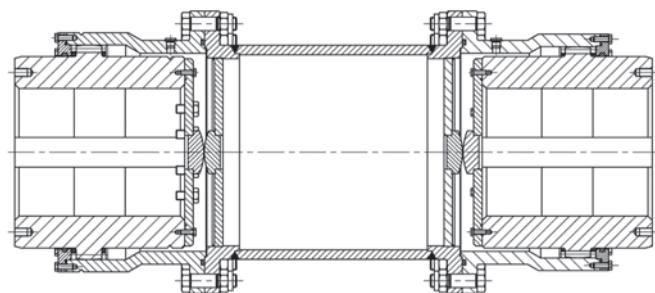
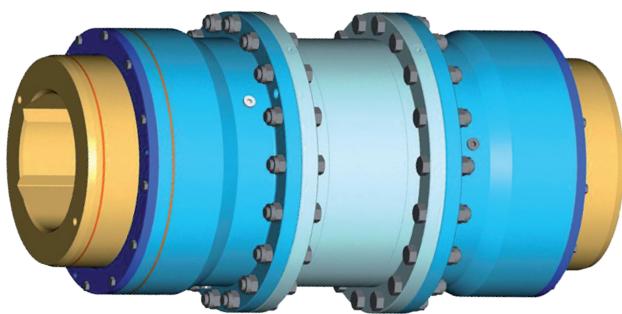
Zahnkupplungen mit Brechbolzen und  
Öl-Durchlaufschmierung



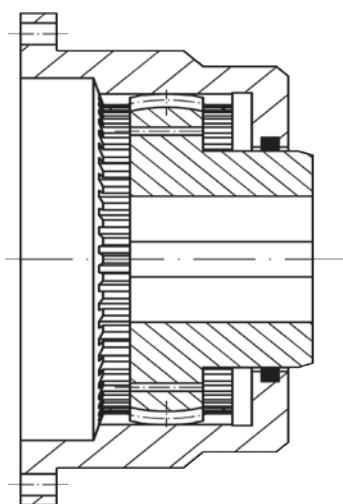
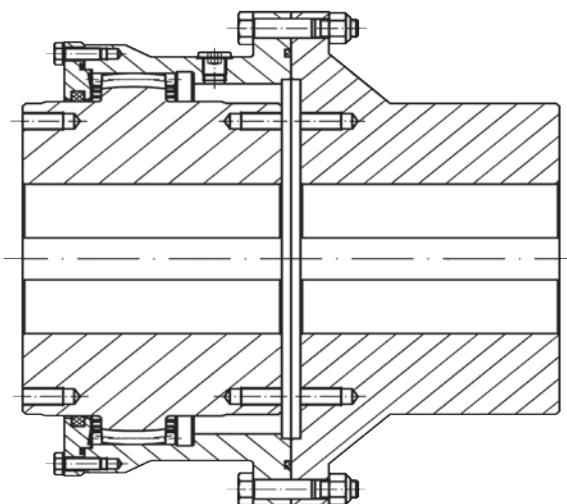
Zahnkupplungen mit Balligverzahnung für  
vertikalen Einbau (nach KWN 21008)



**ZAKU-N H:** Zahnkupplungen mit seitlich an der Nabe angeordneter Bremsscheibe für Walzwerk'antriebe



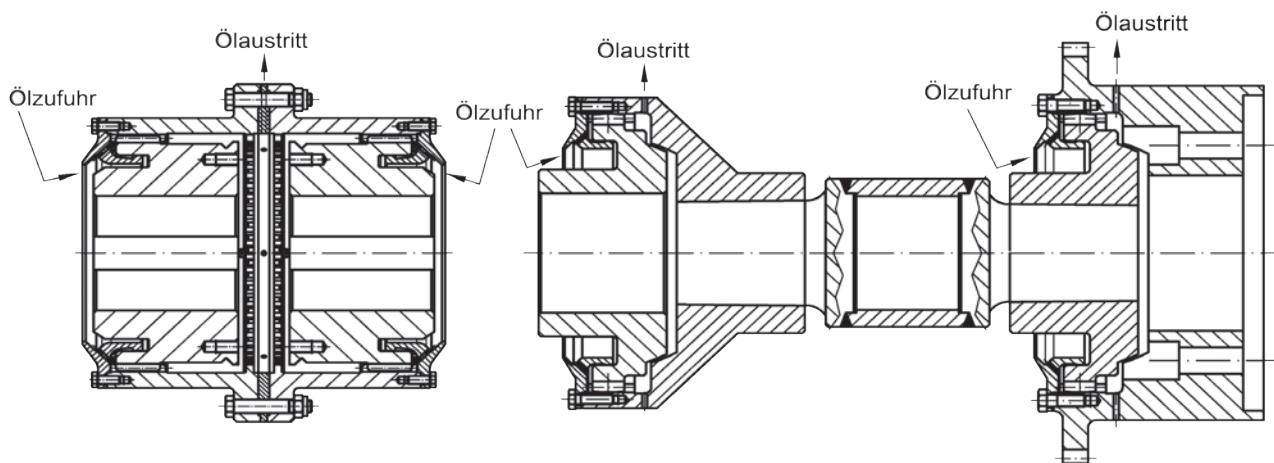
**ZAKU-N H:** Zahnkupplungen mit unterschiedlicher Zähnezahl je Kupplungshälfte zur Reduzierung von Schwingungen bei Parallelantrieben



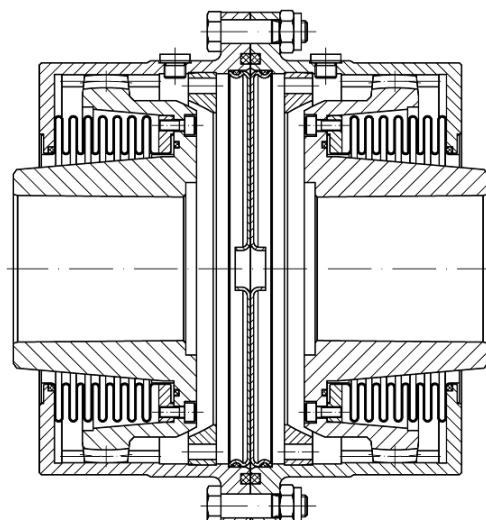
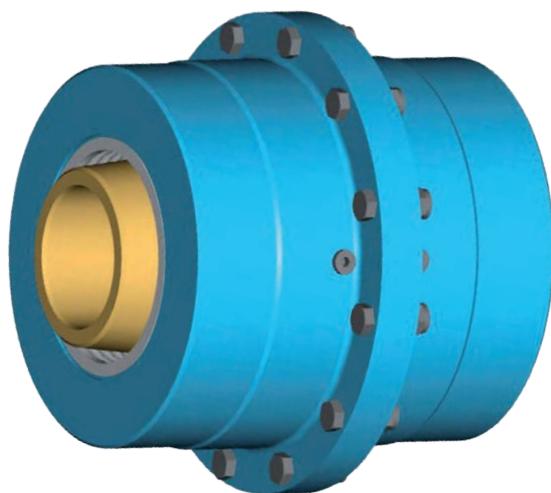
**ZAKU-N:** Zahnkupplungen einseitig verzahnt

#### Zahnkupplungsgelenke:

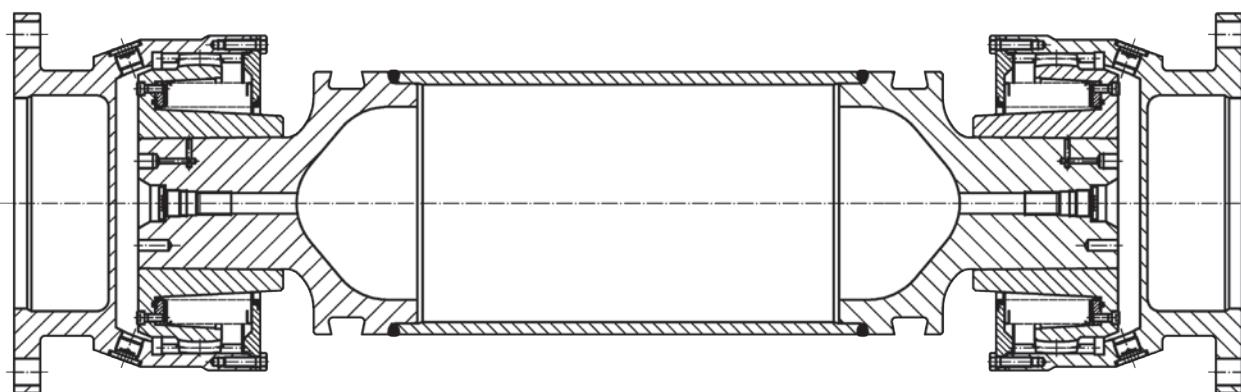
- leichte axiale Flanschmontage
- zur Aufnahme von Radialkräften



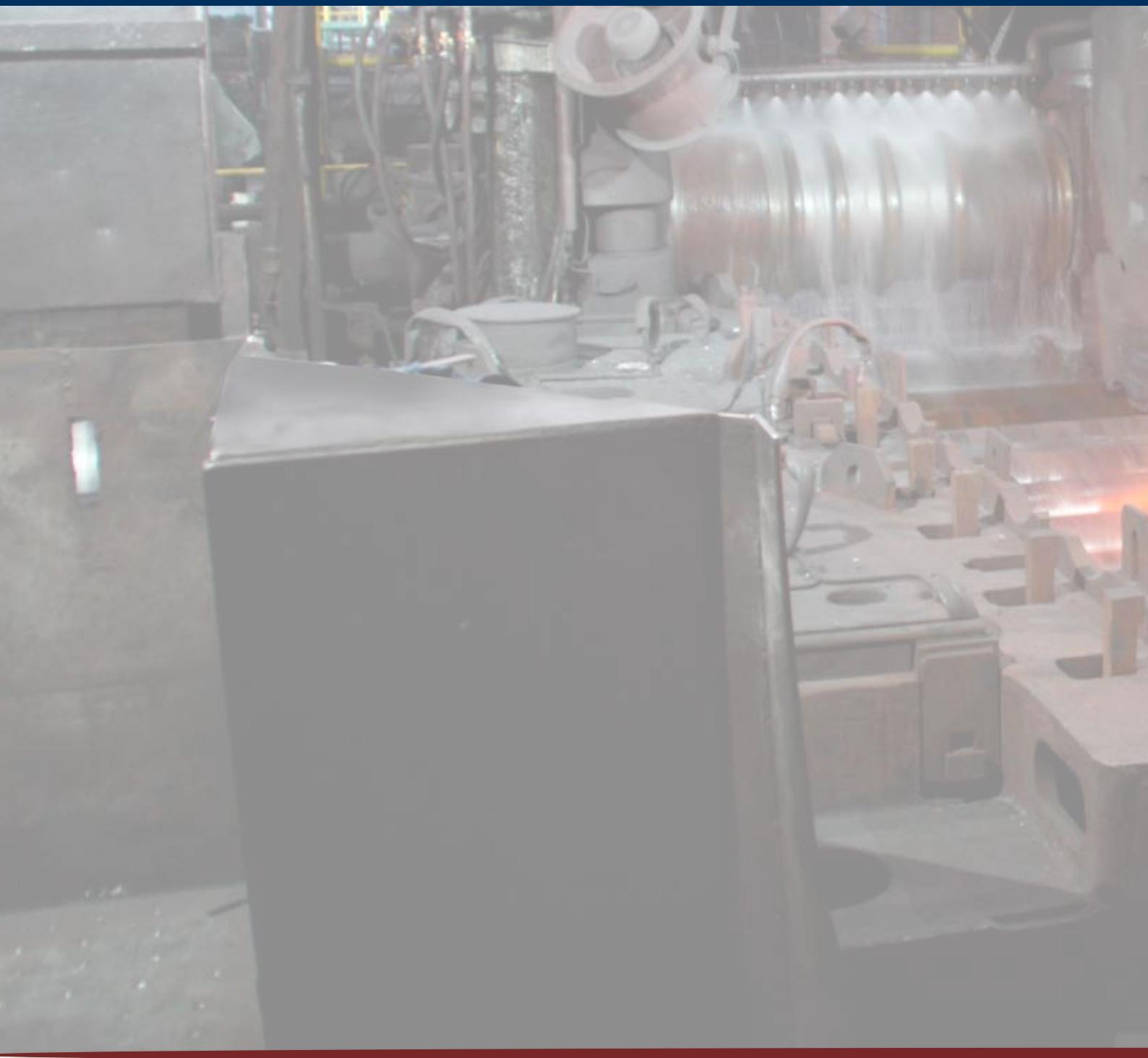
**Fast-Turbo-Kupplungen für höchste Drehzahlen mit  
Öleinspritzschmierung**  
(nach KWN 21000, ehemals DWN 910 und 940)



**Zahnkupplungen mit patentierter Metallbalgdichtung**  
(großer Wellenversatz – lange Schmierstoffwechselintervalle –  
Ölschmierung möglich – leckagefrei)



**Zahnkupplungen mit patentierter Metallbalgdichtung  
als Alternative zu Gelenkwellen**  
(lange Schmierstoffwechselintervalle – Ölschmierung möglich –  
leckagefrei)



Löbtauer Straße 45, D-01159 Dresden  
Postfach 27 01 44, D-01171 Dresden  
Tel.: +49 (0) 351/49 99-0, Fax: +49 (0) 351/49 99-2 33  
E-mail: [kwd@kupplungswerk-dresden.de](mailto:kwd@kupplungswerk-dresden.de)



Zertifiziert nach ISO 9001: 2008  
Geltungsbereich Entwicklung, Fertigung,  
Vertrieb und Service von Kupplungen in  
der Antriebstechnik



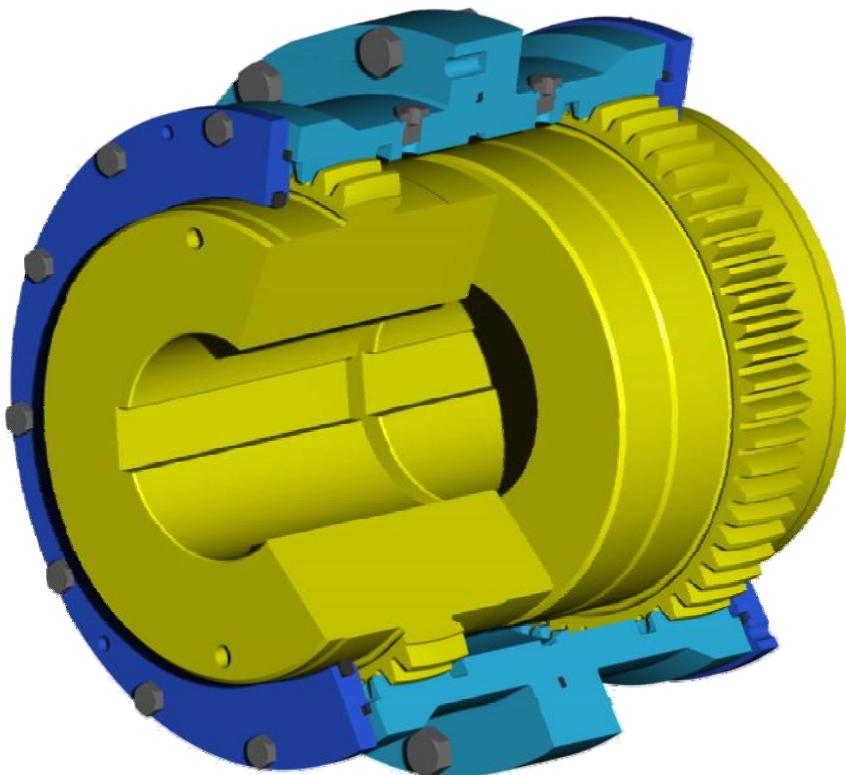
Zertifizierter Schweißfachbetrieb  
GSI SLV



[www.kupplungswerk-dresden.de](http://www.kupplungswerk-dresden.de)

# **BETRIEBSANLEITUNG**

## Für Zahnkupplungen der Baureihe ZAKU-N gemäß KWN 21017



<b>Erstellt von:</b>	Dipl.-Ing. H. Neugebauer	31.07.2013	Gez. H. Neugebauer
<b>Geprüft durch:</b>	Dr.-Ing. Th. Hähnel	31.07.2013	Gez. Th. Hähnel

Name

Datum

Unterschrift

### **KWD Kupplungswerk Dresden GmbH**

Löbtauer Straße 45 - D - 01159 Dresden

Postfach 270144 - D - 01172 Dresden

Tel.: + 49(0)351 - 4999-0 Fax: + 49(0)351 - 4999-233

[kwd@kupplungswerk-dresden.de](mailto:kwd@kupplungswerk-dresden.de)

<http://www.kupplungswerk-dresden.de>



## Inhaltsverzeichnis

<b>HINWEISE UND SICHERHEITSZEICHEN.....</b>	<b>4</b>
<b>1. TECHNISCHE DATEN .....</b>	<b>5</b>
<b>2. ALLGEMEINE HINWEISE.....</b>	<b>5</b>
2.1. Allgemeines.....	5
2.2. Hinweise zur Maschinenrichtlinie 2006/42/EG .....	6
<b>3. SICHERHEITSHINWEISE .....</b>	<b>6</b>
3.1. Allgemeine Hinweise.....	6
3.2. Hinweise zum Betrieb der Kupplung.....	7
<b>4. TRANSPORT UND LAGERUNG.....</b>	<b>8</b>
<b>5. TECHNISCHE BESCHREIBUNG.....</b>	<b>8</b>
<b>6. MONTAGE.....</b>	<b>9</b>
6.1. Aufziehen der Kupplungsteile.....	10
6.2. Ausrichten der Kupplungsteile .....	11
6.3. Weitere Montageschritte .....	15
<b>7. INBETRIEBNAHME.....</b>	<b>16</b>
7.1. Schmierung .....	17
7.2. Füllmengen.....	18
<b>8. WARTUNG UND REPARATUR .....</b>	<b>19</b>
8.1. Schmierstoffwechsel.....	20
8.2. Demontage der Kupplung.....	21
8.3. Reinigen der Kupplungsteile.....	21
8.4. Austausch von Kupplungen.....	22



<b>9.</b>	<b>ERSATZTEILE .....</b>	<b>22</b>
<b>10.</b>	<b>STÖRUNGEN DEREN URSACHEN SOWIE BESEITIGUNG .....</b>	<b>22</b>
10.1.	Allgemein.....	22
10.2.	Mögliche Störungen .....	23

## Hinweise und Sicherheitszeichen

### **Hinweise zum Explosionsschutz**



Die so gekennzeichneten Hinweise sind im Hinblick auf die Vermeidung von Explosionen unbedingt zu beachten. Die Nichtbeachtung kann zu Tod oder schweren Körperverletzungen sowie hohen Sachschäden führen.

### **Warnung vor möglichen Personenschäden**



Die so gekennzeichneten Hinweise sind im Hinblick auf die Vermeidung von Personenschäden zwingend zu beachten. Nichtbeachtung führen zu Tod oder schwerer Körperverletzungen.

### **Hinweise beachten**



Die so gekennzeichneten Hinweise sind im Hinblick auf die Vermeidung von Schäden unbedingt zu beachten. Nichtbeachtung können zu Sach- und Personenschäden führen.

## 1. Technische Daten

Die zum Betrieb der beschriebenen Kupplung festgelegten technischen Daten sind vom Betreiber einzuhalten. Die technischen Daten sind im aktuellen Prospekt, welcher gleichzeitig die Werksnorm des Kupplungswerk Dresden GmbH darstellt (KWN 21017) sowie bei Abweichungen von dieser Norm in einer entsprechenden Zeichnung enthalten.



Kupplungen für den Einsatz in explosionsgefährdeten Bereichen gemäß Richtlinie 94/9/EG sind mit einer gesonderten Kennzeichnung versehen.

## 2. Allgemeine Hinweise

### 2.1. Allgemeines

Diese Betriebsanleitung (BA) ist Bestandteil der Kupplungslieferung oder kann auf der Internetseite des Kupplungsherstellers (<http://www.kupplungswerk-dresden.de>) eingesehen werden. Die beschriebenen Kupplungen entsprechen dem technischen Stand zum Zeitpunkt der Drucklegung dieser BA. Diese BA muss stets in der Nähe der Kupplung aufbewahrt werden.



Das Personal, das Montagearbeiten, Wartungen, Reparaturen sowie die Bedienung der Kupplung vornimmt, muss die Anleitung gelesen und verstanden haben und diese beachten. Eine Nichtbeachtung der Anleitung kann zu Produkt-, Sach- und / oder Personenschäden führen. Schäden, die aus der Nichtbeachtung dieser Anleitung resultieren, führen zum Haftungsausschluß des Herstellers.

Die Beachtung aller Hinweise und Vorschriften hinsichtlich sachgemäßen Transports, sachgemäßer Lagerung, Aufstellung, Montage, Einbau, Inbetriebnahme, Bedienung und Instandhaltung gewährleisten einen einwandfreien Betrieb der Kupplung innerhalb der vorgegebenen Parameter. Die Kupplung ist nur unter den in der KWN 21017 (Prospekt) bzw. in der Betriebsanleitung angegebenen Bedingungen einzusetzen. Abweichungen von den Standardbetriebsparametern erfordern erweiterte vertragliche Vereinbarungen mit dem Hersteller. Die zulässigen Umgebungsbedingungen sind zwingend einzuhalten.



Für Schäden und Betriebsstörungen, die aus einer Nichtbeachtung dieser BA resultieren, wird keine Haftung übernommen.

Wir behalten uns das Recht vor, im Zuge der Weiterentwicklung und unter Beibehaltung der wesentlichen Merkmale sowie zur Steigerung der Leistungsfähigkeit und Sicherheit, Änderungen an einzelnen Baugruppen und Zubehörteilen vorzunehmen.

Bei Transport, Montage und Demontage, Betrieb sowie Wartung sind die einschlägigen Vorschriften zur Arbeitssicherheit und zum Umweltschutz zu beachten.



Bei der Verwendung von Hebezeugen und Lastaufnahmeeinrichtungen zum Transport ist dafür Sorge zu tragen, dass diese für das Gewicht der Kupplung geeignet sind.

Kupplungssteile sind entsprechend geltender nationaler Vorschriften gegebenenfalls getrennt zu entsorgen bzw. einem Recyclingprozess zuzuführen.

## 2.2. Hinweise zur Maschinenrichtlinie 2006/42/EG

KWD-Kupplungen sind als Komponenten im Sinne der EG-Maschinenrichtlinie 2006/42/EG einzustufen. Somit ist von KWD keine Einbauerklärung auszustellen. Informationen zu sicherer Montage, Inbetriebnahme und Betrieb sind unter Beachtung der Warnhinweise dieser BA zu entnehmen.

## 3. Sicherheitshinweise

### 3.1. Allgemeine Hinweise

Die Kupplung ist nach dem Stand der Technik gebaut und wird betriebssicher ausgeliefert. Die Kupplung darf nur im Rahmen der im Liefer- und Leistungsvertrag sowie gemäß der Kennzeichnung nach den Bedingungen der Richtlinie 94/9/EG, eingesetzt und betrieben werden.

Kennzeichnung von Kupplungen, die in explosionsgefährdeten Bereichen gemäß Richtlinie 94/9/EG zum Einsatz kommen:



**KWD Kupplungswerk Dresden GmbH  
01159 Dresden**

**II 2GD 120 °C (T4)  
- 20 °C ≤ Ta ≤ + 60 °C**

Die Kupplung darf nur von autorisiertem und geschultem Personal gewartet, instand gesetzt sowie bedient werden. Alle Arbeiten nach dem "Grundsatz der Sicherheit" ausführen. Arbeiten an der Kupplung dürfen grundsätzlich nur im Stillstand erfolgen. Das Antriebsaggregat ist gegen unbeabsichtigtes Einschalten zu sichern (z.B. Energieunterbrechung). An der Einschaltstelle ist bei Arbeiten an der Kupplung ein Warnschild anzubringen. Das Antriebsaggregat ist sofort außer Betrieb zu nehmen, wenn während des Betriebes Veränderungen an der Kupplung bemerkt werden. Die Kupplung muss durch entsprechende Schutzeinrichtungen, welche den geltenden Normen entsprechen, gegen unbeabsichtigtes Berühren gesichert werden.

Eigenmächtige Veränderungen sind nicht zulässig. Das betrifft auch Schutzeinrichtungen, die als Berührungsschutz angebracht sind.



Vor dem Montieren einer Schutzaube ist eine Risikoanalyse durchzuführen um das Entstehen von Zündquellen auszuschließen. Diese Analyse ist nicht Bestandteil der Lieferung des Kupplungsherstellers.



Alle Anbauteile müssen die Bedingungen der Richtlinie 94/9/EG erfüllen. Überwachungsgeräte, die nicht der Richtlinie entsprechen, müssen mit einem Trennschaltverstärker betrieben werden.



Beim Einbau der Kupplung in Geräte oder Anlagen ist der Hersteller dieser dazu verpflichtet, die in dieser BA enthaltenen Vorschriften, Hinweise und Beschreibungen in seine BA aufzunehmen.



Bei Montage- und Demontagearbeiten dürfen keine explosiven Gasgemische und Staubkonzentrationen vorhanden sein.



Kupplung nach dem Betrieb nicht berühren. Es besteht Verbrennungsgefahr.



Bei Schmierstoffwechsel besteht durch austretendes heißes Schmiermittel die Gefahr von Verbrühungen.

### **3.2. Hinweise zum Betrieb der Kupplung in explosionsgefährdeten Bereichen**

Die Kupplung ist geeignet für die Einsatzbedingungen entsprechend der Richtlinie 94/9/EG:

- Gerätgruppe II (Übertrageanwendungen) der Kategorie 2 und 3 für Bereiche, in denen explosionsfähige Gas-, Dampf-, Nebel-, Luft-Gemische vorhanden sind, sowie für Bereiche, in denen Staub explosionsfähige Atmosphären bilden kann.



Beim Einsatz von lackierten Kupplungen in explosionsgefährdeten Bereichen sind die Anforderungen an die Leitfähigkeit der Lackierung sowie die Begrenzung der Schichtdicke der aufgebrachten Lackierung gemäß DIN EN 13463-1 zu beachten.

## 4. Transport und Lagerung

Der Inhalt der Lieferung ist in den Lieferpapieren aufgeführt. Die Vollständigkeit ist bei Empfang der Lieferung zu prüfen. Eventuelle Transportschäden und Unvollständigkeiten sind sofort schriftlich anzugeben.

Die Auslieferung erfolgt einbaufertig in Einzelteilen bzw. Baugruppen jedoch ohne Schmierstofffüllung. Die Kupplungen sind beim Transport vor Stößen, Schlägen und vor Berührungsschäden zu sichern. Zum Transport bzw. zum Heben der Kupplung, bei Montage, sind ausschließlich nichtmetallische Lastaufnahmemittel zu verwenden, die mit ausreichender Sicherheit ausgelegt sein müssen.

Die Kupplungen sind in geschlossenen, trockenen und staubfreien Räumen, unter Ausschluss schädigender Einflüsse wie Kondensaten, zu hoher Luftfeuchtigkeit ( $\geq 70\%$ ) und Ozoneinwirkung, zu lagern.



Im Falle von erkennbaren Schäden an der Kupplung darf diese nicht montiert und nicht in Betrieb genommen werden.

Die Kupplungen sind mit einem temporären Korrosionsschutz versehen und ermöglichen unter den oben genannten Bedingungen eine Lagerung von bis zu 6 Monaten ab Auslieferungsdatum.

## 5. Technische Beschreibung

Zahnkupplungen sind nicht schaltbare, getriebebewegliche Kupplungen mit selbstzentrierender Verzahnung. Sie übertragen das Drehmoment formschlüssig über axial ineinander greifende Außen- und Innenverzahnungen mit Evolventenprofil der Naben bzw. Hülsen.

Zahnkupplungen sind besonders zum Ausgleich axialer Verlagerungen der zu verbindenden Wellen geeignet. Durch entsprechend vorgesehenes Flankenspiel und die dadurch zwischen Naben und Hülsen vorhandene Winkelbeweglichkeit können darüber hinaus bei einseitigen Zahnkupplungen winklige Wellenverlagerungen in gleicher Größe und bei beidseitig verzahnten Kupplungen noch radiale Wellenverlagerungen in den konstruktiv bedingten Grenzen zugelassen werden.

Die von Kupplungen auszugleichenden radialen und winkligen Verlagerungen setzen sich aus den montage- und betriebsbedingten Verlagerungen zusammen und dürfen in der Summe die im Kupplungsprospekt angegebenen Werte für  $\Delta k_a$  und  $\Delta k_w$  nicht überschreiten.

Hierdurch werden Relativbewegungen, ungleichmäßige Lastverteilung und daraus resultierender Verschleiß auf ein Mindestmaß beschränkt und damit die Lebensdauer erhöht.

Von den Zahnkupplungen können keine Radialkräfte und Biegemomente aufgenommen werden.



## 6. Montage

Die Hinweise im Kapitel 3 „Sicherheitshinweise“ sind bei der Montage zwingend zu beachten.



Abweichende Daten gegenüber der Werksnorm sind grundsätzlich in der entsprechenden Zeichnung hinterlegt. Sie können dieser entnommen werden und sind verbindlich.



Die Montage der Kupplung darf nicht bei explosionsfähiger Umgebung durchgeführt werden.

Die Montage hat mit großer Sorgfalt durch Fachkräfte zu erfolgen. Schäden infolge unsachgemäßer Ausführung führen zu Haftungsausschluss. Es ist darauf zu achten, dass um die eingebaute Kupplung herum ausreichender Raum für Montage und spätere Wartungs- und Pflegearbeiten vorhanden ist.



Durch den Betreiber ist sicher zu stellen, dass keine Fremdkörper die Funktion der Kupplung beeinträchtigen (z.B. durch herabfallende Gegenstände, Überschüttungen o.ä.).

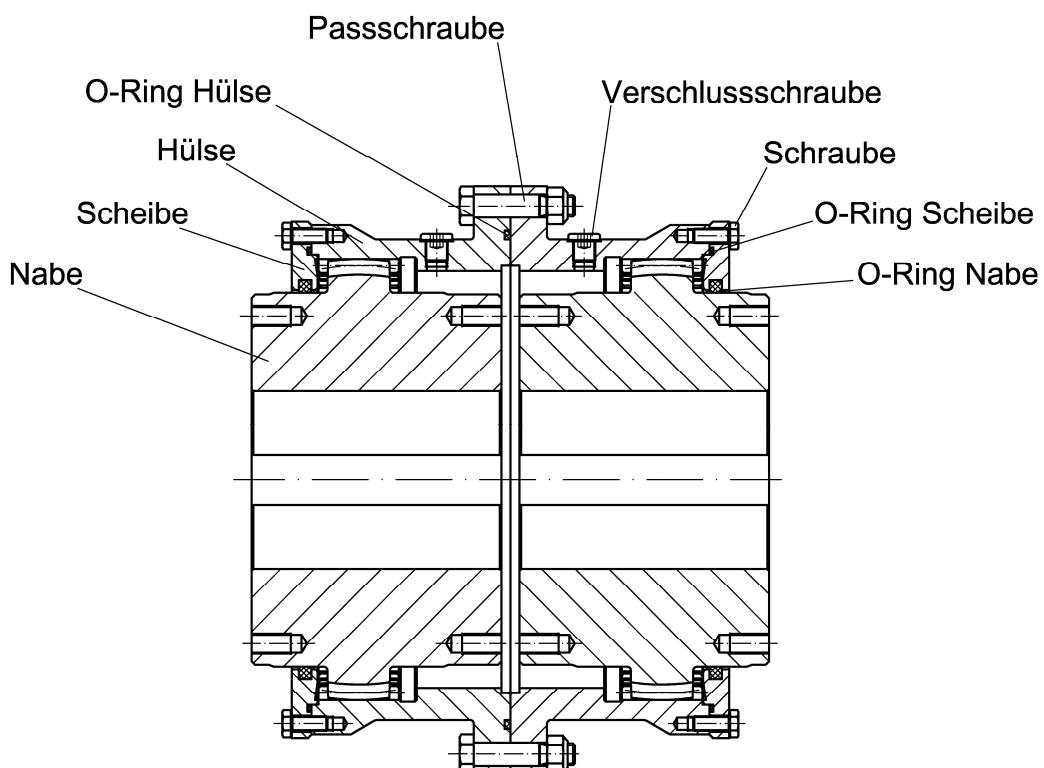


Bild 1 – Aufbau einer Zahnkupplung der Baureihe ZAKU-N Bauform A



# KWD

KUPPLUNGSWERK DRESDEN

## BETRIEBSANLEITUNG

KWN 31272

Baureihe ZAKU-N

Ausgabe: C

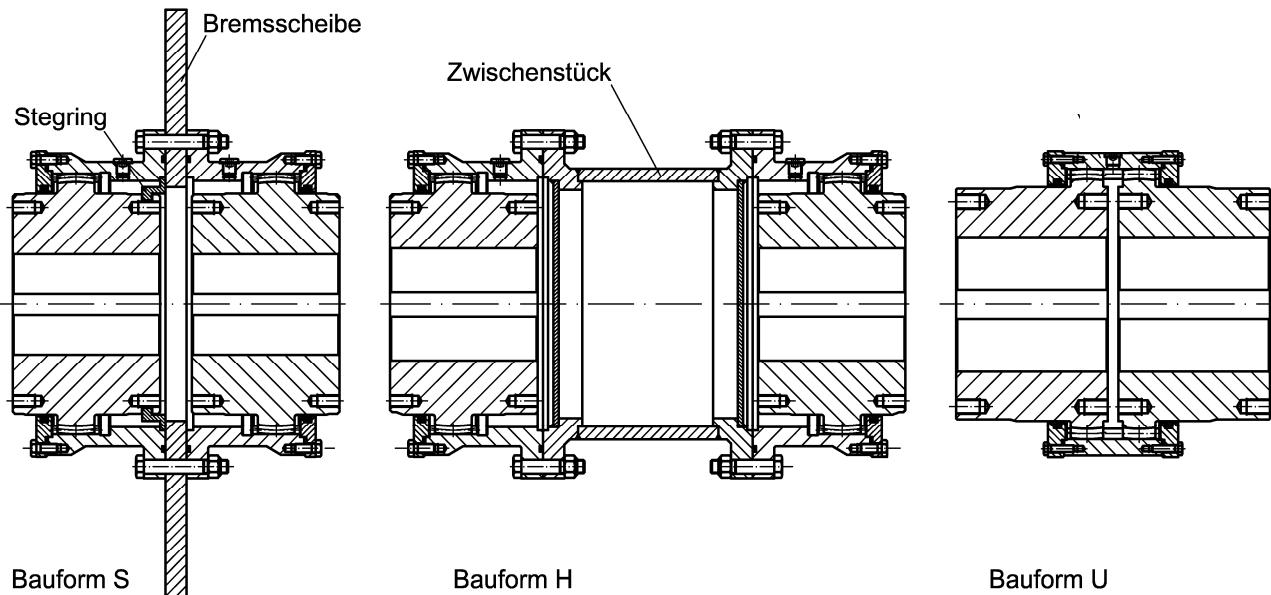


Bild 2 – Aufbau einer Zahnkupplung ZAKU-N Bauformen S, H und U

### 6.1. Aufziehen der Kupplungsteile

1. Wird die Kupplung im montierten Zustand geliefert, ist die Kennzeichnung der Fixierung und Lage der Teile (Flanschnabe und/oder Hülse) zueinander durchzuführen.
2. Trennen der Flanschverbindung der einzubauenden Kupplung.
3. Korrosionsschutz auf Dichtflächen und Nabenoerhöhung mit geeignetem Reinigungsmittel entfernen.



Bei Reinigungsarbeiten an der Kupplung ist jede Art von Zündquellen zu vermeiden. Für ausreichende Belüftung sorgen. Es sind grundsätzlich die Hinweise des Reinigungsmittelherstellers bei der Arbeit mit Lösungs- oder Reinigungsmitteln zu beachten.

4. Wellenenden zur Montage der Kupplung vorbereiten
5. Naben mit Hülsen mittels Aufziehvorrichtung bzw. geeigneten Hilfsmitteln aufziehen. Zur Montageerleichterung können Naben gleichmäßig mit einer geeigneten Wärmequelle erwärmt werden



Es besteht Verbrennungsgefahr.



O-Ringe sind bei Montage vor Erwärmung > 90 °C zu schützen!



KUPPLUNGSWERK DRESDEN

## BETRIEBSANLEITUNG

KWN 31272

Baureihe ZAKU-N

Ausgabe: C

6. Bei Warmmontage der Naben ist die Scheibe mit den entsprechenden O-Ringen vor dem Aufsetzen der Nabe auf der Welle des Aggregates abzulegen. Eine spätere Montage ist nicht mehr möglich.
7. Anschließend sind die Hülsen wieder auf die Nabenzahnung aufsetzen



Das Auftreiben der Naben durch Schläge ist nicht zulässig!

### 6.2. Ausrichten der Kupplungsteile

Maschinen bzw. Aggregate zusammenrücken und zueinander ausrichten. Die Kupplung ist auf den Abstand  $s_{1,2,3}$  ausrichten (siehe Tabelle 1). Die Abstände  $s_{1,2,3\min}$ ,  $s_{1,2,3\max}$  bzw.  $l_{4\min}$ ,  $l_{4\max}$  prüfen (Einbautoleranz  $\pm 0,2$  mm).

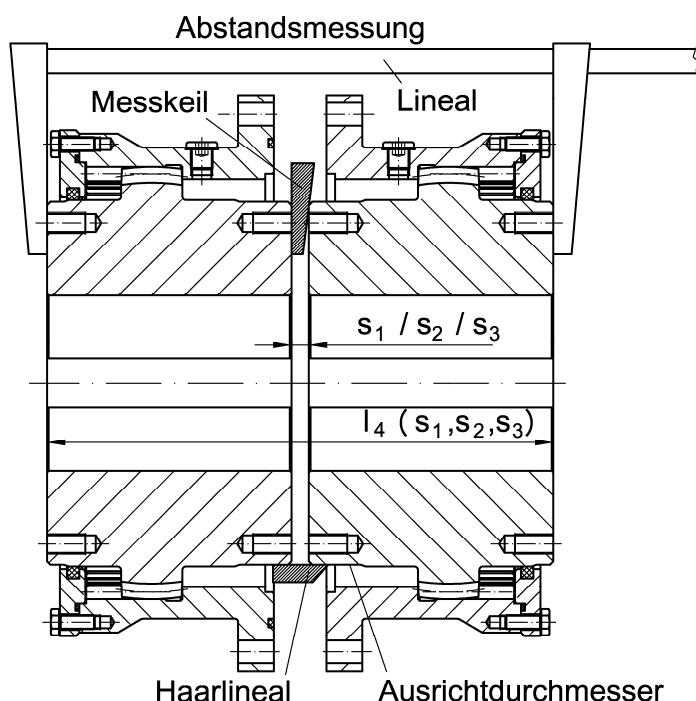


Bild 3 – Abstandsmessung mit Lineal bzw. Messkeil und Ausrichten mit Haarlineal



Es ist zu beachten, dass bei den Zahnkupplungen die Tabellenwerte für  $s_{1,2,3}$  und  $l_4$  auch nicht durch betriebsbedingte Axialverlagerungen, d.h., bei laufendem Aggregat nur im Bereich der gegebenen Axialverlagerungen unter- bzw. überschritten werden dürfen.

Nenngröße	Axialverlagerung $\Delta K_a$ in mm	Abstand $s_1$ in mm	Abstand $s_2$ in mm	Abstand $s_3$ in mm	$l_4$ bei $s_1$	$l_4$ bei $s_2$	$l_4$ bei $s_3$
1250	$\pm 2$	8	19	30	208	219	230
2000	$\pm 2$	8	20	32	228	240	252
2500	$\pm 3$	10	25	40	260	275	290
4000	$\pm 3$	10	30	50	290	310	330
5000	$\pm 3$	10	30	50	330	350	370
6300	$\pm 3$	12	42	72	372	402	432
10000	$\pm 3$	12	42	72	412	442	472
16000	$\pm 4$	16	96	176	496	576	656
25000	$\pm 4$	16	106	196	536	626	716
31500	$\pm 4$	16	126	236	576	686	796
40000	$\pm 4$	20	150	280	640	770	900
50000	$\pm 4$	20	149	278	680	809	938
63000	$\pm 4$	20	166	312	720	866	1012
80000	$\pm 4$	20	180	340	780	940	1100
100000	$\pm 6$	25	176	327	825	976	1127
125000	$\pm 6$	25	185	345	865	1025	1185

Tabelle 1 – Ausrichtrelevante Größen für Standartausführung



Von der Ausrichtgenauigkeit der Wellenachsen zueinander hängt im Wesentlichen die Lebensdauer der Kupplungen ab. Es sind die Werte der zulässigen Verlagerungen einzuhalten (siehe Tabelle 2).



Beim Einsatz in explosionsgefährdeten Bereichen, sind die Werte für die Maximalauslenkung zu halbieren, damit gewährleistet ist, dass die Kupplungsteile durch Kollision miteinander keine Zündquelle bilden.



Nichtbeachtung der Hinweise kann zum Bersten der Kupplung führen, in deren Folge Leben und Gesundheit gefährdet werden können.

Bei diesen Kupplungen sind die Wellen mittels Messkeil und Haarlineal auszurichten (siehe Bild 2). Die Kontrolle des Nabendistanz  $s$  ist mindestens an 4 um  $90^\circ$  versetzten Stellen vorzunehmen. Bei Betriebsdrehzahlen  $> 0,6 \times n_{\max}$  ( $n_{\max}$  nach Kupplungsprospekt KWN 21017) wird zusätzliches Ausrichten mittels Messuhr empfohlen.

Die Radialverlagerung wird durch Umfahren des Ausrichtdurchmessers einer Nabe mit einer an der anderen Nabe befestigten Messuhr ermittelt. Die Differenz zwischen größtem und kleinstem Messwert ist das doppelte Maß der Radialverlagerung beider Naben zueinander.

Bei leicht gängigen Maschinen empfiehlt es sich, die vorhandene Wellenverlagerung durch gleichzeitiges Drehen beider Kupplungsachsen zu messen, da hierbei fertigungsbedingte Form- und Lageabweichungen in das Messergebnis nicht eingehen. Die Differenz zwischen größtem und kleinstem Messwert entspricht der doppelten Größe der vorhandenen Radialverlagerung.

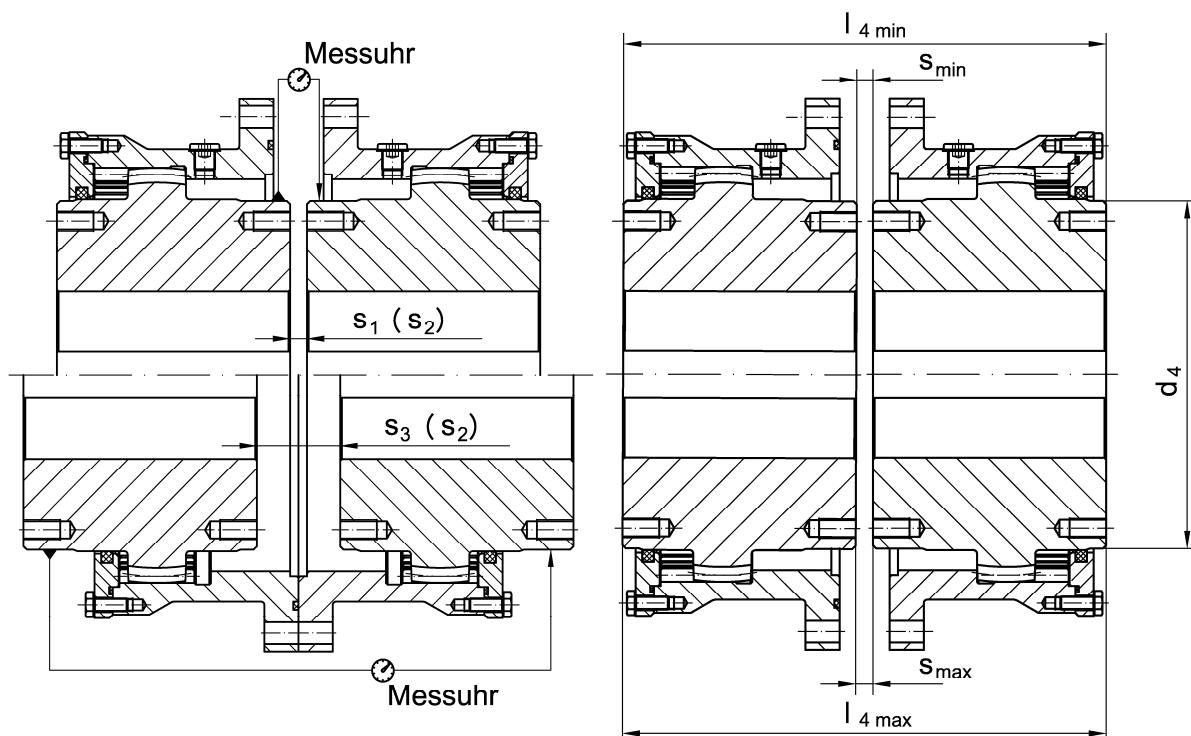


Bild 4 – Ausrichten mit Messuhr (Innen oder Außen)

Die Prüfung der Einhaltung der zulässigen Winkelverlagerung  $\Delta K_{w\max} = 1,25^\circ$  wird durch den nachfolgenden Zusammenhang festgestellt.

$$\Delta s = s_{\max} - s_{\min} \leq d_4 \cdot \tan 1,25^\circ$$



Der Betrieb der Kupplung ist nur unter Einhaltung dieser Bedingung zulässig.



Zur Verbesserung der Schmierwirkung ist eine minimale winklige Verlagerung von  $0,1^\circ$  je Gelenkebene anzustreben.

Die Berechnung der winkligen Verlagerung erfolgt über die großenabhängige Stützweite  $l_0$  (Bauformen A, B, C - Tabelle 2 ; Bauformen S, H, U - Prospekt KWN 21017) und unter Berücksichtigung der einzustellenden Radialverlagerung.

$$\Delta K_r \text{ min} = \tan 0,1^\circ \cdot l_0$$

Nenngröße	$\Delta K_r \text{ max bei } \Delta K_w = 0^\circ \text{ in mm}$	Stützweite $l_0^*$ in mm	Nabe d 4 in mm
1250	2,6	119	135
2000	2,8	130	160
2500	3,3	150	185
4000	3,7	170	210
5000	4,1	190	230
6300	4,8	222	255
10000	5,3	242	290
16000	7,3	336	360
25000	8,0	366	400
31500	8,9	406	440
40000	10,0	460	480
50000	10,5	479	520
63000	11,3	516	560
80000	12,2	560	600
100000	12,6	576	650
125000	13,2	605	710

Tabelle 2 – Zulässige Verlagerungen (\* -  $l_0$  ist gültig für Bauform A, B, C – für andere Bauformen siehe Prospekt KWN 21017)

Beide festgestellten IST-Verlagerungen ( $\Delta K_w$  und  $\Delta K_r$ ) sind mit den vorhandenen Einsatzbedingungen (Drehmoment, Drehzahl) entsprechend den Angaben im Prospekt KWN 21017 (Abschnitt Kupplungsauslegung) abzulegen. Nach dem Ausrichten werden die Aggregate endgültig arretiert.

### 6.3. Weitere Montageschritte

1. Bei den Kupplungen sind die Zahnlücken von Nabe und Hülse mit Fett zu füllen.



Die vorgeschriebenen Schmierstofffüllmenge ist unbedingt einzuhalten, da die Kupplung andernfalls eine Zündquelle darstellt.

2. Bei Zusammenführen der beiden Kupplungshülsen ist bei der Bauform C und S der Stegring ohne zu verkanten in die Nut und in die Zentrierung der Hülsen einzufügen.
3. Verschrauben der beiden Hülsen bzw. Flanschnabe mit Hülse unter Beachtung der Zuordnungskennzeichnung und mit dem erforderlichen Anzugsmoment lt. Tabelle 3.



Die Verwendung von Schlagschraubern ist nicht zulässig!

Die Schraubenanzugsmomente gelten für Schrauben mit unbehandelten Oberflächen ohne Öl (Reibungszahl  $\mu = 0.13$ ). Der Einsatz von reibwertverändernden Substanzen wie Gleitlack oder Schmierstoff ist nicht gestattet.

4. Die Einfüllbohrung ist mit der Verschlusschraube unter Verwendung der vorgegebenen Dichtung zu verschließen.
5. Vor Inbetriebnahme ist die Kupplung mit einem zweckentsprechenden Berührungsschutz zu versehen.



Nach Abschluss der Montagearbeiten sind alle Schraubenverbindungen nochmals auf Festsitz zu prüfen. Sich lösende Schrauben stellen ein hohes Zündrisiko dar. Sie sind mit dem vorgeschriebenen Anzugsmoment anzuziehen.



Vor dem Montieren einer Schutzhülle ist eine Risikoanalyse durchzuführen um das Entstehen von Zündquellen auszuschließen. Diese Analyse ist nicht Bestandteil der Lieferung des Kupplungsherstellers.



Alle Anbauteile müssen die Bedingungen der Richtlinie 94/9/EG erfüllen.

Nenngröße	Anzugsmoment Passschraube in Nm	Anzugsmoment Schrauben für Scheibe (Deckel) in Nm
1250	47	9,5
2000	47	23
2500	80	23
4000	80	47
5000	195	47
6300	195	47
10000	195	47
16000	395	80
25000	395	80
31500	675	80
40000	675	80
50000	1340	195
63000	1340	195
80000	1340	195
100000	2400	195
125000	2400	195

Tabelle 3 – Anzugsmomente der Verschraubungen ZAKU-N

## 7. Inbetriebnahme



Bei nicht bestimmungsgemäßen Einsatz und mit KWD nicht abgestimmten Veränderungen an der Kupplung kann KWD keine Gewährleistung oder Garantie übernehmen. Dieses gilt ebenfalls bei der Verwendung von nicht Original-KWD-Ersatzteilen.

Vor Inbetriebnahme sind alle Schraubverbindungen zu prüfen und gegebenenfalls nachzuziehen.



Die Anzugsmomente der Schrauben sind entweder der Tabelle 3 oder entsprechenden Zeichnung zu entnehmen und sind verbindlich!

Weiterhin ist nochmals die Ausrichtung der Kupplung zu überprüfen. Abschließend muss ein Berührungsschutz vorgesehen werden. Treten beim Betrieb der Kupplung veränderte Geräusche oder Er schütterungen auf, ist die Anlage sofort stillzulegen und die Ursache zu beseitigen.



Kann eine Ursache nicht festgestellt werden, ist Rücksprache mit dem Hersteller zu halten!

Vor Inbetriebnahme des Antriebes sind folgende Sichtkontrollen durchzuführen:

- So vorgesehen: Prüfung auf Existenz der Ex-Kennzeichnung
- Ist die Kupplung mit Schmierstoff befüllt?
- Prüfung auf Dichtheit der Nabendichtung
- Besteht Berührungs freiheit der rotierenden Teile
- Mögliche Schmierstofffleckagen am Gehäuse und den Nabendichtungen



Beim Einsatz in explosionsgefährdeten Bereichen ist die Kupplung mit einer stabilen Einhausung zu versehen, welche kein Zündrisiko z. B. durch Schläge, Reibung oder Reibfunken zulässt. Eine Ablagerung von Schwermetalloxiden auf der Kupplung muss durch eine entsprechende Kapselung bzw. Hausung verhindert werden.



Treten bei Inbetriebnahme der Kupplung akustische Veränderungen des Anlagengeräusches auf, ist die Anlage sofort stillzulegen und hinsichtlich Schäden zu untersuchen.

Im Falle von auftretenden Unregelmäßigkeiten sind in der Störungstabelle in Abschnitt 10.2 mögliche Ursachen sowie Vorschläge zu ihrer Beseitigung enthalten.

## 7.1. Schmierung

Wesentliche Voraussetzung ist außerdem eine den Betriebsbedingungen, insbesondere Umgebungs temperatur, gut angepasste und ausreichende Schmierung der Verzahnung.



Es ist auf Vermeidung von Schmierstofffleckage zu achten!



Die vorgeschriebenen Schmierstofffüllmenge ist unbedingt einzuhalten, da die Kupplung andernfalls eine Zündquelle darstellt.



Ausgetretenes Fett ist restlos aufzunehmen und im Rahmen der gesetzlichen Vorschriften zu entsorgen.

Als Schmierstoff wird EP-Wälzlager- bzw. EP-Getriebefett empfohlen:

- Konsistenz nach DIN 51 818: NLGI-Klasse 0 bzw. 1
- Kennzeichnung nach DIN 51 502: KP 0, (1) bzw. GP 0, (1)

Für Betriebsdrehzahlen  $\geq 60\%$  der im Prospekt KWN 21017 angegebenen Maximaldrehzahlen wird ein Fett der NLGI-Klasse 00 empfohlen. Tabelle 4 enthält eine Schmierstoffempfehlungsliste.

Hersteller	Bezeichnung	Hersteller	Bezeichnung
ARAL	ARALUB HLP	FUCHS	RENOLIT DURAPLEX EP
BP	Energrease LS-EP	KLÜBER	GRAFLOSCON C SG
CASTROL	TRIBOL 3020/1000	MOBIL	Mobilux EP
ESSO	FIBRAX EP	SHELL	Alvania EP

Tabelle 4 – Schmierstoffempfehlung ZAKU-N

Um eine günstige Schmierung der Zahnkupplungen zu gewährleisten, sind je nach Einsatzbedingungen minimale Radial- oder Winkelverlagerungen erforderlich. Schmierstoffe gehören nicht zum Lieferumfang. Verschiedene Schmierstoffe dürfen auf keinen Fall gemischt werden.

## 7.2. Füllmengen

Die einzufüllende Schmierstoffmenge ist abhängig von der Nenngröße der Kupplung und aus Tabelle 5 ersichtlich.



Abweichende Daten gegenüber der Werksnorm sind grundsätzlich der entsprechenden Zeichnung zu entnehmen und sind verbindlich!

Nenngröße	Bauform A, B, C , S, H – Fettmenge in kg	Bauform U – Fettmenge in kg
1250	0,2	0,2
2000	0,3	0,2
2500	0,4	0,2
4000	0,6	0,3
5000	0,8	0,4
6300	1	0,4
10000	1,7	0,4
16000	3	1
25000	3,6	1,1
31500	4,4	1,2
40000	6,9	1,4
50000	7,9	1,7
63000	9,4	2,3
80000	10,6	2,1
100000	11,2	3,7
125000	12,5	4,1

Tabelle 5 – Empfohlene Fettmengen ZAKU-N

## 8. Wartung und Reparatur

Die Hinweise im Kapitel 2 „Sicherheitshinweise“ und im Kapitel 9 „Störungen, Ursachen und Beseitigung“ sind zu beachten. Die Wartungs- und Reparaturarbeiten sind sorgfältig und ausschließlich von eingewiesenen und autorisiertem Personal durchzuführen.

Die Wartungsarbeiten beziehen sich im Wesentlichen auf Kontrolle des Schmierstoffes (Schmierstoffwechsel), der Dichtelemente (Austausch der O-Ringe) und der Wellenverlagerungen (erneutes Ausrichten).



Wurde für die Kupplung eine technische Zeichnung erstellt, so gelten die in ihr eingetragenen Daten als verbindlich!



Die Kupplung ist vor herabfallenden Gegenständen zu schützen.



Schutzeinrichtungen für rotierende Teile sind auf richtigen Sitz zu prüfen. Berührungen von rotierenden Teilen sind nicht zulässig.

## 8.1. Schmierstoffwechsel



Es ist auf Vermeidung von Schmierstofffleckage zu achten!

Die Wechselfrist ist im starken Maße von den Betriebsbedingungen der Kupplung (Belastung, Drehzahl, Wellenverlagerung, Umgebungstemperatur, Betriebsdauer abhängig).

Als Richtwert wird empfohlen:

- Nachfüllen nach ca. je 1.000 Betriebsstunden oder max. einem halben Jahr mit 10 % der in Tabelle 5 angegebenen Fettmenge
- Wechsel der Fettfüllung ca. aller 8.000 Betriebsstunden bzw. max. 3 Jahre
- Das Einbringen des Fettes erfolgt grundsätzlich bei demontierter und verschobener Hülse (siehe Demontage der Kupplung)



Bei Betrieb unter anderen Betriebsbedingungen ist Rücksprache mit dem Hersteller zu nehmen.



Bei Einsatzfällen in explosionsgefährdeten Bereichen sind deutlich geringere Kontrollzyklen einzuhalten!

Die Kupplungen sind nach ca. 200 Betriebsstunden, max. monatlich zu kontrollieren!

## 8.2. Demontage der Kupplung

Die Demontage der Kupplung ist zum Wechsel der Dichtringe sowie eine Teildemontage beim Fettwechsel notwendig. Folgende Schritte sind bei der Demontage in chronologischer Reihenfolge auszuführen:

1. Die Passschrauben lösen und die Hülsen am Flansch trennen
2. Scheibe lösen und entfernen
3. Herstellung eines ausbaufähigen Zustandes (z.B. gekuppelte Maschinen auseinanderrücken)
4. Genauen Position von Hülsen und Naben zueinander an beiden Bauteilen markieren
5. Hülsen in die axiale Endposition schieben
6. Kupplung reinigen
7. Verzahnung überprüfen
8. Beschädigte Teile sind auszutauschen
9. Verzahnung und Hülsen mit Fett füllen

Für weiterführende Reparaturen (z.B. Wechsel der O-Ringe) kann es notwendig sein die Kupplungshälften zu demontieren. Dabei sind die Naben durch geeignete Hilfsmittel von den Wellen abziehen.

Für die Wiedermontage sind die Anweisungen in Kapitel 6 sowie Kapitel 7 zu beachten.



In keinem Fall zum Abziehen der Naben die Hülse benutzen!

## 8.3. Reinigen der Kupplungssteile



Bei Reinigungsarbeiten an der Kupplung darf keine explosionsfähige Umgebung vorhanden sein. Jede Art von Zündquellen ist zu vermeiden.



Für ausreichende Belüftung sorgen. Es sind grundsätzlich die Hinweise des Reinigungsmittelherstellers bei der Arbeit mit Lösungs- oder Reinigungsmitteln zu beachten.

Im Demontagefall sollten die Kupplungssteile einer eingehenden Reinigung unterzogen werden. Das bezieht sich speziell auf den Bereich der Verzahnung, in dem Reste von alten Schmierstoff und Abrieb ablagern.

## 8.4. Austausch von Kupplungen

Liegt ein hoher Verschleiß der Verzahnung vor, nachweisbar durch großes Verdrehspiel innerhalb der Kupplung, ist ein Austausch der kompletten Kupplungen vorzunehmen.



Ein Austausch der Teile von Nabe und Hülse darf nur paarweise je Kupplungshälfte erfolgen!

Nach dem Lösen der Schraubenverbindungen (und ggf. Ausbau der Zwischenwelle bei Bauform H) sind die Nabenhälften unter Verwendung der Abzugsgewindelöcher bzw. mit entsprechenden Universalabziehern von den Wellenenden abzuziehen.

Für die Wiedermontage sind die Anweisungen in Kapitel 6 sowie Kapitel 7 zu beachten.

## 9. Ersatzteile

Die Ersatzteile sind durch Angabe der Artikelnummer und der zugehörigen Positionsnummer beschrieben und können beim Hersteller bezogen werden. Es wird empfohlen, ausschließlich original KWD-Ersatzteile zu verwenden.

## 10. Störungen, deren Ursachen sowie deren Beseitigung



Wurde für die Kupplung eine technische Zeichnung erstellt, so gelten die in ihr eingetragenen Daten als verbindlich.

### 10.1. Allgemein

Die unter Abschnitt 10.2 aufgeführten Störungen sind nur Anhaltspunkte für eine Fehlersuche. Bei komplexen Maschinen und Anlagen sind alle Rahmenbedingungen bei der Störungssuche einzubeziehen. Grundsätzlich gilt jedoch, dass die Kupplung unter allen Betriebsbedingungen geräuscharm und vibrationsfrei laufen muss.

## 10.2. Mögliche Störungen

Störungen	Ursachen	Gefahrenhinweise im Ex-Bereich	Beseitigung
- Vibrationen - Laufgeräuschänderungen	- Überschreitung der zulässigen Verlagerungswerte - Kupplung wird nicht unter ausgewiesenen Bedingungen betrieben - Schmierstoffmangel	- heiße Oberflächen und Funkenbildung führen zu Zündgefahr - durch Metallkontakt der Verzahnung Zündgefahr durch Funkenbildung - durch Metallkontakt am Kupplungsdeckel Zündgefahr durch Funkenbildung	- Anlage stillsetzen - Ausrichtung und E-Maß der Kupplung prüfen und wenn notwendig korrigieren - Anlage stillsetzen - Verzahnte Bauteile prüfen - Schmierstoffwechsel durchführen und Dichtungen kontrollieren, ggf. Dichtungen austauschen
- erhöhte Betriebstemperatur	- Schmierstoffstand zu hoch oder zu niedrig - Kupplung wird nicht unter ausgewiesenen Bedingungen betrieben - Überschreitung der zulässigen Verlagerungswerte - Schmierstoff ist überaltert	- heiße Oberflächen und Funkenbildung führen zu Zündgefahr - durch Metallkontakt der Verzahnung Zündgefahr durch Funkenbildung	- Anlage still setzen - Verzahnte Bauteile prüfen - Schmierstoffwechsel durchführen und Dichtungen kontrollieren, ggf. Dichtungen austauschen - Termin des letzten Schmierstoffwechsels feststellen und ggf. Schmierstoffwechsel durchführen
- Verzahnungsbruch	- Kupplung wird nicht unter ausgewiesenen Bedingungen betrieben - Überschreitung der zulässigen Verlagerungswerte - Schmierstoffmangel	- heiße Oberflächen und Funkenbildung führen zu Zündgefahr - durch Metallkontakt der Verzahnung Zündgefahr durch Funkenbildung	- Anlage stillsetzen - Kupplung austauschen bzw. mit original KWD Ersatzteilen instandsetzen - Montage nach BA
- Verzahnungsverschleiß zu hoch	- Kupplung wird nicht unter ausgewiesenen Bedingungen betrieben - Überschreitung der zulässigen Verlagerungswerte - Schmierstoffmangel	- heiße Oberflächen und Funkenbildung führen zu Zündgefahr - durch Metallkontakt der Verzahnung Zündgefahr durch Funkenbildung	- Anlage stillsetzen - Ausrichtung und e-Maß der Kupplung prüfen – wenn notwendig korrigieren - Schmierstoffwechsel durchführen und Dichtungen kontrollieren, ggf. Dichtungen austauschen

Tabelle 6 – Mögliche Störungen



## BETRIEBSANLEITUNG

KWN 31272

Baureihe ZAKU-N

Ausgabe: C

### Änderungshinweise:

<b>Index</b>	<b>Datum</b>	<b>Änderungen</b>
A	25.04.2012	Erstausgabe
B	06.06.2013	Änderung englische Ausgabe
C	31.07.2013	Änderung englische Ausgabe

## KWD Kupplungswerk Dresden GmbH

Löbtauer Straße 45 - D - 01159 Dresden

Postfach 270144 - D - 01172 Dresden

Tel.: + 49(0)351 - 4999-0

Fax: + 49(0)351 - 4999-233

[kwd@kupplungswerk-dresden.de](mailto:kwd@kupplungswerk-dresden.de)

<http://www.kupplungswerk-dresden.de>

Übersetzung : 6,143

Modul:

4

(X1+X2):

0,8

Zähnezahl Ritzel Z1	theoretische Zähnezahl des Zahnrades $Z_2 = Z_1 \cdot u$	Zähnezahl Zahnrad Z2	Tatsächliche Übersetzung	Abweichung Übersetzung	ad für					av für				
					Schrägungswinkel $\beta$ in ° und rad					Schrägungswinkel $\beta$ in ° und rad				
					11 0,1919	12 0,2093	13 0,2268	14 0,2442	15 0,2617	11 0,1919	12 0,2093	13 0,2268	14 0,2442	15 0,2617
17	104,431	104	6,118	-0,41%	246,52	247,40	248,36	249,40	250,53	249,72	250,60	251,56	252,60	253,73
18	110,574	111	6,167	0,39%	262,82	263,76	264,78	265,89	267,09	266,02	266,96	267,98	269,09	270,29
19	116,717	117	6,158	0,24%	277,09	278,07	279,15	280,32	281,59	280,29	281,27	282,35	283,52	284,79
20	122,86	123	6,150	0,11%	291,35	292,38	293,52	294,75	296,08	294,55	295,58	296,72	297,95	299,28
21	129,003	129	6,143	0,00%	305,61	306,70	307,88	309,17	310,57	308,81	309,90	311,08	312,37	313,77
22	135,146	135	6,136	-0,11%	319,87	321,01	322,25	323,60	325,07	323,07	324,21	325,45	326,80	328,27
23	141,289	141	6,130	-0,20%	334,13	335,32	336,62	338,03	339,56	337,33	338,52	339,82	341,23	342,76
24	147,432	147	6,125	-0,29%	348,39	349,63	350,99	352,46	354,05	351,59	352,83	354,19	355,66	357,25
25	153,575	154	6,160	0,28%	364,69	365,99	367,41	368,95	370,62	367,89	369,19	370,61	372,15	373,82

Übersetzung : 6,143

Modul:

4,5

(X1+X2):

0,8

Zähnezahl Ritzel Z1	theoretische Zähnezahl des Zahnrades $Z_2 = Z_1 \cdot u$	Zähnezahl Zahnrad Z2	Tatsächliche Übersetzung	Abweichung Übersetzung	ad für					av für				
					Schrägungswinkel $\beta$ in ° und rad					Schrägungswinkel $\beta$ in ° und rad				
					11 0,1919	12 0,2093	13 0,2268	14 0,2442	15 0,2617	11 0,1919	12 0,2093	13 0,2268	14 0,2442	15 0,2617
17	104,431	104	6,118	-0,41%	277,34	278,33	279,40	280,58	281,84	280,94	281,93	283,00	284,18	285,44
18	110,574	111	6,167	0,39%	295,68	296,73	297,88	299,13	300,48	299,28	300,33	301,48	302,73	304,08
19	116,717	117	6,158	0,24%	311,72	312,83	314,04	315,36	316,78	315,32	316,43	317,64	318,96	320,38
20	122,86	123	6,150	0,11%	327,77	328,93	330,20	331,59	333,09	331,37	332,53	333,80	335,19	336,69
21	129,003	129	6,143	0,00%	343,81	345,03	346,37	347,82	349,39	347,41	348,63	349,97	351,42	352,99
22	135,146	135	6,136	-0,11%	359,85	361,13	362,53	364,05	365,70	363,45	364,73	366,13	367,65	369,30
23	141,289	141	6,130	-0,20%	375,90	377,24	378,70	380,28	382,00	379,50	380,84	382,30	383,88	385,60
24	147,432	147	6,125	-0,29%	391,94	393,34	394,86	396,52	398,31	395,54	396,94	398,46	400,12	401,91
25	153,575	154	6,160	0,28%	410,28	411,74	413,33	415,07	416,94	413,88	415,34	416,93	418,67	420,54

Übersetzung : 6,143

Modul:

5,5

(X1+X2):

0,8

Zähnezahl Ritzel Z1	theoretische Zähnezahl des Zahnrades $Z_2 = Z_1 \cdot u$	Zähnezahl Zahnrad Z2	Tatsächliche Übersetzung	Abweichung Übersetzung	ad für					av für				
					Schrägungswinkel $\beta$ in ° und rad					Schrägungswinkel $\beta$ in ° und rad				
					11 0,1919	12 0,2093	13 0,2268	14 0,2442	15 0,2617	11 0,1919	12 0,2093	13 0,2268	14 0,2442	15 0,2617
17	104,431	104	6,118	-0,41%	338,97	340,18	341,49	342,93	344,48	343,37	344,58	345,89	347,33	348,88
18	110,574	111	6,167	0,39%	361,38	362,67	364,07	365,60	367,25	365,78	367,07	368,47	370,00	371,65
19	116,717	117	6,158	0,24%	380,99	382,35	383,83	385,44	387,18	385,39	386,75	388,23	389,84	391,58
20	122,86	123	6,150	0,11%	400,60	402,03	403,58	405,28	407,11	405,00	406,43	407,98	409,68	411,51
21	129,003	129	6,143	0,00%	420,21	421,71	423,34	425,11	427,04	424,61	426,11	427,74	429,51	431,44
22	135,146	135	6,136	-0,11%	439,82	441,39	443,10	444,95	446,96	444,22	445,79	447,50	449,35	451,36
23	141,289	141	6,130	-0,20%	459,43	461,07	462,85	464,79	466,89	463,83	465,47	467,25	469,19	471,29
24	147,432	147	6,125	-0,29%	479,04	480,74	482,61	484,63	486,82	483,44	485,14	487,01	489,03	491,22
25	153,575	154	6,160	0,28%	501,45	503,24	505,18	507,30	509,60	505,85	507,64	509,58	511,70	514,00

Übersetzung : 6,143

Modul: 6 (X1+X2): 0,8

Zähnezahl Ritzel Z1	theoretische Zähnezahl des Zahnrades $Z_2 = Z_1 \cdot u$	Zähnezahl Zahnrad Z2	Tatsächliche Übersetzung	Abweichung Übersetzung	ad für					av für				
					Schrägungswinkel $\beta$ in ° und rad					Schrägungswinkel $\beta$ in ° und rad				
					11 0,1919	12 0,2093	13 0,2268	14 0,2442	15 0,2617	11 0,1919	12 0,2093	13 0,2268	14 0,2442	15 0,2617
17	104,431	104	6,118	-0,41%	369,79	371,10	372,54	374,10	375,79	374,59	375,90	377,34	378,90	380,59
18	110,574	111	6,167	0,39%	394,24	395,64	397,17	398,84	400,64	399,04	400,44	401,97	403,64	405,44
19	116,717	117	6,158	0,24%	415,63	417,11	418,72	420,48	422,38	420,43	421,91	423,52	425,28	427,18
20	122,86	123	6,150	0,11%	437,02	438,57	440,27	442,12	444,12	441,82	443,37	445,07	446,92	448,92
21	129,003	129	6,143	0,00%	458,41	460,04	461,82	463,76	465,86	463,21	464,84	466,62	468,56	470,66
22	135,146	135	6,136	-0,11%	479,81	481,51	483,38	485,40	487,60	484,61	486,31	488,18	490,20	492,40
23	141,289	141	6,130	-0,20%	501,20	502,98	504,93	507,05	509,34	506,00	507,78	509,73	511,85	514,14
24	147,432	147	6,125	-0,29%	522,59	524,45	526,48	528,69	531,08	527,39	529,25	531,28	533,49	535,88
25	153,575	154	6,160	0,28%	547,04	548,98	551,11	553,42	555,92	551,84	553,78	555,91	558,22	560,72

Name : Variante\_16  
 Geändert von: hopfm.tmb18 am: 10.01.2020 um: 09:06:01

### Berechnung eines schrägverzahnten Stirnradpaars

Zeichnungs- oder Artikelnummer:

Rad 1: 0.000.0  
 Rad 2: 0.000.0

Rechenmethode DIN 3990:1987 Methode B

Berechnung mit Herstellprofilverschiebung!

----- Rad 1 ----- Rad 2 --

Leistung (kW)	[P]	53.432
Drehzahl (1/min)	[n]	290.2 47.2
Drehmoment (Nm)	[T]	1758.1 10800.0
Anwendungsfaktor	[KA]	2.00
Geforderte Lebensdauer (h)	[H]	20000.00
Rad treibend (+) / getrieben (-)		+
Arbeitsflanke Rad 1:		Rechte Flanke
Drehrichtung Rad 1:		im Uhrzeigersinn

### Zahngeometrie und Werkstoff

Geometrieberechnung nach

ISO 21771:2007, DIN ISO 21771

----- Rad 1 ----- Rad 2 --

Achsabstand (mm)	[a]	350.000
Achsabstandstoleranz		ISO 286:2010 Abmass js7
Normalmodul (mm)	[mn]	4.5000
Normaleingriffswinkel (°)	[αn]	20.0000
Schrägungswinkel am Teilkreis (°)	[β]	13.0000
Zähnezahl	[z]	21 129
Zahnbreite (mm)	[b]	74.00 76.00
Schrägungsrichtung		rechts links
Verzahnungsqualität	[Q-DIN 3961:1978]	6 6
Innendurchmesser (mm)	[di]	0.00 216.00
Innendurchmesser der Bandage (mm)	[dbi]	0.00 0.00

Werkstoff

Rad 1

18CrNiMo7-6, Einsatzstahl, einsatzgehärtet  
 ISO 6336-5 Bild 9/10 (MQ), Kernhärte >=30HRC

Rad 2

18CrNiMo7-6, Einsatzstahl, einsatzgehärtet  
 ISO 6336-5 Bild 9/10 (MQ), Kernhärte >=30HRC

----- Rad 1 ----- Rad 2 --

Oberflächen-Härte		HRC 61	HRC 61
Dauerfestigk. Zahnfussspannung (N/mm <sup>2</sup> )	[σFlim]	500.00	500.00
Dauerfestig. Hertzsche Pressung (N/mm <sup>2</sup> )	[σHlim]	1500.00	1500.00
Bruchfestigkeit (N/mm <sup>2</sup> )	[σB]	1200.00	1200.00
Streckgrenze (N/mm <sup>2</sup> )	[σS]	850.00	850.00
Elastizitätsmodul (N/mm <sup>2</sup> )	[E]	206000	206000
Poissonzahl	[v]	0.300	0.300

Mittenrauhwert Ra, Flanke ( $\mu\text{m}$ )	[RAH]	0.80	0.80
Mittenrauhwert Ra, Fuss ( $\mu\text{m}$ )	[RAF]	3.20	3.20
Gemittelte Rauhtiefe Rz, Flanke ( $\mu\text{m}$ )	[RZH]	4.00	4.00
Gemittelte Rauhtiefe Rz, Fuss ( $\mu\text{m}$ )	[RZF]	16.00	16.00

Bezugsprofil von Rad 1 :

Bezugsprofil	1.25 / 0.25 / 1.0 DIN 867:1986		
Fusshöhenfaktor	[hfP*]	1.250	
Fussradiusfaktor	[pfP*]	0.250	(pfPmax*= 0.472 )
Kopfhöhenfaktor	[haP*]	1.000	
Kopfradiusfaktor	[paP*]	0.000	
Protuberanzhöhenfaktor	[hprP*]	0.000	
Protuberanzwinkel	[qprP]	0.000	
Kopfformhöhenfaktor	[hFaP*]	0.000	
Kantenbrechflankenwinkel	[αKP]	0.000	
		nicht überschneidend	

Bezugsprofil von Rad 2 :

Bezugsprofil	1.25 / 0.25 / 1.0 DIN 867:1986		
Fusshöhenfaktor	[hfP*]	1.250	
Fussradiusfaktor	[pfP*]	0.250	(pfPmax*= 0.472 )
Kopfhöhenfaktor	[haP*]	1.000	
Kopfradiusfaktor	[paP*]	0.000	
Protuberanzhöhenfaktor	[hprP*]	0.000	
Protuberanzwinkel	[qprP]	0.000	
Kopfformhöhenfaktor	[hFaP*]	0.000	
Kantenbrechflankenwinkel	[αKP]	0.000	
		nicht überschneidend	

Zusammenfassung Bezugsprofil der Zahnräder:

Fusshöhe Bezugsprofil	[hfP*]	1.250	1.250
Fussradius Bezugsprofil	[pfP*]	0.250	0.250
Kopfhöhe Bezugsprofil	[haP*]	1.000	1.000
Protuberanzhöhenfaktor	[hprP*]	0.000	0.000
Protuberanzwinkel (°)	[qprP]	0.000	0.000
Kopfformhöhenfaktor	[hFaP*]	0.000	0.000
Kantenbrechflankenwinkel (°)	[αKP]	0.000	0.000

Art der Profilkorrektur:

Kopfrücknahme, durch Einlaufen ( $\mu\text{m}$ )

keine (nur Einlaufbetrag)

[Ca L/R] 2.0 / 2.0 2.0 / 2.0

Schmierungsart

Öl-Tauchschmierung

Ölsorte

Öl: ISO-VG 220

Schmierstoff-Basis

Mineralöl-Basis

Kinematische Nennviskosität Öl bei 40°C ( $\text{mm}^2/\text{s}$ )

[v40] 220.00

Kinematische Nennviskosität Öl bei 100°C ( $\text{mm}^2/\text{s}$ )

[v100] 17.50

Spezifische Dichte bei 15°C ( $\text{kg}/\text{dm}^3$ )

[ρ] 0.895

Öltemperatur (°C)

[TS] 90.000

----- Rad 1 ----- Rad 2 --

Gesamtübersetzung	[itot]	-6.143
Zähnezahlverhältnis	[u]	6.143
Stirnmodul (mm)	[mt]	4.618
Stirneingriffswinkel (°)	[ct]	20.483
Betriebseingriffswinkel (°)	[cwt]	22.016
	[cwt.e/i]	22.027 / 22.004
Betriebseingriffswinkel im Normalschnitt (°)	[awn]	21.493
Schrägungswinkel am Wälzkreis (°)	[βw]	13.131

Grundschrägungswinkel (°)	[βb]	12.204	
Nullachsabstand (mm)	[ad]	346.378	
Profilverschiebungsfaktorsumme, spielfrei	[Σxi]	0.8341	
Profilverschiebungsfaktor, effektiv	[x]	0.3642      0.4699	
Zahndicke, Bogen, in Modul, Modul	[sn*]	1.8359      1.9129	
Kopfhöhenänderung (mm)	[k*m <sub>n</sub> ]	-0.033      -0.519	
Teilkreisdurchmesser (mm)	[d]	96.986      595.770	
Grundkreisdurchmesser (mm)	[db]	90.854      558.103	
Kopfkreisdurchmesser (mm)	[da]	109.198      607.960	
(mm)	[da.e/i]	109.398 / 108.998	
(mm)	[da.e/i]	608.160 / 607.760	
Kopfkreisabmasse (mm)	[Ada.e/i]	0.200 / -0.200	
Kopfkreisabmasse (mm)	[Ada.e/i]	0.200 / -0.200	
Kopfformkreisdurchmesser (mm)	[dFa]	109.198      607.960	
(mm)	[dFa.e/i]	109.398 / 108.998	
(mm)	[dFa.e/i]	608.160 / 607.760	
Kopfnutzkreisdurchmesser (mm)	[dNa]	109.198      607.960	
	[dNa.e/i]	109.398 / 108.998	
	[dNa.e/i]	608.160 / 607.760	
Wälzkreisdurchmesser (mm)	[dw]	98.000      602.000	
(mm)	[dw.e/i]	98.008 / 97.992	
(mm)	[dw.e/i]	602.049 / 601.951	
Fusskreisdurchmesser (mm)	[df]	89.013      588.749	
Erzeugungsprofilverschiebungsfaktor	[xE.e/i]	0.3520 / 0.3337	
Erzeugungsprofilverschiebungsfaktor	[xE.e/i]	0.4394 / 0.3997	
Erzeugter Fusskreis mit xE (mm)	[df.e/i]	88.904 / 88.739	
Erzeugter Fusskreis mit xE (mm)	[df.e/i]	588.474 / 588.117	
Kopfspiel theoretisch (mm)	[c]	1.026      1.513	
Kopfspiel effektiv (mm)	[c.e/i]	1.471 / 1.035	
Kopfspiel effektiv (mm)	[c.e/i]	1.779 / 1.440	
Fussnutzkreisdurchmesser (mm)	[dNf]	93.314      593.474	
(mm)	[dNf.e/i]	93.466 / 93.167	
(mm)	[dNf.e/i]	593.649 / 593.300	
Fussformkreisdurchmesser (mm)	[dFf]	92.148      590.416	
(mm)	[dFf.e/i]	92.096 / 92.020	
(mm)	[dFf.e/i]	590.160 / 589.829	
Reserve (dNf-dFf)/2 (mm)	[cF.e/i]	0.723 / 0.536	
Reserve (dNf-dFf)/2 (mm)	[cF.e/i]	1.910 / 1.570	
Evolventenlänge (mm)	[l_dFa-l_dFf]	9.447      9.418	
Kopfhöhe, m <sub>n</sub> (h <sub>aP</sub> *+x+k) (mm)	[ha]	6.106      6.095	
(mm)	[ha.e/i]	6.206 / 6.006	
(mm)	[ha.e/i]	6.195 / 5.995	
Fusshöhe (mm)	[hf=mn*(hfP*-x)]	3.986      3.510	
(mm)	[hf.e/i]	4.041 / 4.124	
(mm)	[hf.e/i]	3.648 / 3.826	
Wälzwinkel zu dFa (°)	[x_dFa.e/i]	38.430 / 37.975	
Wälzwinkel zu dFa (°)	[x_dFa.e/i]	24.805 / 24.701	
Wälzwinkel zu dNa (°)	[x_dNa.e/i]	38.430 / 37.975	
Wälzwinkel zu dNa (°)	[x_dNa.e/i]	24.805 / 24.701	
Wälzwinkel zu dNf (°)	[x_dNf.e/i]	13.838 / 13.011	
Wälzwinkel zu dNf (°)	[x_dNf.e/i]	20.772 / 20.667	
Wälzwinkel zu dFf (°)	[x_dFf.e/i]	9.505 / 9.208	
Wälzwinkel zu dFf (°)	[x_dFf.e/i]	19.697 / 19.592	
Zahnhöhe (mm)	[h]	10.092      9.606	
Ersatz-Zähnezahl	[zn]	22.560      138.586	
Normalzahndicke am Kopfkreis	(mm)	[san]	2.619      3.941
	(mm)	[san.e/i]	2.698 / 2.382
	(mm)	[san.e/i]	3.922 / 3.623

Normalzahndicke am Kopfformkreis (mm)	[sFan]	2.619	3.941
(mm)	[sFan.e/i]	2.698 /	2.382
(mm)	[sFan.e/i]		3.922 / 3.623
Normal-Lückenweite am Fusskreis (mm)	[efn]	0.000	3.052
(mm)	[efn.e/i]	0.000 /	0.000
(mm)	[efn.e/i]		3.060 / 3.070
Max. Gleitgeschwindigkeit am Kopf (m/s)	[vga]	0.421	0.273
Spezifisches Gleiten am Kopf	[ζa]	0.458	0.458
Spezifisches Gleiten am Fuss	[ζf]	-0.844	-0.844
Mittleres spezifisches Gleiten	[ζm]	0.458	
Gleitfaktor am Kopf	[Kga]	0.283	0.183
Gleitfaktor am Fuss	[Kgf]	-0.183	-0.283
Teilkreisteilung (mm)	[pt]		14.509
Grundkreisteilung (mm)	[pbt]		13.592
Stirneingriffsteilung (mm)	[pet]		13.592
Steigungshöhe (mm)	[pz]	1319.756	8107.073
Axiale Teilung (mm)	[px]	62.846	62.846
Länge der Eingriffsstrecke (mm)	[ga, e/i]	19.646 (	20.154 / 19.137 )
Länge T1-A (mm)	[T1A]	10.643 (	10.315 / 10.972 )
Länge T2-A (mm)	[T2A]		120.558 ( 120.810 / 120.305 )
Länge T1-B (mm)	[T1B]	16.698 (	16.877 / 16.517 )
Länge T2-B (mm)	[T2B]		114.503 ( 114.247 / 114.760 )
Länge T1-C (mm)	[T1C]	18.368 (	18.357 / 18.379 )
Länge T2-C (mm)	[T2C]		112.833 ( 112.767 / 112.898 )
Länge T1-D (mm)	[T1D]	24.235 (	23.907 / 24.563 )
Länge T2-D (mm)	[T2D]		106.966 ( 107.218 / 106.714 )
Länge T1-E (mm)	[T1E]	30.289 (	30.469 / 30.109 )
Länge T2-E (mm)	[T2E]		100.912 ( 100.656 / 101.168 )
Länge T1-T2 (mm)	[T1T2]	131.201 (	131.125 / 131.277 )
Durchmesser Einzeleingriffspunkt B (mm)	[d-B]	96.797 (	96.922 / 96.673 )
Durchmesser Einzeleingriffspunkt B (mm)	[d-B]		603.260 ( 603.066 / 603.455 )
Durchmesser Einzeleingriffspunkt D (mm)	[d-D]	102.975 (	102.668 / 103.286 )
Durchmesser Einzeleingriffspunkt D (mm)	[d-D]		597.700 ( 597.881 / 597.520 )
Kopfüberdeckung	[ε]	0.877 (	0.891 / 0.863 )
Kopfüberdeckung	[ε]		0.568 ( 0.592 / 0.545 )
Minimale Berührlinienlänge (mm)	[Lmin]		104.352
Profilüberdeckung	[εα]		1.445
Profilüberdeckung mit Abmassen	[εα.e/m/i]	1.483	/ 1.445 / 1.408
Sprungüberdeckung	[εβ]		1.177
Gesamtüberdeckung	[εγ]		2.623
Gesamtüberdeckung mit Abmassen	[εγ.e/m/i]	2.660	/ 2.623 / 2.585

#### Allgemeine Einflussfaktoren

		----- Rad 1 ----- Rad 2 --
Nennumfangskraft im Teilkreis (N)	[Ft]	36255.6
Axialkraft (N)	[Fa]	8370.3
Radialkraft (N)	[Fr]	13543.1
Normalkraft (N)	[Fnorm]	39597.3
Nennumfangskraft pro mm (N/mm)	[w]	489.94
Nur zur Information: Kräfte im Wälzkreis:		
Nennumfangskraft (N)	[Ftw]	35880.4
Axialkraft (N)	[Faw]	8370.3
Radialkraft (N)	[Frw]	14508.0
Umfangsgeschwindigkeit Teilkreis (m/s)	[v]	1.47
Umfangsgeschwindigkeit Wälzkreis (m/s)	[v(dw)]	1.49

Einlaufbetrag ( $\mu\text{m}$ )	[yp]	0.8	
Einlaufbetrag ( $\mu\text{m}$ )	[yf]	0.8	
Korrekturfaktor	[CM]	0.800	
Radkörperfaktor	[CR, bs/b, sr/mn]	1.000 ( 0.400 ,41.346 )	
Bezugsprofilfaktor	[CBS]	0.975	
Materialfaktor	[E/Est]	1.000	
Einzelfedersteifigkeit ( $\text{N/mm}/\mu\text{m}$ )	[c']	14.853	
Eingriffs federsteifigkeit ( $\text{N/mm}/\mu\text{m}$ )	[cy]	19.815	
Reduzierte Masse ( $\text{kg/mm}$ )	[mRed]	0.03493	
Resonanzdrehzahl ( $\text{min}^{-1}$ )	[nE1]	10831	
Einlaufbetrag ( $\mu\text{m}$ )	[ya]	0.8	
 Faktor Kv eingegeben:			
Dynamikfaktor	[Kv]	1.000	
 Faktor KH $\beta$ eingegeben:			
Breitenfaktoren	- Flanke	[KH $\beta$ ]	1.100
	- Zahnfuss	[KF $\beta$ ]	1.086
	- Fressen	[KB $\beta$ ]	1.100
Stirnfaktoren	- Flanke	[KH $\alpha$ ]	1.000
	- Zahnfuss	[KF $\alpha$ ]	1.000
	- Fressen	[KB $\alpha$ ]	1.000
Lastwechselzahl (in Mio.)	[NL]	348.256	56.693

### Zahnfuss-Tragfähigkeit

Rechnung der Zahnformfaktoren nach Methode: B

		----- Rad 1 -----	Rad 2 --
Berechnet mit Erzeugungsprofilverschiebungsfaktor			
Zahnformfaktor	[xE.e]	0.3520	0.4394
Spannungskorrekturfaktor	[YF]	1.40	1.30
Kraftangriffswinkel ( $^{\circ}$ )	[YS]	2.28	2.65
Biegehebelarm (mm)	[ $\alpha_{\text{Fen}}$ ]	23.54	21.15
Zahnfussdicke (mm)	[hF]	4.98	5.49
Zahnfussradius (mm)	[sFn]	9.68	10.62
Biegehebelarm (-)	[ $\rho_F$ ]	1.65	1.26
Zahnfussdicke (-)	[hF/mn]	1.107	1.220
Zahnfussradius (-)	[sFn/mn]	2.152	2.361
Kraftangriffs durchmesser (mm)	[ $d_{\text{en}}$ ]	106.926	630.663
Berechnungsquerschnitt-Durchmesser (mm)	[ $d_{\text{sFn}}$ ]	90.078	589.620
Tangente am Berechnungsquerschnitt ( $^{\circ}$ )	[ $\alpha_{\text{sFn}}$ ]	30.000	30.000
Kerbparameter	[q <sub>s</sub> ]	2.936	4.218
Überdeckungsfaktor	[Y $\epsilon$ ]	1.000	
Schrägenfaktor	[Y $\beta$ ]	0.892	
Massgebende Zahnbreite (mm)	[beff]	74.00	76.00
Zahnfuss-Nennspannung ( $\text{N/mm}^2$ )	[ $\sigma_{\text{F0}}$ ]	309.59	325.95
Zahnfussspannung ( $\text{N/mm}^2$ )	[ $\sigma_{\text{F}}$ ]	672.36	707.89
 Zulässige Zahnfussspannung von Prüf-Zahnrad			
Stützziffer	[Y <sub>drelT</sub> ]	1.004	1.014
Oberflächenfaktor	[Y <sub>RrelT</sub> ]	0.972	0.972
Größenfaktor, Zahnfuss	[Y <sub>X</sub> ]	1.000	1.000
Zeitfestigkeitsfaktor	[Y <sub>NT</sub> ]	1.000	1.000
$Y_C * Y_{\text{drelT}} * Y_{\text{RrelT}} * Y_X * Y_{\text{NT}}$		0.976	0.986
Wechselbiegungsfaktor, Mittelspannungseinflussfaktor	[YM]	0.850	0.850

Spannungskorrekturfaktor	[Yst]	2.00	
Yst* $\sigma$ Flim (N/mm <sup>2</sup> )	[ $\sigma$ FE]	1000.00	1000.00
Zulässige Zahnfussspannung $\sigma$ FG/SFmin (N/mm <sup>2</sup> )	[ $\sigma$ FP]	753.87	761.68
Zahnfuss-Grenzfestigkeit (N/mm <sup>2</sup> )	[ $\sigma$ FG]	829.26	837.85
Sollsicherheit	[SFmin]	1.10	1.10
Sicherheitsfaktor für Zahnfussspannung	[SF= $\sigma$ FG/ $\sigma$ F]	1.23	1.18
Übertragbare Leistung (kW)	[kWRating]	59.91	57.49

### Flankensicherheit

			----- Rad 1 -----	Rad 2 --
Zonenfaktor	[ZH]		2.347	
Elastizitätsfaktor ( $\sqrt{N/mm^2}$ )	[ZE]		189.812	
Überdeckungsfaktor	[Z $\epsilon$ ]		0.832	
Schrägenfaktor	[Z $\beta$ ]		0.987	
Massgebende Zahnbreite (mm)	[beff]		74.00	
Nominelle Flankenpressung (N/mm <sup>2</sup> )	[ $\sigma$ H0]		886.53	
Flankenpressung am Wälzkreis (N/mm <sup>2</sup> )	[ $\sigma$ Hw]		1314.94	
Einzeleingriffs-Faktor	[ZB,ZD]		1.00	1.00
Flankenpressung (N/mm <sup>2</sup> )	[ $\sigma$ HB, $\sigma$ HD]		1314.94	1314.94
Schmierstoff-Faktor, bei NL berechnet mit Schmierstoff-Temperatur	[ZL]	90 °C	0.918	0.918
Geschwindigkeitsfaktor bei NL	[ZV]		0.959	0.959
Rauhigkeitsfaktor bei NL	[ZR]		1.010	1.010
Werkstoffpaarungsfaktor bei NL	[ZW]		1.000	1.000
Zeitfestigkeitsfaktor	[ZNT]		1.000	1.000
	[ZL*ZV*ZR*ZNT]		0.890	0.890
Eine gewisse Grübchenbildung zulässig:	nein			
Größenfaktor, Flanke	[ZX]		1.000	1.000
Zulässige Flankenpressung, $\sigma$ HG/SHmin (N/mm <sup>2</sup> )	[ $\sigma$ HP]		1334.51	1334.51
Grübchen-Grenzfestigkeit (N/mm <sup>2</sup> )	[ $\sigma$ HG]		1334.51	1334.51
Sollsicherheit	[SHmin]		1.00	1.00
Sicherheit für Flankenpressung Wälzkreis	[SHw]		1.01	1.01
Sicherheit für Pressung, $\sigma$ HG/ $\sigma$ HBD Einzeleingriff	[SHBD]		1.01	1.01
Sicherheit bezüglich übertragbares Drehmoment	[( $\sigma$ HBD) <sup>2</sup> ]		1.03	1.03
Übertragbare Leistung (kW)	[kWRating]		55.03	55.03

### Micropitting (Graufleckigkeit) nach

ISO/TS 6336-22-1:2018

Berechnung nicht durchgeführt, Schmierstoff: Laststufe Micropitting-Test nicht bekannt

### Fresstragfähigkeit

Rechenmethode nach	DIN 3990:1987		
Schrägungsfaktor Fressen	[KBy]	1.243	
Schmierungsfaktor für Schmierungsart	[XS]	1.000	
Fresstest und Laststufe	[FZGtest]	FZG - Test A / 8.3 / 90 (ISO 14635 - 1)	12
Relativer Gefügefaktor, Fressen	[XWrelT]	1.000	
Therm. Kontaktkoeffizient (N/mm/s <sup>0.5</sup> /K)	[BM]	13.780	13.780
Massgebende Kopfrücknahme ( $\mu$ m)	[Ca]	2.00	2.00

Optimale Kopfrücknahme ( $\mu\text{m}$ )	[Ceff]	49.45
Ca als optimal angenommen in der Rechnung, 0=nein, 1=ja	0	0
Massgebende Zahnbreite (mm)	[beff]	74.000
Massgebende Umfangskraft/Zahnbreite (N/mm)	[wBt]	1340.193
Winkelkoeffizient	[Xαβ]	1.002
$\epsilon_1: 0.877, \epsilon_2: 0.568$		

#### Blitztemperatur-Kriterium

Massentemperatur ( $^{\circ}\text{C}$ )	[θMB]	90.00
θM eingegeben		
Fresstemperatur ( $^{\circ}\text{C}$ )	[θS]	408.58
Koordinate Γ Ort der höchsten Temperatur	[Γ]	0.319
$[\Gamma.A] = -0.421, [\Gamma.E] = 0.649$		
Höchste Kontakttemp. ( $^{\circ}\text{C}$ )	[θB]	154.69
Blitzfaktor ( $^{\circ}\text{K}^* \text{N}^* - .75 * \text{s}^* \text{m}^* - .5 * \text{mm}$ )	[XM]	50.058
Geometriefaktor	[XB]	0.143
Kraftaufteilungsfaktor	[Xy]	1.000
Dynamische Viskosität (mPa*s)	[ηM]	19.98 ( 90.0 $^{\circ}\text{C}$ )
Reibungszahl	[μm]	0.145
Sollsicherheit	[SBmin]	2.000
Sicherheitsfaktor für Fressen, Blitztemperatur	[SB]	4.924

#### Integraltemperatur-Kriterium

Massentemperatur ( $^{\circ}\text{C}$ )	[θMC]	90.00
θM eingegeben		
Fress-Integraltemperatur ( $^{\circ}\text{C}$ )	[θSint]	408.58
Blitzfaktor ( $^{\circ}\text{K}^* \text{N}^* - .75 * \text{s}^* \text{m}^* - .5 * \text{mm}$ )	[XM]	50.058
Überdeckungsfaktor	[Xε]	0.263
Dynamische Viskosität (mPa*s)	[ηOil]	19.98 ( 90.0 $^{\circ}\text{C}$ )
Gemittelte Reibungszahl	[μm]	0.158
Geometriefaktor	[XBE]	0.266
Eingriffsfaktor	[XQ]	1.000
Kopfrücknahmefaktor	[XCa]	1.018
Integral-Flankentemperatur ( $^{\circ}\text{C}$ )	[θint]	140.80
Sollsicherheit	[SSmin]	2.000
Sicherheitsfaktor für Fressen (Int.-T.)	[SSint]	2.902
Sicherh. f. übertragenes Moment (Int.-T.)	[SSL]	6.271

#### Prüfmasse für die Zahndicke

		----- Rad 1 -----	Rad 2 --
Zahndickentoleranz		DIN 3967 e26	DIN 3967 e26
Zahndickenabmass im Normalschnitt (mm)	[As.e/i]	-0.040 / -0.100	-0.100 / -0.230
Messzähnezahl	[k]	4.000	17.000
Zahnweite spielfrei (mm)	[Wk]	49.042	229.398
Effektive Zahnweite (mm)	[Wk.e/i]	49.005 / 48.948	229.304 / 229.182
(mm)	[ΔWk.e/i]	-0.038 / -0.094	-0.094 / -0.216
Messkreisdurchmesser (mm)	[dMWk.m]	102.694	601.401
Theoretischer Messkörperdurchmesser (mm)	[DM]	8.437	7.698
Effektiver Messkörperdurchmesser (mm)	[DMeff]	9.000	8.000
Radiales Einkugelmaß spielfrei (mm)	[MrK]	57.088	305.807
Radiales Einkugelmaß (mm)	[MrK.e/i]	57.050 / 56.992	305.681 / 305.516
Messkreisdurchmesser (mm)	[dMMr.m]	100.914	600.274
Diametrales Zweikugelmaß spielfrei (mm)	[MdK]	113.882	611.569
Diametrales Zweikugelmaß (mm)	[MdK.e/i]	113.806 / 113.691	611.316 / 610.987
Diametrales Rollenmaß spielfrei (mm)	[MdR]	114.176	611.614

Diametrales Rollenmass nach DIN 3960 (mm)	[MdR.e/i]	114.099 /113.985	611.361 /611.032
Mass über 2 Rollen, free, nach AGMA 2002 (mm)	[dk2f.e/i]	113.786 /113.672	611.314 /610.984
Mass über 2 Rollen, transverse, nach AGMA 2002 (mm)	[dk2t.e/i]	114.382 /114.267	611.406 /611.076
Mass über 3 Rollen, axial, nach AGMA 2002 (mm)	[dk3A.e/i]	114.099 /113.985	611.361 /611.032
Zahndickensehne spielfrei (mm)	[sc]	8.253	8.608
Effektive Zahndickensehne (mm)	[sc.e/i]	8.214 / 8.155	8.508 / 8.379
Höhe über der Sehne ab da.m (mm)	[ha]	6.273	6.125
Zahndicke, Bogen (mm)	[sn]	8.262	8.608
(mm)	[sn.e/i]	8.222 / 8.162	8.508 / 8.378
Spielfreier Achsabstand (mm)	[aControl.e/i]	349.820 /349.575	
Spielfreier Achsabstand, Abmasse (mm)	[jta]	-0.180 / -0.425	
dNf.i mit aControl (mm)	[dNf0.i]	92.720	592.583
Reserve (dNf0.i-dFf.e)/2 (mm)	[cF0.i]	0.312	1.212
Kopfspiel (mm)	[c0.i(aControl)]	0.639	1.043
Achsabstandsabmass (mm)	[Aa.e/i]	0.029 / -0.029	
Verdrehflankenspiel aus Aa (mm)	[jtw_Aa.e/i]	0.023 / -0.023	
Radialspiel (mm)	[jrw.e/i]	0.453 / 0.151	
Verdrehflankenspiel (Stirnschnitt) (mm)	[jtw.e/i]	0.365 / 0.122	
Normalflankenspiel (mm)	[jn.e/i]	0.330 / 0.112	
Verdrehspielwinkel am Antrieb bei festgehaltenem Abtrieb:			
Gesamter Verdrehspielwinkel (°)	[j.tSys]	0.4271/0.1428	

## Verzahnungstoleranzen

		----- Rad 1 -----	----- Rad 2 --
Nach DIN 3961:1978			
Verzahnungsqualität	[Q-DIN3961]	6	6
Profil-Formabweichung (µm)	[ff]	10.00	10.00
Profil-Winkelabweichung (µm)	[fHa]	7.00	7.00
Profil-Gesamtabweichung (µm)	[Ff]	13.00	13.00
Flankenlinien-Formabweichung (µm)	[fbf]	8.00	8.00
Flankenlinien-Winkelabweichung (µm)	[fHb]	10.00	10.00
Flankenlinien-Gesamtabweichung (µm)	[Fb]	13.00	13.00
Eingriffsteilungsabweichung (µm)	[fpe]	9.00	11.00
Teilungs-Einzelabweichung (µm)	[fp]	9.00	11.00
Teilungssprung (µm)	[fu]	11.00	13.00
Teilungs-Gesamtabweichung (µm)	[Fp]	29.00	45.00
Teilungsspannen-Abweichung über z/8 (µm)	[Fpz/8]	18.00	28.00
Rundlaufabweichung (µm)	[Fr]	22.00	32.00
Zahndicken-Schwankung (µm)	[Rs]	13.00	18.00
Einflanken-Wälzabweichung (µm)	[Fi']	34.00	46.00
Einflanken-Wälzsprung (µm)	[fi']	15.00	16.00
Zweiflanken-Wälzabweichung (µm)	[Fi"]	25.00	35.00
Zweiflanken-Wälzsprung (µm)	[fi"]	11.00	16.00
Achslagetoleranzen, Empfehlung nach ISO TR 10064-3:1996, Qualität 6			
Maximalwert für Achsschränkung (µm)	[fΣβ]	17.00	(Fβ= 17.00 )
Maximalwert für Achsneigung (µm)	[fΣδ]	34.00	

## Korrekturen und Bestimmung der Zahnform

Daten zur Zahnformberechnung:  
Daten nicht vorhanden.

Bitte führen Sie eine Berechnung im Tab "Zahnform" aus und öffnen Sie das Hauptprotokoll erneut.

## Ergänzende Daten

Masse (kg)	[m]	4.470	145.527
Gesamtmasse (kg)	[mGes]	149.997	
Trägheitsmoment, System bezogen auf den Antrieb:			
Berechnung ohne Berücksichtigung der exakten Zahnform			
Räder einzeln, $(da+df)/2 \cdot di$ (kg*m <sup>2</sup> )	[J]	0.00549	7.36158
System $(da+df)/2 \cdot di$ (kg*m <sup>2</sup> )	[J]	0.20058	
Verdrehsteifigkeit am Antrieb bei festgehaltenem Abtrieb:			
Verdrehsteifigkeit (MNm/rad)	[cr]	2.995	
Verdrehung unter Nenndrehmoment (°)	[δcr]	0.034	
Mittlere Reibungszahl, nach Niemann	[μ <sub>m</sub> ]	0.100	
Verschleissgleiten nach Niemann	[ζw]	0.662	
Verlustfaktor	[HV]	0.115	
Zahnverlustleistung aus Zahnbelastung (kW)	[PVZ]	0.616	
Verzahnungswirkungsgrad (%)	[ηz]	98.847	
Schalldruckpegel, nach Masuda, ohne Kontaktanalyse	[dB(A)]	77.4	

## Lebensdauer, Schädigung

Sollsicherheit Zahnfuss	[SFmin]	1.10	
Sollsicherheit Zahnflanke	[SHmin]	1.00	
Lebensdauer (berechnet mit Sollsicherheiten):			
Lebensdauer System (h)			
Lebensdauer Zahnfuss (h)	[HFatt]	1e+06	1e+06
Lebensdauer Zahnflanke (h)	[HHatt]	1e+06	1e+06

Hinweis: Die Angabe 1e+006 h bedeutet, dass die Lebensdauer > 1'000'000 h ist.

Schädigung, bezogen auf die Soll-Lebensdauer [H] (20000.0	h)
F1%	F2%
0.00	0.0000

H1% H2%

0.0000 0.0000

## Berechnung der Faktoren für die Bestimmung der Zuverlässigkeit R(t) nach B.Bertsche mit Weibull-Verteilung; t in (h):

Zuverlässigkeit der Werkstoffdaten für sigFlim / sigHlim in %: 99.00 /99.00

R(t) = 100 \* Exp(-(t\*fac - t0)/(T - t0))^b) %

Rad		fac	b	t0	T	R(H)%
1	Zahnfuss	17413	1.7	9.654e+29	1.484e+30	100.00
1	Zahnflanke	17413	1.3	9.014e+29	4.295e+30	100.00
2	Zahnfuss	2835	1.7	9.654e+29	1.484e+30	100.00
2	Zahnflanke	2835	1.3	9.014e+29	4.295e+30	100.00

Zuverlässigkeit der Konfiguration bei Soll-Lebensdauer (%) 100.00 (Bertsche)

## Bemerkungen:

- Angaben mit [.e/i] bedeuten: Maximal- [e] und Minimalwert [i] bei Berücksichtigung aller Toleranzen

Angaben mit [.m] bedeuten: Mittelwert in der Toleranz

- Beim Flankenspiel werden die Achsabstandstoleranzen und die Zahndickenabmasse berücksichtigt.

Angegeben wird das maximale und das minimale Spiel entsprechend den grössten, beziehungsweise kleinsten Abmassen.

Die Berechnung erfolgt für den Wälzkreis.

- Details zur Rechenmethode:  
cy nach Methode B

---

Ende Protokoll

Zeilen: 537

---

Name : Variante\_13\_TH  
 Geändert von: hofmann.tmb18am: 10.01.2020 um: 10:47:05

### Berechnung eines schrägverzahnten Stirnradpaars

Zeichnungs- oder Artikelnummer:

Rad 1: 0.000.0  
 Rad 2: 0.000.0

Rechenmethode DIN 3990:1987 Methode B

Berechnung mit Herstellprofilverschiebung!

----- Rad 1 ----- Rad 2 --

Leistung (kW)	[P]	55.191
Drehzahl (1/min)	[n]	300.5 48.8
Drehmoment (Nm)	[T]	1753.8 10800.0
Anwendungsfaktor	[KA]	2.00
Geforderte Lebensdauer (h)	[H]	20000.00
Rad treibend (+) / getrieben (-)		+
Arbeitsflanke Rad 1:		Rechte Flanke
Drehrichtung Rad 1:		im Uhrzeigersinn

### Zahngeometrie und Werkstoff

Geometrieberechnung nach

ISO 21771:2007, DIN ISO 21771

----- Rad 1 ----- Rad 2 --

Achsabstand (mm)	[a]	350.000
Achsabstandstoleranz		ISO 286:2010 Abmass js7
Normalmodul (mm)	[mn]	5.0000
Normaleingriffswinkel (°)	[αn]	20.0000
Schrägungswinkel am Teilkreis (°)	[β]	11.0000
Zähnezahl	[z]	19 117
Zahnbreite (mm)	[b]	82.00 80.00
Schrägungsrichtung		rechts links
Verzahnungsqualität	[Q-DIN 3961:1978]	6 6
Innendurchmesser (mm)	[di]	0.00 216.00
Innendurchmesser der Bandage (mm)	[dbi]	0.00 0.00

Werkstoff

Rad 1

18CrNiMo7-6, Einsatzstahl, einsatzgehärtet  
 ISO 6336-5 Bild 9/10 (MQ), Kernhärte >=30HRC

Rad 2

18CrNiMo7-6, Einsatzstahl, einsatzgehärtet  
 ISO 6336-5 Bild 9/10 (MQ), Kernhärte >=30HRC

----- Rad 1 ----- Rad 2 --

Oberflächen-Härte		HRC 61	HRC 61
Dauerfestigk. Zahnfussspannung (N/mm <sup>2</sup> )	[σFlim]	500.00	500.00
Dauerfestig. Hertzche Pressung (N/mm <sup>2</sup> )	[σHlim]	1500.00	1500.00
Bruchfestigkeit (N/mm <sup>2</sup> )	[σB]	1200.00	1200.00
Streckgrenze (N/mm <sup>2</sup> )	[σS]	850.00	850.00
Elastizitätsmodul (N/mm <sup>2</sup> )	[E]	206000	206000
Poissonzahl	[v]	0.300	0.300

Mittenrauhwert Ra, Flanke ( $\mu\text{m}$ )	[RAH]	0.80	0.80
Mittenrauhwert Ra, Fuss ( $\mu\text{m}$ )	[RAF]	3.20	3.20
Gemittelte Rauhtiefe Rz, Flanke ( $\mu\text{m}$ )	[RZH]	4.00	4.00
Gemittelte Rauhtiefe Rz, Fuss ( $\mu\text{m}$ )	[RZF]	16.00	16.00

Bezugsprofil von Rad 1 :

Bezugsprofil	1.25 / 0.25 / 1.0 DIN 867:1986		
Fusshöhenfaktor	[hfP*]	1.250	
Fussradiusfaktor	[pfP*]	0.250	(pfPmax*= 0.472 )
Kopfhöhenfaktor	[haP*]	1.000	
Kopfradiusfaktor	[paP*]	0.000	
Protuberanzhöhenfaktor	[hprP*]	0.000	
Protuberanzwinkel	[qprP]	0.000	
Kopfformhöhenfaktor	[hFaP*]	0.000	
Kantenbrechflankenwinkel	[αKP]	0.000	
		nicht überschneidend	

Bezugsprofil von Rad 2 :

Bezugsprofil	1.25 / 0.25 / 1.0 DIN 867:1986		
Fusshöhenfaktor	[hfP*]	1.250	
Fussradiusfaktor	[pfP*]	0.250	(pfPmax*= 0.472 )
Kopfhöhenfaktor	[haP*]	1.000	
Kopfradiusfaktor	[paP*]	0.000	
Protuberanzhöhenfaktor	[hprP*]	0.000	
Protuberanzwinkel	[qprP]	0.000	
Kopfformhöhenfaktor	[hFaP*]	0.000	
Kantenbrechflankenwinkel	[αKP]	0.000	
		nicht überschneidend	

Zusammenfassung Bezugsprofil der Zahnräder:

Fusshöhe Bezugsprofil	[hfP*]	1.250	1.250
Fussradius Bezugsprofil	[pfP*]	0.250	0.250
Kopfhöhe Bezugsprofil	[haP*]	1.000	1.000
Protuberanzhöhenfaktor	[hprP*]	0.000	0.000
Protuberanzwinkel (°)	[qprP]	0.000	0.000
Kopfformhöhenfaktor	[hFaP*]	0.000	0.000
Kantenbrechflankenwinkel (°)	[αKP]	0.000	0.000

Art der Profilkorrektur:

Kopfrücknahme, durch Einlaufen ( $\mu\text{m}$ )	[Ca L/R]	2.0 / 2.0	2.0 / 2.0
--	----------	-----------	-----------

Schmierungsart

Öl-Tauchschmierung

Ölsorte

Öl: ISO-VG 220

Schmierstoff-Basis

Mineralöl-Basis

Kinematische Nennviskosität Öl bei 40°C ( $\text{mm}^2/\text{s}$ )

[v40] 220.00

Kinematische Nennviskosität Öl bei 100°C ( $\text{mm}^2/\text{s}$ )

[v100] 17.50

Spezifische Dichte bei 15°C ( $\text{kg}/\text{dm}^3$ )

[ρ] 0.895

Öltemperatur (°C)

[TS] 90.000

----- Rad 1 ----- Rad 2 --

Gesamtübersetzung	[itot]	-6.158
Zähnezahlverhältnis	[u]	6.158
Stirnmodul (mm)	[mt]	5.094
Stirneingriffswinkel (°)	[ct]	20.344
Betriebseingriffswinkel (°)	[cwt]	21.893
Betriebseingriffswinkel im Normalschnitt (°)	[cwt.e/i]	21.905 / 21.881
Schrägungswinkel am Wälzkreis (°)	[awn]	21.520
	[βw]	11.113

Grundschrägungswinkel (°)	[βb]	10.329	
Nullachsabstand (mm)	[ad]	346.364	
Profilverschiebungsfaktorsumme, spielfrei	[Σxi]	0.7541	
Profilverschiebungsfaktor, effektiv	[x]	0.3873      0.3668	
Zahndicke, Bogen, in Modul, Modul	[sn*]	1.8527      1.8378	
Kopfhöhenänderung (mm)	[k*m <sub>n</sub> ]	-0.033      -0.519	
Teilkreisdurchmesser (mm)	[d]	96.778      595.949	
Grundkreisdurchmesser (mm)	[db]	90.741      558.776	
Kopfkreisdurchmesser (mm)	[da]	110.586      608.578	
(mm)	[da.e/i]	110.400 / 109.800	
(mm)	[da.e/i]	608.500 / 607.900	
Kopfkreisabmasse (mm)	[Ada.e/i]	-0.186 / -0.786	
Kopfkreisabmasse (mm)	[Ada.e/i]	-0.078 / -0.678	
Kopfformkreisdurchmesser (mm)	[dFa]	110.586      608.578	
(mm)	[dFa.e/i]	110.400 / 109.800	
(mm)	[dFa.e/i]	608.500 / 607.900	
Kopfnutzkreisdurchmesser (mm)	[dNa]	110.586      608.578	
	[dNa.e/i]	110.400 / 109.800	
	[dNa.e/i]	608.500 / 607.900	
Wälzkreisdurchmesser (mm)	[dw]	97.794      602.206	
(mm)	[dw.e/i]	97.802 / 97.786	
(mm)	[dw.e/i]	602.255 / 602.157	
Fusskreisdurchmesser (mm)	[df]	88.151      587.117	
Erzeugungsprofilverschiebungsfaktor	[xE.e/i]	0.3763 / 0.3598	
Erzeugungsprofilverschiebungsfaktor	[xE.e/i]	0.3393 / 0.3036	
Erzeugter Fusskreis mit xE (mm)	[df.e/i]	88.041 / 87.876	
Erzeugter Fusskreis mit xE (mm)	[df.e/i]	586.842 / 586.485	
Kopfspiel theoretisch (mm)	[c]	1.149      1.635	
Kopfspiel effektiv (mm)	[c.e/i]	1.886 / 1.350	
Kopfspiel effektiv (mm)	[c.e/i]	2.140 / 1.701	
Fussnutzkreisdurchmesser (mm)	[dNf]	92.897      592.754	
(mm)	[dNf.e/i]	93.315 / 92.907	
(mm)	[dNf.e/i]	593.269 / 592.811	
Fussformkreisdurchmesser (mm)	[dFf]	91.749      589.081	
(mm)	[dFf.e/i]	91.703 / 91.636	
(mm)	[dFf.e/i]	588.831 / 588.508	
Reserve (dNf-dFf)/2 (mm)	[cF.e/i]	0.840 / 0.602	
Reserve (dNf-dFf)/2 (mm)	[cF.e/i]	2.380 / 1.990	
Evolventenlänge (mm)	[l_dFa-l_dFf]	10.500      10.447	
Kopfhöhe, m <sub>n</sub> (h <sub>aP</sub> *+x+k) (mm)	[ha]	6.904      6.315	
(mm)	[ha.e/i]	6.811 / 6.511	
(mm)	[ha.e/i]	6.275 / 5.975	
Fusshöhe (mm)	[hf=mn*(hfP*-x)]	4.314      4.416	
(mm)	[hf.e/i]	4.368 / 4.451	
(mm)	[hf.e/i]	4.553 / 4.732	
Wälzwinkel zu dFa (°)	[x_dFa.e/i]	39.705 / 39.036	
Wälzwinkel zu dFa (°)	[x_dFa.e/i]	24.703 / 24.548	
Wälzwinkel zu dNa (°)	[x_dNa.e/i]	39.705 / 39.036	
Wälzwinkel zu dNa (°)	[x_dNa.e/i]	24.703 / 24.548	
Wälzwinkel zu dNf (°)	[x_dNf.e/i]	13.743 / 12.591	
Wälzwinkel zu dNf (°)	[x_dNf.e/i]	20.440 / 20.300	
Wälzwinkel zu dFf (°)	[x_dFf.e/i]	8.364 / 8.064	
Wälzwinkel zu dFf (°)	[x_dFf.e/i]	19.043 / 18.938	
Zahnhöhe (mm)	[h]	11.217      10.731	
Ersatz-Zähnezahl	[zn]	19.999      123.149	
Normalzahndicke am Kopfkreis	(mm)	[san]	2.707      4.348
	(mm)	[san.e/i]	3.170 / 2.715
	(mm)	[san.e/i]	4.527 / 4.146

Normalzahndicke am Kopfformkreis (mm)	[sFan]	2.707	4.348
(mm)	[sFan.e/i]	3.170 /	2.715
(mm)	[sFan.e/i]		4.527 / 4.146
Normal-Lückenweite am Fusskreis (mm)	[efn]	0.000	3.437
(mm)	[efn.e/i]	0.000 /	0.000
(mm)	[efn.e/i]		3.448 / 3.461
Max. Gleitgeschwindigkeit am Kopf (m/s)	[vga]	0.489	0.303
Spezifisches Gleiten am Kopf	[ζa]	0.492	0.492
Spezifisches Gleiten am Fuss	[ζf]	-0.968	-0.968
Mittleres spezifisches Gleiten	[ζm]	0.492	
Gleitfaktor am Kopf	[Kga]	0.318	0.197
Gleitfaktor am Fuss	[Kgf]	-0.197	-0.318
Teilkreisteilung (mm)	[pt]		16.002
Grundkreisteilung (mm)	[pbt]		15.004
Stirneingriffsteilung (mm)	[pet]		15.004
Steigungshöhe (mm)	[pz]	1564.136	9631.788
Axiale Teilung (mm)	[px]	82.323	82.323
Länge der Eingriffsstrecke (mm)	[ga, e/i]	21.656 (	21.471 / 20.028 )
Länge T1-A (mm)	[T1A]	9.948 (	9.970 / 10.883 )
Länge T2-A (mm)	[T2A]		120.559 ( 120.460 / 119.700 )
Länge T1-B (mm)	[T1B]	16.600 (	16.437 / 15.908 )
Länge T2-B (mm)	[T2B]		113.906 ( 113.993 / 114.675 )
Länge T1-C (mm)	[T1C]	18.233 (	18.222 / 18.243 )
Länge T2-C (mm)	[T2C]		112.274 ( 112.208 / 112.340 )
Länge T1-D (mm)	[T1D]	24.952 (	24.974 / 25.887 )
Länge T2-D (mm)	[T2D]		105.555 ( 105.456 / 104.696 )
Länge T1-E (mm)	[T1E]	31.604 (	31.441 / 30.911 )
Länge T2-E (mm)	[T2E]		98.903 ( 98.989 / 99.672 )
Länge T1-T2 (mm)	[T1T2]	130.506 (	130.430 / 130.583 )
Durchmesser Einzeleingriffspunkt B (mm)	[d-B]	96.624 (	96.513 / 96.157 )
Durchmesser Einzeleingriffspunkt B (mm)	[d-B]		603.431 ( 603.496 / 604.013 )
Durchmesser Einzeleingriffspunkt D (mm)	[d-D]	103.558 (	103.580 / 104.472 )
Durchmesser Einzeleingriffspunkt D (mm)	[d-D]		597.325 ( 597.255 / 596.720 )
Kopfüberdeckung	[ε]	0.891 (	0.881 / 0.844 )
Kopfüberdeckung	[ε]		0.552 ( 0.550 / 0.491 )
Minimale Berührlinienlänge (mm)	[Lmin]		116.057
Profilüberdeckung	[εα]		1.443
Profilüberdeckung mit Abmassen	[εα.e/m/i]	1.431	/ 1.383 / 1.335
Sprungüberdeckung	[εβ]		0.972
Gesamtüberdeckung	[εγ]		2.415
Gesamtüberdeckung mit Abmassen	[εγ.e/m/i]	2.403	/ 2.355 / 2.307

## Allgemeine Einflussfaktoren

		----- Rad 1 ----- Rad 2 --
Nennumfangskraft im Teilkreis (N)	[Ft]	36244.7
Axialkraft (N)	[Fa]	7045.3
Radialkraft (N)	[Fr]	13438.9
Normalkraft (N)	[Fnorm]	39292.7
Nennumfangskraft pro mm (N/mm)	[w]	453.06
Nur zur Information: Kräfte im Wälzkreis:		
Nennumfangskraft (N)	[Ftw]	35868.1
Axialkraft (N)	[Faw]	7045.3
Radialkraft (N)	[Frw]	14413.9
Umfangsgeschwindigkeit Teilkreis (m/s)	[v]	1.52
Umfangsgeschwindigkeit Wälzkreis (m/s)	[v(dw)]	1.54

Einlaufbetrag ( $\mu\text{m}$ )	[yp]	0.8	
Einlaufbetrag ( $\mu\text{m}$ )	[yf]	0.8	
Korrekturfaktor	[CM]	0.800	
Radkörperfaktor	[CR, bs/b, sr/mn]	1.000 ( 0.400 ,37.049 )	
Bezugsprofilfaktor	[CBS]	0.975	
Materialfaktor	[E/Est]	1.000	
Einzelfedersteifigkeit ( $\text{N/mm}/\mu\text{m}$ )	[c']	14.724	
Eingriffs federsteifigkeit ( $\text{N/mm}/\mu\text{m}$ )	[cy]	19.621	
Reduzierte Masse ( $\text{kg/mm}$ )	[mRed]	0.03537	
Resonanzdrehzahl ( $\text{min}^{-1}$ )	[nE1]	11838	
Einlaufbetrag ( $\mu\text{m}$ )	[ya]	0.8	
 Faktor Kv eingegeben:			
Dynamikfaktor	[Kv]	1.000	
 Faktor KH $\beta$ eingegeben:			
Breitenfaktoren	- Flanke	[KH $\beta$ ]	1.100
	- Zahnfuss	[KF $\beta$ ]	1.086
	- Fressen	[KB $\beta$ ]	1.100
Stirnfaktoren	- Flanke	[KH $\alpha$ ]	1.000
	- Zahnfuss	[KF $\alpha$ ]	1.000
	- Fressen	[KB $\alpha$ ]	1.000
Lastwechselzahl (in Mio.)	[NL]	360.606	58.560

## Zahnfuss-Tragfähigkeit

Rechnung der Zahnformfaktoren nach Methode: B

		----- Rad 1 -----	Rad 2 --
Berechnet mit Profilverschiebungsfaktor	[x]	0.3873	0.3668
Zahnformfaktor	[YF]	1.40	1.32
Spannungskorrekturfaktor	[YS]	2.29	2.59
Kraftangriffswinkel ( $^{\circ}$ )	[ $\alpha_{\text{Fen}}$ ]	24.16	21.13
Biegehebelarm (mm)	[hF]	5.50	6.11
Zahnfussdicke (mm)	[sFn]	10.71	11.74
Zahnfussradius (mm)	[ $\rho_F$ ]	1.80	1.46
Biegehebelarm (-)	[hF/mn]	1.101	1.222
Zahnfussdicke (-)	[sFn/mn]	2.142	2.348
Zahnfussradius (-)	[ $\rho_F/mn$ ]	0.360	0.291
Kraftangriffs durchmesser (mm)	[d <sub>en</sub> ]	106.295	622.860
Berechnungsquerschnitt-Durchmesser (mm)	[d <sub>sFn</sub> ]	89.406	588.408
Tangente am Berechnungsquerschnitt ( $^{\circ}$ )	[ $\alpha_{sFn}$ ]	30.000	30.000
Kerbparameter	[q <sub>s</sub> ]	2.974	4.030
Überdeckungsfaktor	[Y $\epsilon$ ]	1.000	
Schrägenfaktor	[Y $\beta$ ]	0.911	
Massgebende Zahnbreite (mm)	[beff]	82.00	80.00
Zahnfuss-Nennspannung ( $\text{N/mm}^2$ )	[ $\sigma_{F0}$ ]	257.92	281.79
Zahnfussspannung ( $\text{N/mm}^2$ )	[ $\sigma_F$ ]	560.29	612.14
 Zulässige Zahnfussspannung von Prüf-Zahnrad			
Stützziffer	[Y <sub>drelT</sub> ]	1.004	1.013
Oberflächenfaktor	[Y <sub>RrelT</sub> ]	0.972	0.972
Größenfaktor, Zahnfuss	[Y <sub>X</sub> ]	1.000	1.000
Zeitfestigkeitsfaktor	[Y <sub>NT</sub> ]	1.000	1.000
$Y_C * Y_{drelT} * Y_{RrelT} * Y_X * Y_{NT}$		0.976	0.984
Wechselbiegungsfaktor, Mittelspannungseinflussfaktor	[YM]	0.850	0.850

Spannungskorrekturfaktor	[Yst]	2.00	
Yst*σFlim (N/mm <sup>2</sup> )	[σFE]	1000.00	1000.00
Zulässige Zahnfussspannung σFG/SFmin (N/mm <sup>2</sup> )	[σFP]	754.12	760.61
Zahnfuss-Grenzfestigkeit (N/mm <sup>2</sup> )	[σFG]	829.53	836.67
Sollsicherheit	[SFmin]	1.10	1.10
Sicherheitsfaktor für Zahnfussspannung	[SF=σFG/σF]	1.48	1.37
Übertragbare Leistung (kW)	[kWRating]	74.28	68.58

## Flankensicherheit

			----- Rad 1 -----	Rad 2 --
Zonenfaktor	[ZH]		2.360	
Elastizitätsfaktor ( $\sqrt{N/mm^2}$ )	[ZE]		189.812	
Überdeckungsfaktor	[Zε]		0.835	
Schrägenfaktor	[Zβ]		0.991	
Massgebende Zahnbreite (mm)	[beff]		80.00	
Nominelle Flankenpressung (N/mm <sup>2</sup> )	[σH0]		864.53	
Flankenpressung am Wälzkreis (N/mm <sup>2</sup> )	[σHw]		1282.31	
Einzeleingriffs-Faktor	[ZB,ZD]		1.00	1.00
Flankenpressung (N/mm <sup>2</sup> )	[σHB, σHD]		1283.78	1282.31
Schmierstoff-Faktor, bei NL berechnet mit Schmierstoff-Temperatur	[ZL]	90 °C	0.918	0.918
Geschwindigkeitsfaktor bei NL	[ZV]		0.960	0.960
Rauhigkeitsfaktor bei NL	[ZR]		1.010	1.010
Werkstoffpaarungsfaktor bei NL	[ZW]		1.000	1.000
Zeitfestigkeitsfaktor	[ZNT]		1.000	1.000
	[ZL*ZV*ZR*ZNT]		0.890	0.890
Eine gewisse Grübchenbildung zulässig:	nein			
Größenfaktor, Flanke	[ZX]		1.000	1.000
Zulässige Flankenpressung, σHG/SHmin (N/mm <sup>2</sup> )	[σHP]		1335.16	1335.16
Grübchen-Grenzfestigkeit (N/mm <sup>2</sup> )	[σHG]		1335.16	1335.16
Sollsicherheit	[SHmin]		1.00	1.00
Sicherheit für Flankenpressung Wälzkreis	[SHw]		1.04	1.04
Sicherheit für Pressung, σHG/σHBD Einzeleingriff	[SHBD]		1.04	1.04
Sicherheit bezüglich übertragbares Drehmoment	[{(SHBD)^2}]		1.08	1.08
Übertragbare Leistung (kW)	[kWRating]		59.70	59.83

## Micropitting (Graufleckigkeit) nach

ISO/TS 6336-22-1:2018

Berechnung nicht durchgeführt, Schmierstoff: Laststufe Micropitting-Test nicht bekannt

## Fresstragfähigkeit

Rechenmethode nach	DIN 3990:1987		
Schrägungsfaktor Fressen	[KBy]	1.207	
Schmierungsfaktor für Schmierungsart	[XS]	1.000	
Fresstest und Laststufe	[FZGtest]	FZG - Test A / 8.3 / 90 (ISO 14635 - 1)	12
Relativer Gefügefaktor, Fressen	[XWrelT]	1.000	
Therm. Kontaktkoeffizient (N/mm/s <sup>0.5</sup> /K)	[BM]	13.780	13.780
Massgebende Kopfrücknahme (μm)	[Ca]	2.00	2.00

Optimale Kopfrücknahme ( $\mu\text{m}$ )	[Ceff]	46.18
Ca als optimal angenommen in der Rechnung, 0=nein, 1=ja	0	0
Massgebende Zahnbreite (mm)	[beff]	80.000
Massgebende Umfangskraft/Zahnbreite (N/mm)	[wBt]	1203.232
Winkelfaktor	[Xαβ]	1.002
$\epsilon_1: 0.891, \epsilon_2: 0.552$		

#### Blitztemperatur-Kriterium

Massentemperatur ( $^{\circ}\text{C}$ )	[θMB]	90.00
θM eingegeben		
Fresstemperatur ( $^{\circ}\text{C}$ )	[θS]	408.58
Koordinate Γ Ort der höchsten Temperatur	[Γ]	0.369
$[\Gamma.A] = -0.454, [\Gamma.E] = 0.733$		
Höchste Kontakttemp. ( $^{\circ}\text{C}$ )	[θB]	156.07
Blitzfaktor ( $^{\circ}\text{K}^* \text{N}^* - .75 * \text{s}^* \text{m}^* - .5 * \text{mm}$ )	[XM]	50.058
Geometriefaktor	[XB]	0.163
Kraftaufteilungsfaktor	[Xy]	1.000
Dynamische Viskosität (mPa*s)	[ηM]	19.98 ( 90.0 $^{\circ}\text{C}$ )
Reibungszahl	[μ <sub>m</sub> ]	0.139
Sollsicherheit	[SBmin]	2.000
Sicherheitsfaktor für Fressen, Blitztemperatur	[SB]	4.821

#### Integraltemperatur-Kriterium

Massentemperatur ( $^{\circ}\text{C}$ )	[θMC]	90.00
θM eingegeben		
Fress-Integraltemperatur ( $^{\circ}\text{C}$ )	[θSint]	408.58
Blitzfaktor ( $^{\circ}\text{K}^* \text{N}^* - .75 * \text{s}^* \text{m}^* - .5 * \text{mm}$ )	[XM]	50.058
Überdeckungsfaktor	[Xε]	0.263
Dynamische Viskosität (mPa*s)	[ηOil]	19.98 ( 90.0 $^{\circ}\text{C}$ )
Gemittelte Reibungszahl	[μ <sub>m</sub> ]	0.153
Geometriefaktor	[XBE]	0.295
Eingriffsfaktor	[XQ]	1.000
Kopfrücknahmefaktor	[XCa]	1.020
Integral-Flankentemperatur ( $^{\circ}\text{C}$ )	[θint]	141.05
Sollsicherheit	[SSmin]	2.000
Sicherheitsfaktor für Fressen (Int.-T.)	[SSint]	2.897
Sicherh. f. übertragenes Moment (Int.-T.)	[SSL]	6.241

#### Prüfmasse für die Zahndicke

		----- Rad 1 -----	Rad 2 --
Zahndickentoleranz		DIN 3967 e26	DIN 3967 e26
Zahndickenabmass im Normalschnitt (mm)	[As.e/i]	-0.040 / -0.100	-0.100 / -0.230
Messzähnezahl	[k]	3.000	15.000
Zahnweite spielfrei (mm)	[Wk]	39.629	223.923
Effektive Zahnweite (mm)	[Wk.e/i]	39.592 / 39.535	223.829 / 223.706
(mm)	[ΔWk.e/i]	-0.038 / -0.094	-0.094 / -0.216
Messkreisdurchmesser (mm)	[dMWk.m]	98.737	600.577
Theoretischer Messkörperdurchmesser (mm)	[DM]	9.599	8.530
Effektiver Messkörperdurchmesser (mm)	[DMeff]	10.000	9.000
Radiales Einkugelmaß spielfrei (mm)	[MrK]	57.939	306.488
Radiales Einkugelmaß (mm)	[MrK.e/i]	57.902 / 57.846	306.362 / 306.198
Messkreisdurchmesser (mm)	[dMMr.m]	101.049	600.269
Diametrales Zweikugelmaß spielfrei (mm)	[MdK]	115.516	612.922
Diametrales Zweikugelmaß (mm)	[MdK.e/i]	115.442 / 115.331	612.670 / 612.342
Diametrales Rollenmaß spielfrei (mm)	[MdR]	115.878	612.976

Diametrales Rollenmass nach DIN 3960 (mm)	[MdR.e/i]	115.803 /115.692	612.724 /612.396
Mass über 2 Rollen, free, nach AGMA 2002 (mm)	[dk2f.e/i]	115.425 /115.314	612.668 /612.339
Mass über 2 Rollen, transverse, nach AGMA 2002 (mm)	[dk2t.e/i]	116.149 /116.037	612.779 /612.450
Mass über 3 Rollen, axial, nach AGMA 2002 (mm)	[dk3A.e/i]	115.803 /115.692	612.724 /612.396
Zahndickensehne spielfrei (mm)	[sc]	9.250	9.189
Effektive Zahndickensehne (mm)	[sc.e/i]	9.212 / 9.153	9.089 / 8.960
Höhe über der Sehne ab da.m (mm)	[ha]	6.875	6.159
Zahndicke, Bogen (mm)	[sn]	9.264	9.189
(mm)	[sn.e/i]	9.224 / 9.164	9.089 / 8.959
Spielfreier Achsabstand (mm)	[aControl.e/i]	349.820 /349.576	
Spielfreier Achsabstand, Abmasse (mm)	[jta]	-0.180 / -0.424	
dNf.i mit aControl (mm)	[dNf0.i]	92.473	592.103
Reserve (dNf0.i-dFf.e)/2 (mm)	[cF0.i]	0.385	1.636
Kopfspiel (mm)	[c0.i(aControl)]	0.955	1.305
Achsabstandsabmass (mm)	[Aa.e/i]	0.029 / -0.029	
Verdrehflankenspiel aus Aa (mm)	[jtw_Aa.e/i]	0.023 / -0.023	
Radialspiel (mm)	[jrw.e/i]	0.453 / 0.151	
Verdrehflankenspiel (Stirnschnitt) (mm)	[jtw.e/i]	0.363 / 0.121	
Normalflankenspiel (mm)	[jn.e/i]	0.330 / 0.112	
Verdrehspielwinkel am Antrieb bei festgehaltenem Abtrieb:			
Gesamter Verdrehspielwinkel (°)	[j.tSys]	0.4249/0.1420	

## Verzahnungstoleranzen

		----- Rad 1 -----	----- Rad 2 --
Nach DIN 3961:1978			
Verzahnungsqualität	[Q-DIN3961]	6	6
Profil-Formabweichung (µm)	[ff]	10.00	10.00
Profil-Winkelabweichung (µm)	[fHa]	7.00	7.00
Profil-Gesamtabweichung (µm)	[Ff]	13.00	13.00
Flankenlinien-Formabweichung (µm)	[fbf]	8.00	8.00
Flankenlinien-Winkelabweichung (µm)	[fHb]	10.00	10.00
Flankenlinien-Gesamtabweichung (µm)	[Fb]	13.00	13.00
Eingriffsteilungsabweichung (µm)	[fpe]	9.00	11.00
Teilungs-Einzelabweichung (µm)	[fp]	9.00	11.00
Teilungssprung (µm)	[fu]	11.00	13.00
Teilungs-Gesamtabweichung (µm)	[Fp]	29.00	45.00
Teilungsspannen-Abweichung über z/8 (µm)	[Fpz/8]	18.00	28.00
Rundlaufabweichung (µm)	[Fr]	22.00	32.00
Zahndicken-Schwankung (µm)	[Rs]	13.00	18.00
Einflanken-Wälzabweichung (µm)	[Fi']	34.00	46.00
Einflanken-Wälzsprung (µm)	[fi']	15.00	16.00
Zweiflanken-Wälzabweichung (µm)	[Fi"]	25.00	35.00
Zweiflanken-Wälzsprung (µm)	[fi"]	11.00	16.00
Achslagetoleranzen, Empfehlung nach ISO TR 10064-3:1996, Qualität 6			
Maximalwert für Achsschränkung (µm)	[fΣβ]	17.43	(Fβ= 17.00 )
Maximalwert für Achsneigung (µm)	[fΣδ]	34.85	

## Korrekturen und Bestimmung der Zahnform

Daten zur Zahnformberechnung:  
Daten nicht vorhanden.

Bitte führen Sie eine Berechnung im Tab "Zahnform" aus und öffnen Sie das Hauptprotokoll erneut.

### Ergänzende Daten

Masse (kg)	[m]	4.979	152.889
Gesamtmasse (kg)	[mGes]	157.868	
Trägheitsmoment, System bezogen auf den Antrieb:			
Berechnung ohne Berücksichtigung der exakten Zahnform			
Räder einzeln, $(da+df)/2 \cdot di$ (kg*m <sup>2</sup> )	[J]	0.00615	7.72237
System $(da+df)/2 \cdot di$ (kg*m <sup>2</sup> )	[J]	0.20980	
Verdrehsteifigkeit am Antrieb bei festgehaltenem Abtrieb:			
Verdrehsteifigkeit (MNm/rad)	[cr]	3.198	
Verdrehung unter Nenndrehmoment (°)	[δcr]	0.031	
Mittlere Reibungszahl, nach Niemann	[μ <sub>m</sub> ]	0.098	
Verschleissgleiten nach Niemann	[ζw]	0.710	
Verlustfaktor	[HV]	0.128	
Zahnverlustleistung aus Zahnbelastung (kW)	[PVZ]	0.695	
Verzahnungswirkungsgrad (%)	[ηz]	98.740	
Schalldruckpegel, nach Masuda, ohne Kontaktanalyse	[dB(A)]	78.1	

### Lebensdauer, Schädigung

Sollsicherheit Zahnfuss	[SFmin]	1.10	
Sollsicherheit Zahnflanke	[SHmin]	1.00	
Lebensdauer (berechnet mit Sollsicherheiten):			
Lebensdauer System (h)	[Hatt]	>	1000000
Lebensdauer Zahnfuss (h)	[HFatt]	1e+06	1e+06
Lebensdauer Zahnflanke (h)	[HHatt]	1e+06	1e+06

Hinweis: Die Angabe 1e+006 h bedeutet, dass die Lebensdauer > 1'000'000 h ist.

Schädigung, bezogen auf die Soll-Lebensdauer [H] (20000.0 h)			
F1%	F2%	H1%	H2%
0.00	0.0000	0.0000	0.0000

### Berechnung der Faktoren für die Bestimmung der Zuverlässigkeit R(t) nach B.Bertsche mit Weibull-Verteilung; t in (h):

Zuverlässigkeit der Werkstoffdaten für sigFlim / sigHlim in %: 99.00 /99.00

R(t) = 100 \* Exp(-((t\*fac - t0)/(T - t0))^b) %

Rad		fac	b	t0	T	R(H)%
1	Zahnfuss	18030	1.7	9.654e+29	1.484e+30	100.00
1	Zahnflanke	18030	1.3	9.014e+29	4.295e+30	100.00
2	Zahnfuss	2928	1.7	9.654e+29	1.484e+30	100.00
2	Zahnflanke	2928	1.3	9.014e+29	4.295e+30	100.00

Zuverlässigkeit der Konfiguration bei Soll-Lebensdauer (%) 100.00 (Bertsche)

### Bemerkungen:

- Angaben mit [.e/i] bedeuten: Maximal- [e] und Minimalwert [i] bei Berücksichtigung aller Toleranzen

Angaben mit [.m] bedeuten: Mittelwert in der Toleranz

- Beim Flankenspiel werden die Achsabstandstoleranzen und die Zahndickenabmasse berücksichtigt.

Angegeben wird das maximale und das minimale Spiel entsprechend den grössten, beziehungsweise kleinsten Abmassen.

Die Berechnung erfolgt für den Wälzkreis.

- Details zur Rechenmethode:  
cy nach Methode B

---

Ende Protokoll

Zeilen: 537

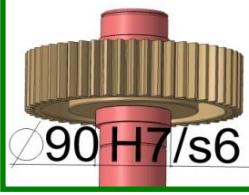
---

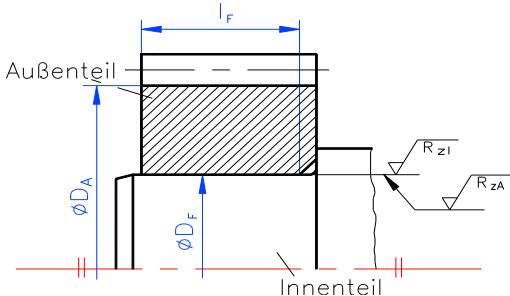
# 11. Auslegung des thermischen Pressverbandes

**INFO**

Bereich 1

Datum: 25.03.2020

Quelle:	Decker, Maschinenelemente, 20. Auflage	
Kapitel:	9 - Reibschlüssige Welle-Nabe-Verbindungen	
Thema:	Berechnung zylindrischer Pressverbände, elastisch	
Problem:	Ermittlung der übertragbaren Betriebskraft	



gegeben:	<u>Passung:</u>		
	Mindestübermaß (Tab. 9.3)	$U_k (\mu\text{m})$ 339	
	Höchstübermaß (Tab. 9.3)	$U_g (\mu\text{m})$ 414	
<u>Belastungsart, Fügevorgang:</u>			
Haftsicherheit (Tab. 9.1)		$S_H$	2
Haftbeiwert des Pressverbandes (Tab. 9.1)		$\mu$	0,18
Sicherheit gegen plastische Verformung		$S_P$	1,2
<u>Abmessungen:</u>			
Fugendurchmesser		$D_F (\text{mm})$	217
Fugenlänge		$l_F (\text{mm})$	17,5
Außendurchmesser des Außenteils		$D_A (\text{mm})$	268
Innendurchmesser des Innenteils		$D_I (\text{mm})$	0
<u>Rauhtiefen:</u>			
für das Außenteil		$R_{zA} (\mu\text{m})$	5
für das Innenteil		$R_{zI} (\mu\text{m})$	5
Glättungsfaktor		$g_F$	0,4
<u>Werkstoffkennwerte:</u>			
Elastizitätsmodul des Außenteils (Tab. 9.2)		$E_A (\text{N/mm}^2)$	210000
Elastizitätsmodul des Innenteils (Tab. 9.2)		$E_I (\text{N/mm}^2)$	210000
Querdehnzahl des Außenteils (Tab. 9.2)		$\nu_A$	0,3
Querdehnzahl des Innenteils (Tab. 9.2)		$\nu_I$	0,3
Streckgrenze des Außenteils (Tab. 1.5, 1.6)		$R_{eA} (\text{N/mm}^2)$	675
Streckgrenzen des Innenteils (Tab. 1.5, 1.6)		$R_{el} (\text{N/mm}^2)$	400
gesucht:	übertragbares Drehmoment <b>oder</b> übertragbare Längskraft		
Ergebnisse:	Durchmesserverhältnisse	$Q_A$	0,810
		$Q_I$	0,000
	Hilfsgröße	$K$	5,807
	Übermaßverlust	$U_V (\mu\text{m})$	4,00
	kleinstes wirksames Übermaß	$U_{wk} (\mu\text{m})$	335,00
	kleinstes bezogenes wirksames Übermaß	$Z_{wk} (10^{-3})$	1,544

## 11. Auslegung des thermischen Pressverbandes

<u>kleinste Fugenpressung</u>	$p_{Fk}$ (N/mm <sup>2</sup> )	55,823
<u>kleinste Haftkraft</u>	$F_{Fk}$ (N)	<u>119877</u>
<u>übertragbare Betriebskraft</u>	$F_{zul}$ (N)	59939
<u>übertragbares Drehmoment</u>	$M_{zul}$ (Nm)	<u>6503,34</u>
<u>oder übertragbare Längskraft</u>	$F_{lzul}$ (N)	<u>59939</u>

**Kontrolle:**

Ist die Beanspruchung rein elastisch?		
größtes wirksames Übermaß	$U_{wg}$ ( $\mu$ m)	410,00
größtes bezogenes wirksames Übermaß	$Z_{wg}$ ( $10^{-3}$ )	1,889
<u>größte Fugenpressung</u>	$p_{Fg}$ (N/mm <sup>2</sup> )	<u>68,32</u>
zulässige Fugenpressung für das Außenteil	$p_{Azul}$ (N/mm <sup>2</sup> )	111,84
zulässige Fugenpressung für das Innenteil	$p_{Izul}$ (N/mm <sup>2</sup> )	384,90
<u>es muß gelten:</u>		
$p_{Fg} \leq p_{Izul}$ und $p_{Fg} \leq p_{Azul}$		

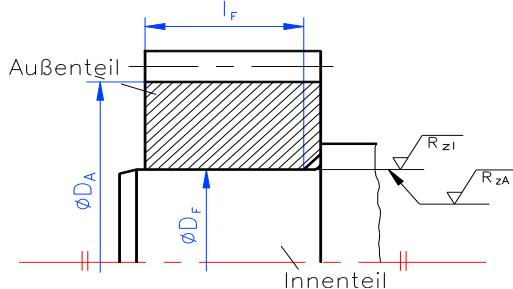
# 11. Auslegung des thermischen Pressverbandes

**INFO**

Bereich 2

Datum: 25.03.2020

Quelle:	Decker, Maschinenelemente, 20. Auflage	
Kapitel:	9 - Reibschlüssige Welle-Nabe-Verbindungen	
Thema:	Berechnung zylindrischer Pressverbände, elastisch	
Problem:	Ermittlung der übertragbaren Betriebskraft	



gegeben:	<u>Passung:</u> Mindestübermaß (Tab. 9.3) Höchstübermaß (Tab. 9.3)	$U_k \text{ } (\mu\text{m})$	339
		$U_g \text{ } (\mu\text{m})$	414
	<u>Belastungsart, Fügevorgang:</u> Haftsicherheit (Tab. 9.1) Haftbeiwert des Pressverbandes (Tab. 9.1)	$S_H$	2
		$\mu$	0,18
	Sicherheit gegen plastische Verformung	$S_p$	1,2
	<u>Abmessungen:</u> Fugendurchmesser Fugenlänge Außendurchmesser des Außenteils Innendurchmesser des Innenteils	$D_F \text{ } (\text{mm})$ $l_F \text{ } (\text{mm})$ $D_A \text{ } (\text{mm})$ $D_I \text{ } (\text{mm})$	217 30 588,75 0
	<u>Rauhtiefen:</u> für das Außenteil für das Innenteil Glättungsfaktor	$R_{zA} \text{ } (\mu\text{m})$ $R_{zl} \text{ } (\mu\text{m})$ $g_F$	5 5 0,4
	<u>Werkstoffkennwerte:</u> Elastizitätsmodul des Außenteils (Tab. 9.2) Elastizitätsmodul des Innenteils (Tab. 9.2) Querdehnzahl des Außenteils (Tab. 9.2) Querdehnzahl des Innenteils (Tab. 9.2) Streckgrenze des Außenteils (Tab. 1.5, 1.6) Streckgrenzen des Innenteils (Tab. 1.5, 1.6)	$E_A \text{ } (\text{N/mm}^2)$ $E_I \text{ } (\text{N/mm}^2)$ $\nu_A$ $\nu_I$ $R_{eA} \text{ } (\text{N/mm}^2)$ $R_{el} \text{ } (\text{N/mm}^2)$	210000 210000 0,3 0,3 675 400
gesucht:	übertragbares Drehmoment <b>oder</b> übertragbare Längskraft		
Ergebnisse:	Durchmesserverhältnisse  Hilfsgröße Übermaßverlust kleinstes wirksames Übermaß kleinstes bezogenes wirksames Übermaß	$Q_A$ $Q_I$ $K$ $U_V \text{ } (\mu\text{m})$ $U_{wk} \text{ } (\mu\text{m})$ $Z_{wk} \text{ } (10^{-3})$	0,369 0,000 2,314 4,00 335,00 1,544

## 11. Auslegung des thermischen Pressverbandes

<u>kleinste Fugenpressung</u>	$p_{Fk}$ (N/mm <sup>2</sup> )	140,076
<u>kleinste Haftkraft</u>	$F_{Fk}$ (N)	<u>515664</u>
<u>übertragbare Betriebskraft</u>	$F_{zul}$ (N)	257832
<u>übertragbares Drehmoment</u>	$M_{zul}$ (Nm)	<u>27974,80</u>
<u>oder übertragbare Längskraft</u>	$F_{lzul}$ (N)	<u>257832</u>

*Kontrolle:*

- Ist die Beanspruchung rein elastisch?
- größtes wirksames Übermaß
- größtes bezogenes wirksames Übermaß
- größte Fugenpressung
- zulässige Fugenpressung für das Außenteil
- zulässige Fugenpressung für das Innenteil
- es muß gelten:

$$p_{Fg} \leq p_{lzul} \quad \text{und} \quad p_{Fg} \leq p_{Azul}$$

$U_{wg}$ ( $\mu\text{m}$ )	410,00
$Z_{wg}$ ( $10^{-3}$ )	1,889
$p_{Fg}$ (N/mm <sup>2</sup> )	<u>171,44</u>
$p_{Azul}$ (N/mm <sup>2</sup> )	280,64
$p_{lzul}$ (N/mm <sup>2</sup> )	384,90

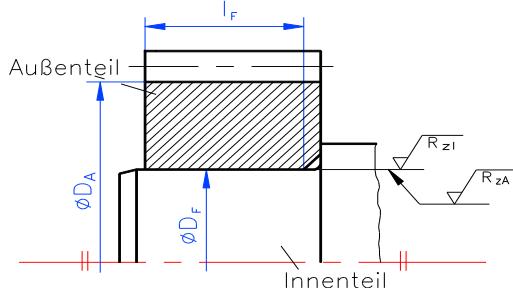
# 11. Auslegung des thermischen Pressverbandes

**INFO**

Bereich 3

Datum: 25.03.2020

Quelle:	Decker, Maschinenelemente, 20. Auflage
Kapitel:	9 - Reibschlüssige Welle-Nabe-Verbindungen
Thema:	Berechnung zylindrischer Pressverbände, elastisch
Problem:	Ermittlung der übertragbaren Betriebskraft



gegeben:	<u>Passung:</u> Mindestübermaß (Tab. 9.3) Höchstübermaß (Tab. 9.3)	$U_k \text{ } (\mu\text{m})$	339
		$U_g \text{ } (\mu\text{m})$	414
	<u>Belastungsart, Fügevorgang:</u> Haftsicherheit (Tab. 9.1) Haftbeiwert des Pressverbandes (Tab. 9.1)	$S_H$	2
		$\mu$	0,18
	Sicherheit gegen plastische Verformung	$S_p$	1,2
	<u>Abmessungen:</u> Fugendurchmesser Fugenlänge Außendurchmesser des Außenteils Innendurchmesser des Innenteils	$D_F \text{ } (\text{mm})$ $l_F \text{ } (\text{mm})$ $D_A \text{ } (\text{mm})$ $D_I \text{ } (\text{mm})$	217 22,5 310,2 0
	<u>Rauhtiefen:</u> für das Außenteil für das Innenteil Glättungsfaktor	$R_{zA} \text{ } (\mu\text{m})$ $R_{zl} \text{ } (\mu\text{m})$ $g_F$	5 5 0,4
	<u>Werkstoffkennwerte:</u> Elastizitätsmodul des Außenteils (Tab. 9.2) Elastizitätsmodul des Innenteils (Tab. 9.2) Querdehnzahl des Außenteils (Tab. 9.2) Querdehnzahl des Innenteils (Tab. 9.2) Streckgrenze des Außenteils (Tab. 1.5, 1.6) Streckgrenzen des Innenteils (Tab. 1.5, 1.6)	$E_A \text{ } (\text{N/mm}^2)$ $E_I \text{ } (\text{N/mm}^2)$ $\nu_A$ $\nu_I$ $R_{eA} \text{ } (\text{N/mm}^2)$ $R_{el} \text{ } (\text{N/mm}^2)$	210000 210000 0,3 0,3 675 400
gesucht:	übertragbares Drehmoment <b>oder</b> übertragbare Längskraft		
Ergebnisse:	Durchmesserverhältnisse Hilfsgröße Übermaßverlust kleinstes wirksames Übermaß kleinstes bezogenes wirksames Übermaß	$Q_A$ $Q_I$ $K$ $U_V \text{ } (\mu\text{m})$ $U_{wk} \text{ } (\mu\text{m})$ $Z_{wk} \text{ } (10^{-3})$	0,700 0,000 3,917 4,00 335,00 1,544

## 11. Auslegung des thermischen Pressverbandes

<u>kleinste Fugenpressung</u>	$p_{Fk}$ (N/mm <sup>2</sup> )	82,772
<u>kleinste Haftkraft</u>	$F_{Fk}$ (N)	<u>228532</u>
<u>übertragbare Betriebskraft</u>	$F_{zul}$ (N)	114266
<u>übertragbares Drehmoment</u>	$M_{zul}$ (Nm)	<u>12397,85</u>
<u>oder übertragbare Längskraft</u>	$F_{lzul}$ (N)	<u>114266</u>

*Kontrolle:* Ist die Beanspruchung rein elastisch?

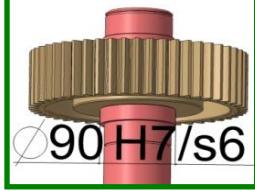
größtes wirksames Übermaß	$U_{wg}$ ( $\mu\text{m}$ )	410,00
größtes bezogenes wirksames Übermaß	$Z_{wg}$ ( $10^{-3}$ )	1,889
<u>größte Fugenpressung</u>	$p_{Fg}$ (N/mm <sup>2</sup> )	<u>101,30</u>
zulässige Fugenpressung für das Außenteil	$p_{Azul}$ (N/mm <sup>2</sup> )	165,83
zulässige Fugenpressung für das Innenteil	$p_{lzul}$ (N/mm <sup>2</sup> )	384,90
<u>es muß gelten:</u>		
$p_{Fg} \leq p_{lzul}$ und $p_{Fg} \leq p_{Azul}$		

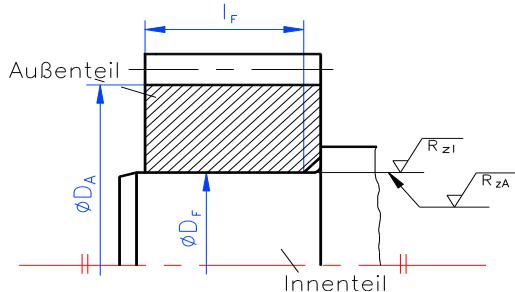
# 11. Auslegung des thermischen Pressverbandes

**INFO**

Bereich 4

Datum: 25.03.2020

Quelle:	Decker, Maschinenelemente, 20. Auflage	
Kapitel:	9 - Reibschlüssige Welle-Nabe-Verbindungen	
Thema:	Berechnung zylindrischer Pressverbände, elastisch	
Problem:	Ermittlung der übertragbaren Betriebskraft	



gegeben:	<u>Passung:</u>	$U_k \text{ } (\mu\text{m})$	339
	Mindestübermaß (Tab. 9.3)	$U_g \text{ } (\mu\text{m})$	414
<u>Belastungsart, Fügevorgang:</u>	Haftsicherheit (Tab. 9.1)	$S_H$	2
	Haftbeiwert des Pressverbandes (Tab. 9.1)	$\mu$	0,18
<u>Abmessungen:</u>	Sicherheit gegen plastische Verformung	$S_p$	1,2
	Fugendurchmesser	$D_F \text{ } (\text{mm})$	217
	Fugenlänge	$l_F \text{ } (\text{mm})$	40
	Außendurchmesser des Außenteils	$D_A \text{ } (\text{mm})$	275
	Innendurchmesser des Innenteils	$D_I \text{ } (\text{mm})$	0
	<u>Rauhtiefen:</u>		
	für das Außenteil	$R_{zA} \text{ } (\mu\text{m})$	5
	für das Innenteil	$R_{zl} \text{ } (\mu\text{m})$	5
	Glättungsfaktor	$g_F$	0,4
	<u>Werkstoffkennwerte:</u>		
	Elastizitätsmodul des Außenteils (Tab. 9.2)	$E_A \text{ } (\text{N/mm}^2)$	210000
	Elastizitätsmodul des Innenteils (Tab. 9.2)	$E_I \text{ } (\text{N/mm}^2)$	210000
	Querdehnzahl des Außenteils (Tab. 9.2)	$\nu_A$	0,3
	Querdehnzahl des Innenteils (Tab. 9.2)	$\nu_I$	0,3
	Streckgrenze des Außenteils (Tab. 1.5, 1.6)	$R_{eA} \text{ } (\text{N/mm}^2)$	675
	Streckgrenze des Innenteils (Tab. 1.5, 1.6)	$R_{el} \text{ } (\text{N/mm}^2)$	400
gesucht:	übertragbares Drehmoment <b>oder</b> übertragbare Längskraft		
Ergebnisse:	Durchmesserverhältnisse	$Q_A$	0,789
		$Q_I$	0,000
	Hilfsgröße	$K$	5,300
	Übermaßverlust	$U_V \text{ } (\mu\text{m})$	4,00
	kleinstes wirksames Übermaß	$U_{wk} \text{ } (\mu\text{m})$	335,00
	kleinstes bezogenes wirksames Übermaß	$Z_{wk} \text{ } (10^{-3})$	1,544

## 11. Auslegung des thermischen Pressverbandes

<u>kleinste Fugenpressung</u>	$p_{Fk}$ (N/mm <sup>2</sup> )	61,165
<u>kleinste Haftkraft</u>	$F_{Fk}$ (N)	<u>300223</u>
<u>übertragbare Betriebskraft</u>	$F_{zul}$ (N)	150112
<u>übertragbares Drehmoment</u>	$M_{zul}$ (Nm)	<u>16287,11</u>
<u>oder übertragbare Längskraft</u>	$F_{lzul}$ (N)	<u>150112</u>

*Kontrolle:* Ist die Beanspruchung rein elastisch?

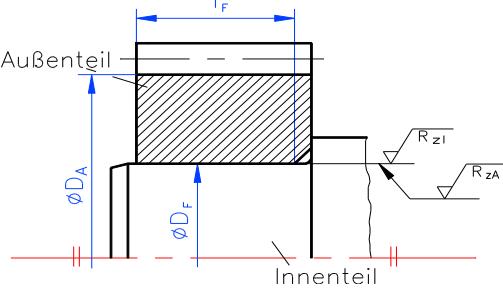
größtes wirksames Übermaß	$U_{wg}$ ( $\mu\text{m}$ )	410,00
größtes bezogenes wirksames Übermaß	$Z_{wg}$ ( $10^{-3}$ )	1,889
<u>größte Fugenpressung</u>	$p_{Fg}$ (N/mm <sup>2</sup> )	<u>74,86</u>
zulässige Fugenpressung für das Außenteil	$p_{Azul}$ (N/mm <sup>2</sup> )	122,54
zulässige Fugenpressung für das Innenteil	$p_{lzul}$ (N/mm <sup>2</sup> )	384,90
<u>es muß gelten:</u>		
$p_{Fg} \leq p_{lzul}$ und $p_{Fg} \leq p_{Azul}$		

## 12. Auslegung des Ölpressverbandes

**INFO**

<

Datum: 25.03.2020

Quelle:	Decker, Maschinenelemente, 20. Auflage	
Kapitel:	9 - Reibschlüssige Welle-Nabe-Verbindungen	
Thema:	Berechnung zylindrischer Pressverbände, elastisch	
Problem:	Ermittlung der übertragbaren Betriebskraft	

gegeben:	<u>Passung:</u>	$U_k \text{ } (\mu\text{m})$	339
	Mindestübermaß (Tab. 9.3)	$U_g \text{ } (\mu\text{m})$	414
<u>Belastungsart, Fügevorgang:</u>	Haftsicherheit (Tab. 9.1)	$S_H$	2
	Haftbeiwert des Pressverbandes (Tab. 9.1)	$\mu$	0,18
<u>Abmessungen:</u>	Sicherheit gegen plastische Verformung	$S_P$	1,2
	Fugendurchmesser	$D_F \text{ } (\text{mm})$	217
<u>Rauhtiefen:</u>	Fugenlänge	$l_F \text{ } (\text{mm})$	
	Außendurchmesser des Außenteils	$D_A \text{ } (\text{mm})$	268
<u>Werkstoffkennwerte:</u>	Innendurchmesser des Innenteils	$D_I \text{ } (\text{mm})$	0
	für das Außenteil	$R_{zA} \text{ } (\mu\text{m})$	5
gesucht:	für das Innenteil	$R_{zI} \text{ } (\mu\text{m})$	5
	Glättungsfaktor	$g_F$	0,4
Ergebnisse:	Elastizitätsmodul des Außenteils (Tab. 9.2)	$E_A \text{ } (\text{N/mm}^2)$	210000
	Elastizitätsmodul des Innenteils (Tab. 9.2)	$E_I \text{ } (\text{N/mm}^2)$	210000
	Querdehnzahl des Außenteils (Tab. 9.2)	$\nu_A$	0,3
	Querdehnzahl des Innenteils (Tab. 9.2)	$\nu_I$	0,3
	Streckgrenze des Außenteils (Tab. 1.5, 1.6)	$R_{eA} \text{ } (\text{N/mm}^2)$	675
	Streckgrenzen des Innenteils (Tab. 1.5, 1.6)	$R_{el} \text{ } (\text{N/mm}^2)$	400
gesucht:	übertragbares Drehmoment <b>oder</b> übertragbare Längskraft		
Ergebnisse:	Durchmesserverhältnisse	$Q_A$	0,810
		$Q_I$	0,000
	Hilfsgröße	$K$	5,807
	Übermaßverlust	$U_V \text{ } (\mu\text{m})$	4,00
	kleinstes wirksames Übermaß	$U_{wk} \text{ } (\mu\text{m})$	335,00
	kleinstes bezogenes wirksames Übermaß	$Z_{wk} \text{ } (10^{-3})$	1,544

## 12. Auslegung des Ölpressverbandes

<u>kleinste Fugenpressung</u>	$p_{Fk}$ (N/mm <sup>2</sup> )	55,823
<u>kleinste Haftkraft</u>	$F_{Fk}$ (N)	0
<u>übertragbare Betriebskraft</u>	$F_{zul}$ (N)	0
<u>übertragbares Drehmoment</u>	$M_{zul}$ (Nm)	0,00
<u>oder übertragbare Längskraft</u>	$F_{Izul}$ (N)	0

**Kontrolle:**

Ist die Beanspruchung rein elastisch?

größtes wirksames Übermaß  $U_{wg}$  ( $\mu\text{m}$ ) 410,00

größtes bezogenes wirksames Übermaß  $Z_{wg}$  ( $10^{-3}$ ) 1,889

größte Fugenpressung  $p_{Fg}$  (N/mm<sup>2</sup>) 68,32

zulässige Fugenpressung für das Außenteil  $p_{Azul}$  (N/mm<sup>2</sup>) 111,84

zulässige Fugenpressung für das Innenteil  $p_{Izul}$  (N/mm<sup>2</sup>) 384,90

es muß gelten:

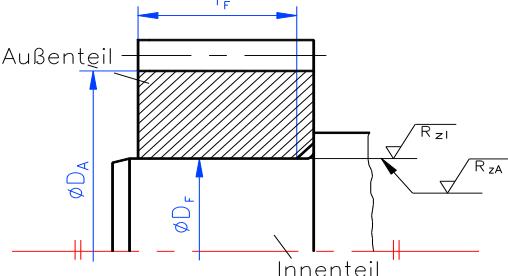
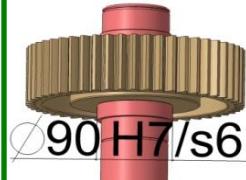
$$p_{Fg} \leq p_{Izul} \quad \text{und} \quad p_{Fg} \leq p_{Azul}$$

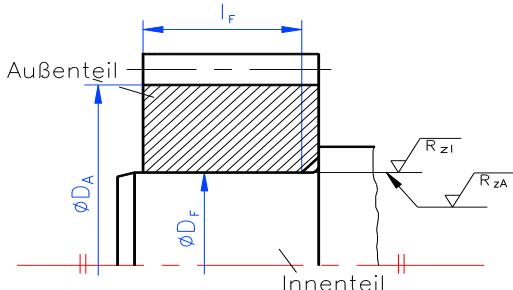
## 12. Auslegung des Ölpressverbandes

**INFO**

Bereich 2

Datum: 25.03.2020

Quelle:	Decker, Maschinenelemente, 20. Auflage	 
Kapitel:	9 - Reibschlüssige Welle-Nabe-Verbindungen	
Thema:	Berechnung zylindrischer Pressverbände, elastisch	
Problem:	Ermittlung der übertragbaren Betriebskraft	



gegeben:	<u>Passung:</u>	$U_k \text{ } (\mu\text{m})$	339
	Mindestübermaß (Tab. 9.3)	$U_g \text{ } (\mu\text{m})$	414
<u>Belastungsart, Fügevorgang:</u>	Haftsicherheit (Tab. 9.1)	$S_H$	2
	Haftbeiwert des Pressverbandes (Tab. 9.1)	$\mu$	0,18
<u>Abmessungen:</u>	Sicherheit gegen plastische Verformung	$S_p$	1,2
	Fugendurchmesser	$D_F \text{ } (\text{mm})$	217
<u>Rauhtiefen:</u>	Fugenlänge	$l_F \text{ } (\text{mm})$	
	Außendurchmesser des Außenteils	$D_A \text{ } (\text{mm})$	588,75
<u>Werkstoffkennwerte:</u>	Innendurchmesser des Innenteils	$D_I \text{ } (\text{mm})$	0
	für das Außenteil	$R_{zA} \text{ } (\mu\text{m})$	5
gesucht:	für das Innenteil	$R_{zl} \text{ } (\mu\text{m})$	5
	Glättungsfaktor	$g_F$	0,4
Ergebnisse:	<u>Durchmesserverhältnisse</u>	$Q_A$	0,369
		$Q_I$	0,000
	Hilfsgröße	$K$	2,314
	Übermaßverlust	$U_V \text{ } (\mu\text{m})$	4,00
	kleinstes wirksames Übermaß	$U_{wk} \text{ } (\mu\text{m})$	335,00
	kleinstes bezogenes wirksames Übermaß	$Z_{wk} \text{ } (10^{-3})$	1,544

## 12. Auslegung des Ölpressverbandes

<u>kleinste Fugenpressung</u>	$p_{F_k}$ (N/mm <sup>2</sup> )	140,076
<u>kleinste Haftkraft</u>	$F_{F_k}$ (N)	0
<u>übertragbare Betriebskraft</u>	$F_{zul}$ (N)	0
<u>übertragbares Drehmoment</u>	$M_{zul}$ (Nm)	0,00
<u>oder übertragbare Längskraft</u>	$F_{lzul}$ (N)	0

*Kontrolle:* Ist die Beanspruchung rein elastisch?

größtes wirksames Übermaß  $U_{wg}$  ( $\mu\text{m}$ ) 410,00

größtes bezogenes wirksames Übermaß  $Z_{wg}$  ( $10^{-3}$ ) 1,889

größte Fugenpressung  $p_{F_g}$  (N/mm<sup>2</sup>) 171,44

zulässige Fugenpressung für das Außenteil  $p_{Azul}$  (N/mm<sup>2</sup>) 280,64

zulässige Fugenpressung für das Innenteil  $p_{lzul}$  (N/mm<sup>2</sup>) 384,90

es muß gelten:

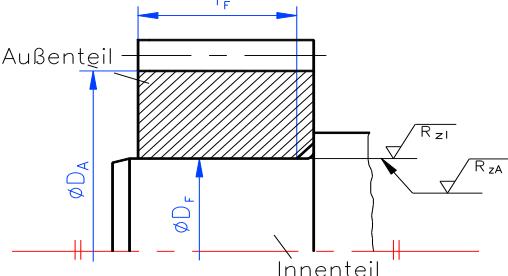
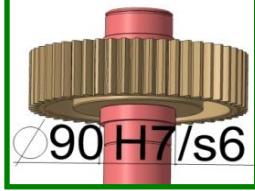
$$p_{F_g} \leq p_{lzul} \quad \text{und} \quad p_{F_g} \leq p_{Azul}$$

## 12. Auslegung des Ölpressverbandes

**INFO**

Bereich 3

Datum: 25.03.2020

Quelle:	Decker, Maschinenelemente, 20. Auflage	 
Kapitel:	9 - Reibschlüssige Welle-Nabe-Verbindungen	
Thema:	Berechnung zylindrischer Pressverbände, elastisch	
Problem:	Ermittlung der übertragbaren Betriebskraft	

gegeben:	<u>Passung:</u>	$U_k \text{ } (\mu\text{m})$	339
	Mindestübermaß (Tab. 9.3)	$U_g \text{ } (\mu\text{m})$	414
	Höchstübermaß (Tab. 9.3)	$S_H$	2
	<u>Belastungsart, Fügevorgang:</u>	$\mu$	0,18
	Haftsicherheit (Tab. 9.1)	$S_p$	1,2
	Haftbeiwert des Pressverbandes (Tab. 9.1)	$D_F \text{ } (\text{mm})$	217
	Sicherheit gegen plastische Verformung	$l_F \text{ } (\text{mm})$	310,2
	<u>Abmessungen:</u>	$D_A \text{ } (\text{mm})$	0
	Fugendurchmesser	$D_I \text{ } (\text{mm})$	
	Fugenlänge		
<u>Rauhtiefen:</u>	Außendurchmesser des Außenteils	$R_{zA} \text{ } (\mu\text{m})$	5
	Innendurchmesser des Innenteils	$R_{zl} \text{ } (\mu\text{m})$	5
	für das Außenteil	$g_F$	0,4
	für das Innenteil		
	Glättungsfaktor		
<u>Werkstoffkennwerte:</u>	<u>Werkstoffkennwerte:</u>		
	Elastizitätsmodul des Außenteils (Tab. 9.2)	$E_A \text{ } (\text{N/mm}^2)$	210000
	Elastizitätsmodul des Innenteils (Tab. 9.2)	$E_I \text{ } (\text{N/mm}^2)$	210000
	Querdehnzahl des Außenteils (Tab. 9.2)	$\nu_A$	0,3
	Querdehnzahl des Innenteils (Tab. 9.2)	$\nu_I$	0,3
	Streckgrenze des Außenteils (Tab. 1.5, 1.6)	$R_{eA} \text{ } (\text{N/mm}^2)$	675
	Streckgrenze des Innenteils (Tab. 1.5, 1.6)	$R_{el} \text{ } (\text{N/mm}^2)$	400
gesucht:	übertragbares Drehmoment <b>oder</b> übertragbare Längskraft		
Ergebnisse:	Durchmesserverhältnisse	$Q_A$	0,700
		$Q_I$	0,000
	Hilfsgröße	$K$	3,917
	Übermaßverlust	$U_V \text{ } (\mu\text{m})$	4,00
	kleinstes wirksames Übermaß	$U_{wk} \text{ } (\mu\text{m})$	335,00
	kleinstes bezogenes wirksames Übermaß	$Z_{wk} \text{ } (10^{-3})$	1,544

## 12. Auslegung des Ölpressverbandes

<u>kleinste Fugenpressung</u>	$p_{Fk}$ (N/mm <sup>2</sup> )	82,772
<u>kleinste Haftkraft</u>	$F_{Fk}$ (N)	0
<u>übertragbare Betriebskraft</u>	$F_{zul}$ (N)	0
<u>übertragbares Drehmoment</u>	$M_{zul}$ (Nm)	0,00
<u>oder übertragbare Längskraft</u>	$F_{lzul}$ (N)	0

*Kontrolle:* Ist die Beanspruchung rein elastisch?

größtes wirksames Übermaß  $U_{wg}$  ( $\mu\text{m}$ ) 410,00

größtes bezogenes wirksames Übermaß  $Z_{wg}$  ( $10^{-3}$ ) 1,889

größte Fugenpressung  $p_{Fg}$  (N/mm<sup>2</sup>) 101,30

zulässige Fugenpressung für das Außenteil  $p_{Azul}$  (N/mm<sup>2</sup>) 165,83

zulässige Fugenpressung für das Innenteil  $p_{lzul}$  (N/mm<sup>2</sup>) 384,90

es muß gelten:

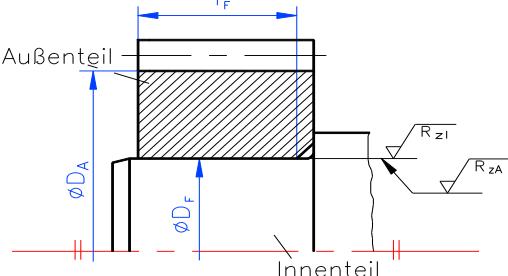
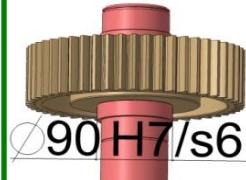
$$p_{Fg} \leq p_{lzul} \quad \text{und} \quad p_{Fg} \leq p_{Azul}$$

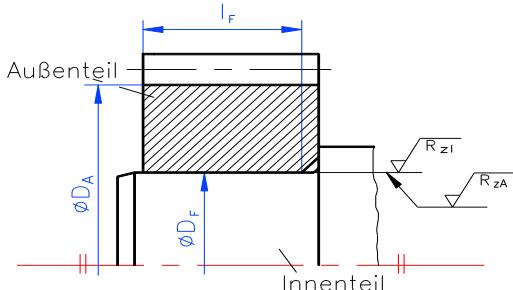
## 12. Auslegung des Ölpressverbandes

**INFO**

Bereich 4

Datum: 25.03.2020

Quelle:	Decker, Maschinenelemente, 20. Auflage	 
Kapitel:	9 - Reibschlüssige Welle-Nabe-Verbindungen	
Thema:	Berechnung zylindrischer Pressverbände, elastisch	
Problem:	Ermittlung der übertragbaren Betriebskraft	



gegeben:	<u>Passung:</u>	$U_k \text{ } (\mu\text{m})$	339
	Mindestübermaß (Tab. 9.3)	$U_g \text{ } (\mu\text{m})$	414
<u>Belastungsart, Fügevorgang:</u>	Haftsicherheit (Tab. 9.1)	$S_H$	2
	Haftbeiwert des Pressverbandes (Tab. 9.1)	$\mu$	0,18
<u>Abmessungen:</u>	Sicherheit gegen plastische Verformung	$S_p$	1,2
	Fugendurchmesser	$D_F \text{ } (\text{mm})$	217
	Fugenlänge	$l_F \text{ } (\text{mm})$	40,00799271
	Außendurchmesser des Außenteils	$D_A \text{ } (\text{mm})$	275
	Innendurchmesser des Innenteils	$D_I \text{ } (\text{mm})$	0
	<u>Rauhtiefen:</u>		
	für das Außenteil	$R_{zA} \text{ } (\mu\text{m})$	5
	für das Innenteil	$R_{zl} \text{ } (\mu\text{m})$	5
	Glättungsfaktor	$g_F$	0,4
	<u>Werkstoffkennwerte:</u>		
	Elastizitätsmodul des Außenteils (Tab. 9.2)	$E_A \text{ } (\text{N/mm}^2)$	210000
	Elastizitätsmodul des Innenteils (Tab. 9.2)	$E_I \text{ } (\text{N/mm}^2)$	210000
	Querdehnzahl des Außenteils (Tab. 9.2)	$\nu_A$	0,3
	Querdehnzahl des Innenteils (Tab. 9.2)	$\nu_I$	0,3
	Streckgrenze des Außenteils (Tab. 1.5, 1.6)	$R_{eA} \text{ } (\text{N/mm}^2)$	675
	Streckgrenzen des Innenteils (Tab. 1.5, 1.6)	$R_{el} \text{ } (\text{N/mm}^2)$	400
gesucht:	übertragbares Drehmoment <b>oder</b> übertragbare Längskraft		
Ergebnisse:	Durchmesserverhältnisse	$Q_A$	0,789
		$Q_I$	0,000
	Hilfsgröße	$K$	5,300
	Übermaßverlust	$U_V \text{ } (\mu\text{m})$	4,00
	kleinstes wirksames Übermaß	$U_{wk} \text{ } (\mu\text{m})$	335,00
	kleinstes bezogenes wirksames Übermaß	$Z_{wk} \text{ } (10^{-3})$	1,544

## 12. Auslegung des Ölpressverbandes

<u>kleinste Fugenpressung</u>	$p_{Fk}$ (N/mm <sup>2</sup> )	61,165
<u>kleinste Haftkraft</u>	$F_{Fk}$ (N)	<u>300283</u>
<u>übertragbare Betriebskraft</u>	$F_{zul}$ (N)	150142
<u>übertragbares Drehmoment</u>	$M_{zul}$ (Nm)	<u>16290,36</u>
<u>oder übertragbare Längskraft</u>	$F_{lzul}$ (N)	<u>150142</u>

*Kontrolle:* Ist die Beanspruchung rein elastisch?

größtes wirksames Übermaß  $U_{wg}$  (μm) 410,00

größtes bezogenes wirksames Übermaß  $Z_{wg}$  (10<sup>-3</sup>) 1,889

größte Fugenpressung  $p_{Fg}$  (N/mm<sup>2</sup>) 74,86

zulässige Fugenpressung für das Außenteil  $p_{Azul}$  (N/mm<sup>2</sup>) 122,54

zulässige Fugenpressung für das Innenteil  $p_{lzul}$  (N/mm<sup>2</sup>) 384,90

es muß gelten:

$$p_{Fg} \leq p_{lzul} \quad \text{und} \quad p_{Fg} \leq p_{Azul}$$

Name : Schraubenberechnung\_Ankerschrauben  
Geändert von: hofmann.tmb18am: 06.03.2020 um: 23:04:37

**Schraubenberechnung nach VDI 2230:2015****Eingaben:**

Konfiguration: Schraubenverbindung unter Längskraft (einzelne Schraube)

Berechnung bei Montagetemperatur

Montagetemperatur (°C) [TM] 20.00

Gewindenorm Regelgewinde

Bezeichnung M20

Steigung (mm) [P] 2.50

Flankenwinkel (°) [β] 60.00

Nenndurchmesser (mm) [d] 20.00

Flankendurchmesser (mm) [d2] 18.38

Kerndurchmesser (mm) [d3] 16.93

Nennquerschnitt des Gewindes (mm²) [AN] 314.16

Kernquerschnitt des Gewindes (mm²) [Ad3] 225.19

Gewindefertigung Schlussvergütet

Oberflächenrauigkeit (µm) [Rz] 16.00

Oberer Grenzwert der Axialkraft (N) [FAO] 48379.00

Unterer Grenzwert der Axialkraft (N) [FAU] 9676.00

Notwendige Klemmkraft:

für Querkraft-Übertragung (N) [FKQ] 0.00

für Dichtfunktion (N) [FKP] 0.00

Anziehverfahren: Eigene Eingabe

Anziehfaktor [αA] 1.40

Minimaler Anziehfaktor, Reibwertstreuung [αmin] 1.17

Krafteinleitungsfaktor [n] 0.70

Verbindungstyp: SV 1

Länge des Anschlusskörpers (mm) [lA] 0.00

Abstand des Anschlusskörpers (mm) [ak] 0.00

Krafteinleitungshöhe (mm) [lk] 67.20

Reibungszahl im Gewinde [μG] 0.100 / 0.120

Reibungszahl in der Kopfaufklage [μK] 0.100 / 0.120

Reibungszahl in der Mutteraufklage [μM] 0.100 / 0.120

Schraubentyp: Sechskantschraube mit Schaft (A B) DIN EN ISO 4014:2001

Nenndurchmesser (mm) [d] 20.00

Schraubenlänge (mm) [l] 120.00

Schaftdurchmesser (mm) [d1] 20.00

Schaftlänge (mm) [l1] 74.00

Gewindelänge (mm) [b] 46.00

Aussendurchmesser Kopfaufklage (mm) [dw] 28.19

Innendurchmesser Kopfaufklage (mm) [da] 22.40

Oberflächenrauigkeit, Kopfaufklage (µm) [Rz] 16.00

Spannungsquerschnitt der Schraube (mm²) [As] 244.79

Kopfhöhe (mm)	[k]	12.50
Freie Gewindelänge (mm)	[l3]	22.00
Schlüsselweite (mm)	[s]	30.00
Reduktionskoeffizient	[kt]	0.50

Festigkeitsklasse	10.9	
Zugfestigkeit (N/mm <sup>2</sup> )	[Rm]	1040.00
Streckgrenze (N/mm <sup>2</sup> )	[Rp0.2]	940.00
Maximale Streckgrenze (N/mm <sup>2</sup> )	[Rp,max]	940.00
E-Modul Schraube (N/mm <sup>2</sup> )	[E]	205000.00

Verspannte Teile:	Platten	
Anzahl Teile	[nP]	2

Teil A		
Werkstoff		EN-GJS-500-7 (GGG 50) (1)
Lagendicke (mm)	[hi]	45.00
E-Modul (N/mm <sup>2</sup> )	[Ep]	169000.00
Zulässige Flächenpressung (N/mm <sup>2</sup> )	[pG]	750.00
Oberflächenrauigkeit (µm)	[Rz]	16.00

Teil B		
Werkstoff		EN-GJS-500-7 (GGG 50) (1)
Lagendicke (mm)	[hi]	45.00
E-Modul (N/mm <sup>2</sup> )	[Ep]	169000.00
Zulässige Flächenpressung (N/mm <sup>2</sup> )	[pG]	750.00
Oberflächenrauigkeit (µm)	[Rz]	16.00

Durchgangsverschraubung		
Klemmlänge (mm)	[lk]	90.00
Effektive Klemmlänge (mm)	[lkeff]	96.00

inklusive Unterlegscheiben und Senkungstiefe oder Dehnhülsen

Durchgangsbohrung-Norm		ISO 273:1979/DIN EN 20273:1992 mittel
Durchmesser Durchgangsloch (mm)	[dh]	22.00
Fase am Kopf (mm)	[cK]	0.00
Fase bei der Mutter (mm)	[cM]	0.00

#### Unterlegscheibe unter dem Schraubenkopf:

Norm		DIN EN ISO 7089:2000
Aussendurchmesser (mm)	[d2]	36.38
Innendurchmesser (mm)	[d1]	21.33
Dicke (mm)	[h]	3.00
Oberflächenrauigkeit (µm)	[Rz]	16.00
E-Modul (N/mm <sup>2</sup> )	[E]	205000.00
Zulässige Flächenpressung (N/mm <sup>2</sup> )	[pG]	1250.00

Mutter-Norm		DIN EN 24032:1992 (ISO 4032)
Innendurchmesser Mutterauflage (mm)	[d1]	21.60
Aussendurchmesser Mutterauflage (mm)	[d2]	27.70
Dicke der Mutter (mm)	[m]	18.00
Oberflächenrauigkeit (µm)	[Rz]	16.00
Festigkeitsklasse	8	
Vickershärte (HV)	[hv]	233.00
Zugfestigkeit	[Rm]	749.00
Scherfestigkeitsverhältnis	[tBM/Rm]	0.60

Unterlegscheibe unter der Mutter:

Norm	DIN EN ISO 7089:2000	
Aussendurchmesser (mm)	[d2]	36.38
Innendurchmesser (mm)	[d1]	21.33
Dicke (mm)	[h]	3.00
Oberflächenrauigkeit ( $\mu\text{m}$ )	[Rz]	16.00
E-Modul (N/mm $^2$ )	[E]	205000.00
Zulässige Flächenpressung (N/mm $^2$ )	[pG]	1250.00

## Resultate:

Ersatz-Aussendurchmesser des Grundkörpers:

Durchmesser (mm)	[DA']	79.76	
Durchmesser (mm)	[DA]	79.76	
Grenz-Durchmesser (mm)	[DA.Gr]	79.76	
Kegelwinkel ( $^\circ$ )	[ $\phi$ ]	28.36	
Nachgiebigkeit Flansch (mm/N)	[ $\delta P$ ]	4.750267e-07	
Nachgiebigkeit Schraube (mm/N)	[ $\delta S$ ]	2.121695e-06	
Kraftverhältnis für zentrische Einleitung	[ $\Phi_n$ ]	0.1281	
Setzbetrag (mm)	[fz]	0.0150	
Vorspannkraftverlust (N)	[Fz]	5776.51	
erforderliche Montagevorspannkraft:			
-minimal (N)	[FMmin]	47960.42	
-maximal (N)	[FMmax]	67144.59	
Vorspannkraft nach Tabelle (N)	[FMtab]	190000.00	
Schraubenkraft an Streckgrenze (N)	[FM0.2]	230000.00	
erreichte Montagevorspannkraft:			
-maximal (N)	[FM]	190296.09	
bei Ausnutzung der Streckgrenze (%)	[%Re]	90.00	
Vorspannkraft (N)	[FV]	184519.58	
Schraubenzusatzkraft (N)	[FSA]	6195.09	
Plattenzusatzkraft (N)	[FPA]	42183.91	
Dauerschwingbeanspruchung (N/mm $^2$ )	[ $\sigma_a$ ]	10.12	
Dauerhaltbarkeit (N/mm $^2$ )	[ $\sigma_{Azul}$ ]	44.63	
Lastwechselzahl	[NZ]	$\geq 2000000$	
Schraubendehnung bei FMmin (mm)	[fSmin]	0.10176	
bei FMmax (mm)	[fSmax]	0.14246	
bei FM (mm)	[fS]	0.40375	
Teiledehnung	bei FMmin (mm)	[fTmin]	0.02278
	bei FMmax (mm)	[fTmax]	0.03190
	bei FM (mm)	[fT]	0.09040

## Rechnung mit maximal erreichter Vorspannkraft:

bei Ausnutzung der Streckgrenze (%)	[%Re]	90.00
Montage-Vorspannkraft (N)	[FM]	190296.09
Vorspannkraft (N)	[FV]	184519.58
Zusätzliche Klemmkraft, Reserve (N)	[FKres]	87965.36
Vergleichsspannung im Montagezustand (N/mm $^2$ )	[ $\sigma_{red.M}$ ]	846.00
Vergleichsspannung im Betriebszustand (N/mm $^2$ )	[ $\sigma_{red.B}$ ]	832.95
Anziehdrehmoment (Nm)	[MA]	519.68
Losdrehmoment (Nm)	[ML]	355.11
Durchmesser	[DKm]	24.65
Anziehdrehmoment, Mutter (Nm)	[MAM]	513.55
Flächenpressung		
unter Schraubenkopf (N/mm $^2$ )	[pK]	854.10
unter Unterlegscheibe (N/mm $^2$ )	[p]	413.97

unter Mutter (N/mm <sup>2</sup> )	[pM]	831.91
unter Unterlegscheibe (N/mm <sup>2</sup> )	[p]	413.97

**Rechnung mit der minimal erforderlichen Montagevorspannkraft, Anziehfaktor: 1.00**

Montage-Vorspannkraft (N)	[FMmin]	47960.42
Vergleichsspannung im Montagezustand (N/mm <sup>2</sup> )	[σred.M_FMmin]	218.34
Vergleichsspannung im Betriebszustand (N/mm <sup>2</sup> )	[σred.B_FMmin]	230.37
Anziehdrehmoment (Nm)	[MA_FMmin]	153.42
Losdrehmoment (Nm)	[ML_FMmin]	100.72
Anziehdrehmoment, Mutter (Nm)	[MAM_FMmin]	151.56
Flächenpressung		
unter Schraubenkopf (N/mm <sup>2</sup> )	[pK_FMmin]	235.40
unter Unterlegscheibe (N/mm <sup>2</sup> )	[p]	114.10
unter Mutter (N/mm <sup>2</sup> )	[pM_FMmin]	229.29
unter Unterlegscheibe (N/mm <sup>2</sup> )	[p]	114.10

**Rechnung mit der maximal erforderlichen Montagevorspannkraft mit Anziehfaktor: 1.40**

Montage-Vorspannkraft (N)	[FMmax]	67144.59
Zusätzliche Klemmkraft (Reserve) (N)	[FKres]	87965.36
Vergleichsspannung im Montagezustand (N/mm <sup>2</sup> )	[σred.M_FMmax]	298.50
Vergleichsspannung im Betriebszustand (N/mm <sup>2</sup> )	[σred.B_FMmax]	309.71
Anziehdrehmoment (Nm)	[MA_FMmax]	183.37
Losdrehmoment (Nm)	[ML_FMmax]	118.10
Anziehdrehmoment, Mutter (Nm)	[MAM_FMmax]	181.20
Flächenpressung		
unter Schraubenkopf (N/mm <sup>2</sup> )	[pK_FMmax]	318.79
unter Unterlegscheibe (N/mm <sup>2</sup> )	[p]	154.51
unter Mutter (N/mm <sup>2</sup> )	[pM_FMmax]	310.51
unter Unterlegscheibe (N/mm <sup>2</sup> )	[p]	154.51
Zulässige Vergleichsspannung (N/mm <sup>2</sup> )	[σ.Mzul]	846.00
Zulässige Vergleichsspannung (N/mm <sup>2</sup> )	[σ.Bzul]	940.00
Auflagefläche		
unter Schraubenkopf (mm <sup>2</sup> )	[ApK]	230.06
unter Unterlegscheibe (mm <sup>2</sup> )	[Ap]	474.65
unter Mutter (mm <sup>2</sup> )	[ApM]	236.19
unter Unterlegscheibe (mm <sup>2</sup> )	[Ap]	474.65
Zulässige Flächenpressung		
unter Schraubenkopf (N/mm <sup>2</sup> )	[pKzul]	1250
unter Unterlegscheibe (N/mm <sup>2</sup> )	[pzul]	750.00
unter Mutter (N/mm <sup>2</sup> )	[pMzul]	1250
unter Unterlegscheibe (N/mm <sup>2</sup> )	[pzul]	750.00

**Zusammenfassung:**

Das Überschreiten der Streckgrenze ist nicht zugelassen.

**Rechnung mit der maximal erforderlichen Montagevorspannkraft mit Anziehfaktor: 1.40**

Sicherheit gegen Streckgrenze	[SF]	3.04
Sicherheit gegen Dauerbruch	[SD]	4.41
Sicherheit gegen Pressung	[SP]	3.92

**Rechnung mit maximal erreichter Vorspannkraft:**

Sicherheit gegen Streckgrenze	[SF]	1.13
Sicherheit gegen Dauerbruch	[SD]	4.41
Sicherheit gegen Pressung	[SP]	1.46

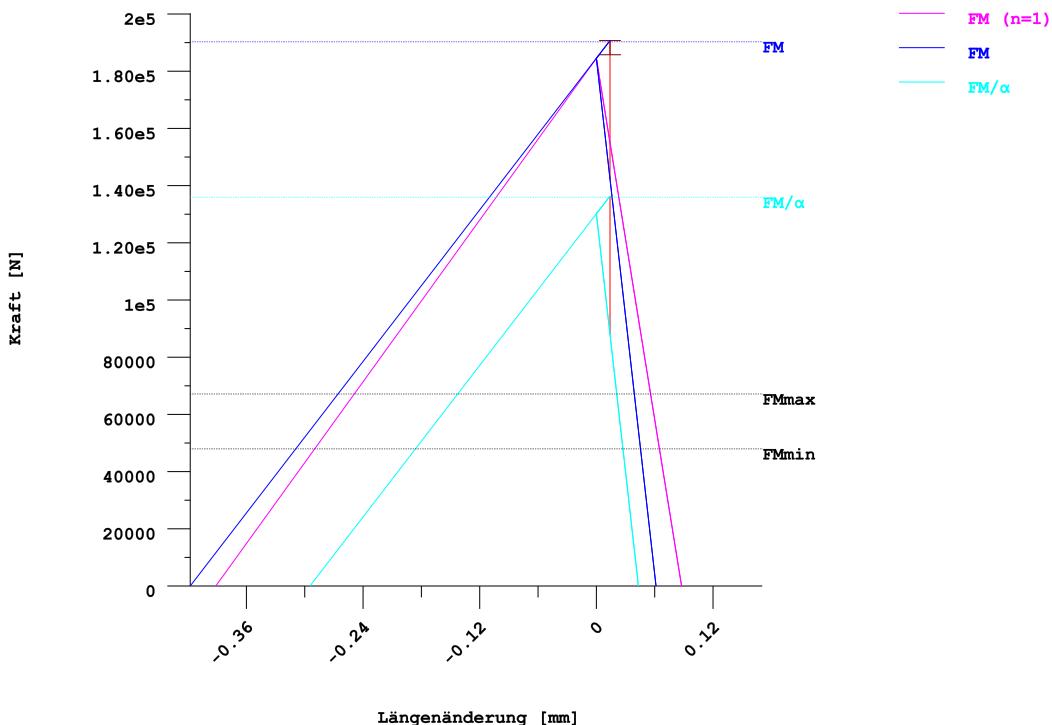


Abbildung: Darstellung des Verspannungsdiagramms

**Bemerkungen:**

- Die Sicherheiten (SF, SD, SP) werden entsprechend VDI2230 berechnet.
- Die Berechnung der Sicherheit gegen Gleiten ( $SG = FK_r / FK_{erf}$ ) erfolgt mit  $FM/\alpha$ .
- Die Berechnung der Normalwerte bei 90% Ausnutzungsgrad, Vorspannkraft und Anziehdrehmoment erfolgt nach den entsprechenden Gleichungen der VDI 2230. Diese Werte entsprechen den Werten in den Tabellen der VDI, kleine Abweichungen können jedoch vorkommen.
- Flächenpressung unter Unterlegscheiben: Maximaler Aussendurchmesser für die Berechnung der Auflagefläche ist  $dw + 1.6 * hs$ , VDI2230:2015, Formel 194.
- Total notwendige Klemmkraft nach (R2/4):  $FK_{erf} \geq \text{Max}(FKA + FKP, FKQ)$

Name : Schraubenberechnung\_Drehmomentstütze  
Geändert von: hofmann.tmb18am: 06.03.2020 um: 23:06:19

**Schraubenberechnung nach VDI 2230:2015****Eingaben:**

Konfiguration: Schraubenverbindung unter Längskraft (einzelne Schraube)

Berechnung bei Montagetemperatur

Montagetemperatur (°C) [TM] 20.00

Gewindenorm Regelgewinde

Bezeichnung M20

Steigung (mm) [P] 2.50

Flankenwinkel (°) [β] 60.00

Nenndurchmesser (mm) [d] 20.00

Flankendurchmesser (mm) [d2] 18.38

Kerndurchmesser (mm) [d3] 16.93

Nennquerschnitt des Gewindes (mm²) [AN] 314.16

Kernquerschnitt des Gewindes (mm²) [Ad3] 225.19

Gewindefertigung Schlussvergütet

Oberflächenrauigkeit (µm) [Rz] 16.00

Oberer Grenzwert der Axialkraft (N) [FAO] 64500.00

Unterer Grenzwert der Axialkraft (N) [FAU] 26000.00

Notwendige Klemmkraft:

für Querkraft-Übertragung (N) [FKQ] 0.00

für Dichtfunktion (N) [FKP] 0.00

Anziehverfahren: Eigene Eingabe

Anziehfaktor [αA] 1.40

Minimaler Anziehfaktor, Reibwertstreuung [αmin] 1.17

Krafteinleitungsfaktor [n] 0.70

Verbindungstyp: SV 1

Länge des Anschlusskörpers (mm) [lA] 0.00

Abstand des Anschlusskörpers (mm) [ak] 0.00

Krafteinleitungshöhe (mm) [lk] 58.52

Reibungszahl im Gewinde [μG] 0.100 / 0.120

Reibungszahl in der Kopfaufklage [μK] 0.100 / 0.120

Reibungszahl in der Mutteraufklage [μM] 0.100 / 0.120

Schraubentyp: Sechskantschraube mit Schaft (A B) DIN EN ISO 4014:2001

Nenndurchmesser (mm) [d] 20.00

Schraubenlänge (mm) [l] 120.00

Schaftdurchmesser (mm) [d1] 20.00

Schaftlänge (mm) [l1] 74.00

Gewindelänge (mm) [b] 46.00

Aussendurchmesser Kopfaufklage (mm) [dw] 28.19

Innendurchmesser Kopfaufklage (mm) [da] 22.40

Oberflächenrauigkeit, Kopfaufklage (µm) [Rz] 16.00

Spannungsquerschnitt der Schraube (mm²) [As] 244.79

Kopfhöhe (mm)	[k]	12.50
Freie Gewindelänge (mm)	[l3]	9.60
Schlüsselweite (mm)	[s]	30.00
Reduktionskoeffizient	[kt]	0.50

Festigkeitsklasse	10.9	
Zugfestigkeit (N/mm <sup>2</sup> )	[Rm]	1040.00
Streckgrenze (N/mm <sup>2</sup> )	[Rp0.2]	940.00
Maximale Streckgrenze (N/mm <sup>2</sup> )	[Rp,max]	940.00
E-Modul Schraube (N/mm <sup>2</sup> )	[ES]	205000.00

Verspannte Teile:	Platten	
Anzahl Teile	[nP]	2

Teil A		
Werkstoff	C45 (1)	
Lagendicke (mm)	[hi]	35.00
E-Modul (N/mm <sup>2</sup> )	[Ep]	206000.00
Zulässige Flächenpressung (N/mm <sup>2</sup> )	[pG]	770.00
Oberflächenrauigkeit (µm)	[Rz]	16.00

Teil B		
Werkstoff	EN-GJS-500-7 (GGG 50) (1)	
Lagendicke (mm)	[hi]	42.60
E-Modul (N/mm <sup>2</sup> )	[Ep]	169000.00
Zulässige Flächenpressung (N/mm <sup>2</sup> )	[pG]	750.00
Oberflächenrauigkeit (µm)	[Rz]	16.00

Durchgangsverschraubung		
Klemmlänge (mm)	[lk]	77.60
Effektive Klemmlänge (mm)	[lkeff]	83.60

inklusive Unterlegscheiben und Senkungstiefe oder Dehnhülsen

Durchgangsbohrung-Norm	ISO 273:1979/DIN EN 20273:1992 mittel	
Durchmesser Durchgangsloch (mm)	[dh]	22.00
Fase am Kopf (mm)	[cK]	0.00
Fase bei der Mutter (mm)	[cM]	0.00

#### Unterlegscheibe unter dem Schraubenkopf:

Norm	DIN EN ISO 7089:2000	
Aussendurchmesser (mm)	[d2]	36.38
Innendurchmesser (mm)	[d1]	21.33
Dicke (mm)	[h]	3.00
Oberflächenrauigkeit (µm)	[Rz]	16.00
E-Modul (N/mm <sup>2</sup> )	[E]	205000.00
Zulässige Flächenpressung (N/mm <sup>2</sup> )	[pG]	1250.00

Mutter-Norm	DIN EN 24032:1992 (ISO 4032)	
Innendurchmesser Mutterauflage (mm)	[d1]	21.60
Aussendurchmesser Mutterauflage (mm)	[d2]	27.70
Dicke der Mutter (mm)	[m]	18.00
Oberflächenrauigkeit (µm)	[Rz]	16.00
Festigkeitsklasse	8	
Vickershärte (HV)	[hv]	233.00
Zugfestigkeit	[Rm]	749.00
Scherfestigkeitsverhältnis	[tBM/Rm]	0.60

Unterlegscheibe unter der Mutter:

Norm	DIN EN ISO 7089:2000	
Aussendurchmesser (mm)	[d2]	36.38
Innendurchmesser (mm)	[d1]	21.33
Dicke (mm)	[h]	3.00
Oberflächenrauigkeit ( $\mu\text{m}$ )	[Rz]	16.00
E-Modul (N/mm $^2$ )	[E]	205000.00
Zulässige Flächenpressung (N/mm $^2$ )	[pG]	1250.00

## Resultate:

Ersatz-Aussendurchmesser des Grundkörpers:

Durchmesser (mm)	[DA']	71.26	
Durchmesser (mm)	[DA]	71.26	
Grenz-Durchmesser (mm)	[DA.Gr]	71.26	
Kegelwinkel ( $^\circ$ )	[ $\phi$ ]	27.39	
Nachgiebigkeit Flansch (mm/N)	[ $\delta P$ ]	4.400286e-07	
Nachgiebigkeit Schraube (mm/N)	[ $\delta S$ ]	1.853087e-06	
Kraftverhältnis für zentrische Einleitung	[ $\Phi_n$ ]	0.1343	
Setzbetrag (mm)	[fz]	0.0150	
Vorspannkraftverlust (N)	[Fz]	6541.32	
erforderliche Montagevorspannkraft:			
-minimal (N)	[FMmin]	62377.43	
-maximal (N)	[FMmax]	87328.41	
Vorspannkraft nach Tabelle (N)	[FMtab]	190000.00	
Schraubenkraft an Streckgrenze (N)	[FM0.2]	230000.00	
erreichte Montagevorspannkraft:			
-maximal (N)	[FM]	190296.09	
bei Ausnutzung der Streckgrenze (%)	[%Re]	90.00	
Vorspannkraft (N)	[FV]	183754.77	
Schraubenzusatzkraft (N)	[FSA]	8663.89	
Plattenzusatzkraft (N)	[FPA]	55836.11	
Dauerschwingbeanspruchung (N/mm $^2$ )	[ $\sigma_a$ ]	10.56	
Dauerhaltbarkeit (N/mm $^2$ )	[ $\sigma_{Azul}$ ]	44.63	
Lastwechselzahl	[NZ]	$\geq 2000000$	
Schraubendehnung bei FMmin (mm)	[fSmin]	0.11559	
bei FMmax (mm)	[fSmax]	0.16183	
bei FM (mm)	[fS]	0.35264	
Teiledehnung	bei FMmin (mm)	[fTmin]	0.02745
	bei FMmax (mm)	[fTmax]	0.03843
	bei FM (mm)	[fT]	0.08374

## Rechnung mit maximal erreichter Vorspannkraft:

bei Ausnutzung der Streckgrenze (%)	[%Re]	90.00
Montage-Vorspannkraft (N)	[FM]	190296.09
Vorspannkraft (N)	[FV]	183754.77
Zusätzliche Klemmkraft, Reserve (N)	[FKres]	73548.35
Vergleichsspannung im Montagezustand (N/mm $^2$ )	[ $\sigma_{red.M}$ ]	846.00
Vergleichsspannung im Betriebszustand (N/mm $^2$ )	[ $\sigma_{red.B}$ ]	842.67
Anziehdrehmoment (Nm)	[MA]	519.68
Losdrehmoment (Nm)	[ML]	353.64
Durchmesser	[DKm]	24.65
Anziehdrehmoment, Mutter (Nm)	[MAM]	513.55
Flächenpressung		
unter Schraubenkopf (N/mm $^2$ )	[pK]	864.83
unter Unterlegscheibe (N/mm $^2$ )	[p]	419.17

unter Mutter (N/mm <sup>2</sup> )	[pM]	842.36
unter Unterlegscheibe (N/mm <sup>2</sup> )	[p]	419.17

**Rechnung mit der minimal erforderlichen Montagevorspannkraft, Anziehfaktor: 1.00**

Montage-Vorspannkraft (N)	[FMmin]	62377.43
Vergleichsspannung im Montagezustand (N/mm <sup>2</sup> )	[σred.M_FMmin]	283.97
Vergleichsspannung im Betriebszustand (N/mm <sup>2</sup> )	[σred.B_FMmin]	302.00
Anziehdrehmoment (Nm)	[MA_FMmin]	199.53
Losdrehmoment (Nm)	[ML_FMmin]	133.32
Anziehdrehmoment, Mutter (Nm)	[MAM_FMmin]	197.12
Flächenpressung		
unter Schraubenkopf (N/mm <sup>2</sup> )	[pK_FMmin]	308.80
unter Unterlegscheibe (N/mm <sup>2</sup> )	[p]	149.67
unter Mutter (N/mm <sup>2</sup> )	[pM_FMmin]	300.78
unter Unterlegscheibe (N/mm <sup>2</sup> )	[p]	149.67

**Rechnung mit der maximal erforderlichen Montagevorspannkraft mit Anziehfaktor: 1.40**

Montage-Vorspannkraft (N)	[FMmax]	87328.41
Zusätzliche Klemmkraft (Reserve) (N)	[FKres]	73548.35
Vergleichsspannung im Montagezustand (N/mm <sup>2</sup> )	[σred.M_FMmax]	388.24
Vergleichsspannung im Betriebszustand (N/mm <sup>2</sup> )	[σred.B_FMmax]	405.21
Anziehdrehmoment (Nm)	[MA_FMmax]	238.49
Losdrehmoment (Nm)	[ML_FMmax]	155.48
Anziehdrehmoment, Mutter (Nm)	[MAM_FMmax]	235.67
Flächenpressung		
unter Schraubenkopf (N/mm <sup>2</sup> )	[pK_FMmax]	417.26
unter Unterlegscheibe (N/mm <sup>2</sup> )	[p]	202.24
unter Mutter (N/mm <sup>2</sup> )	[pM_FMmax]	406.42
unter Unterlegscheibe (N/mm <sup>2</sup> )	[p]	202.24
Zulässige Vergleichsspannung (N/mm <sup>2</sup> )	[σ.Mzul]	846.00
Zulässige Vergleichsspannung (N/mm <sup>2</sup> )	[σ.Bzul]	940.00
Auflagefläche		
unter Schraubenkopf (mm <sup>2</sup> )	[ApK]	230.06
unter Unterlegscheibe (mm <sup>2</sup> )	[Ap]	474.65
unter Mutter (mm <sup>2</sup> )	[ApM]	236.19
unter Unterlegscheibe (mm <sup>2</sup> )	[Ap]	474.65
Zulässige Flächenpressung		
unter Schraubenkopf (N/mm <sup>2</sup> )	[pKzul]	1250
unter Unterlegscheibe (N/mm <sup>2</sup> )	[pzul]	770.00
unter Mutter (N/mm <sup>2</sup> )	[pMzul]	1250
unter Unterlegscheibe (N/mm <sup>2</sup> )	[pzul]	750.00

**Zusammenfassung:**

Das Überschreiten der Streckgrenze ist nicht zugelassen.

**Rechnung mit der maximal erforderlichen Montagevorspannkraft mit Anziehfaktor: 1.40**

Sicherheit gegen Streckgrenze	[SF]	2.32
Sicherheit gegen Dauerbruch	[SD]	4.22
Sicherheit gegen Pressung	[SP]	3.00

**Rechnung mit maximal erreichter Vorspannkraft:**

Sicherheit gegen Streckgrenze	[SF]	1.12
Sicherheit gegen Dauerbruch	[SD]	4.22
Sicherheit gegen Pressung	[SP]	1.45

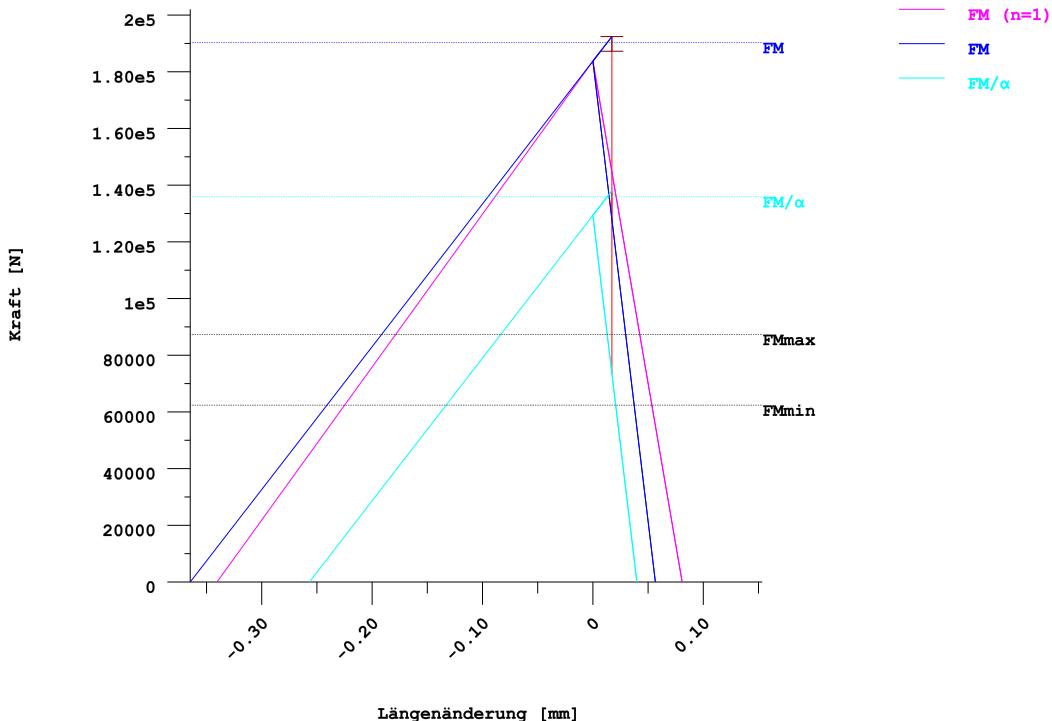
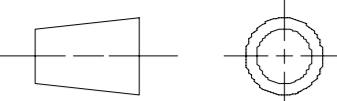


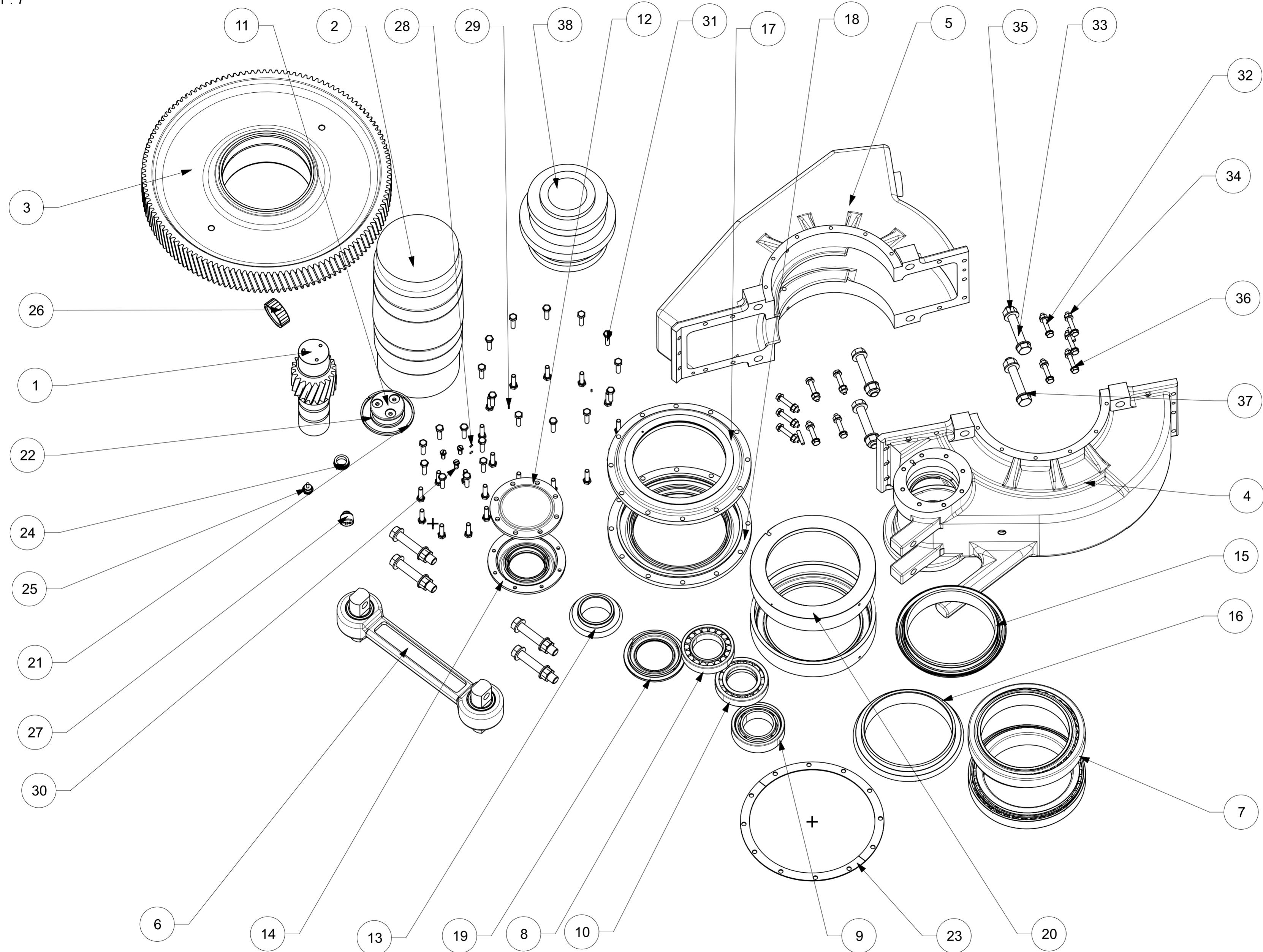
Abbildung: Darstellung des Verspannungsdiagramms

**Bemerkungen:**

- Die Sicherheiten (SF, SD, SP) werden entsprechend VDI2230 berechnet.
- Die Berechnung der Sicherheit gegen Gleiten (SG = FK<sub>R</sub> / FK<sub>erf</sub>) erfolgt mit FM/α.
- Die Berechnung der Normalwerte bei 90% Ausnutzungsgrad, Vorspannkraft und Anziehdrehmoment erfolgt nach den entsprechenden Gleichungen der VDI 2230. Diese Werte entsprechen den Werten in den Tabellen der VDI, kleine Abweichungen können jedoch vorkommen.
- Flächenpressung unter Unterlegscheiben: Maximaler Aussendurchmesser für die Berechnung der Auflagefläche ist dw + 1.6\*hs, VDI2230:2015, Formel 194.
- Total notwendige Klemmkraft nach (R2/4): FK<sub>erf</sub> >= Max(FKA + FKP, FKQ)



Maßstab 1 : 7



Verantwortl. Abtlg. TAMM Construction	Technische Referenz	Erstellt durch Marie Hopf	Genehmigt von Tanja Hofmann	435,4 kg
Dokumentenart		Dokumentenstatus		
Titel, Zusätzlicher Titel <b>Explosionsansicht</b> SFGA	<b>Explosion</b>			