

ME3-E

Testat 3 Bohrgerät-Getriebe

Gruppe 9:

Daniel Skrypnikov,

Edis Duvnjak,

Marvin Müller

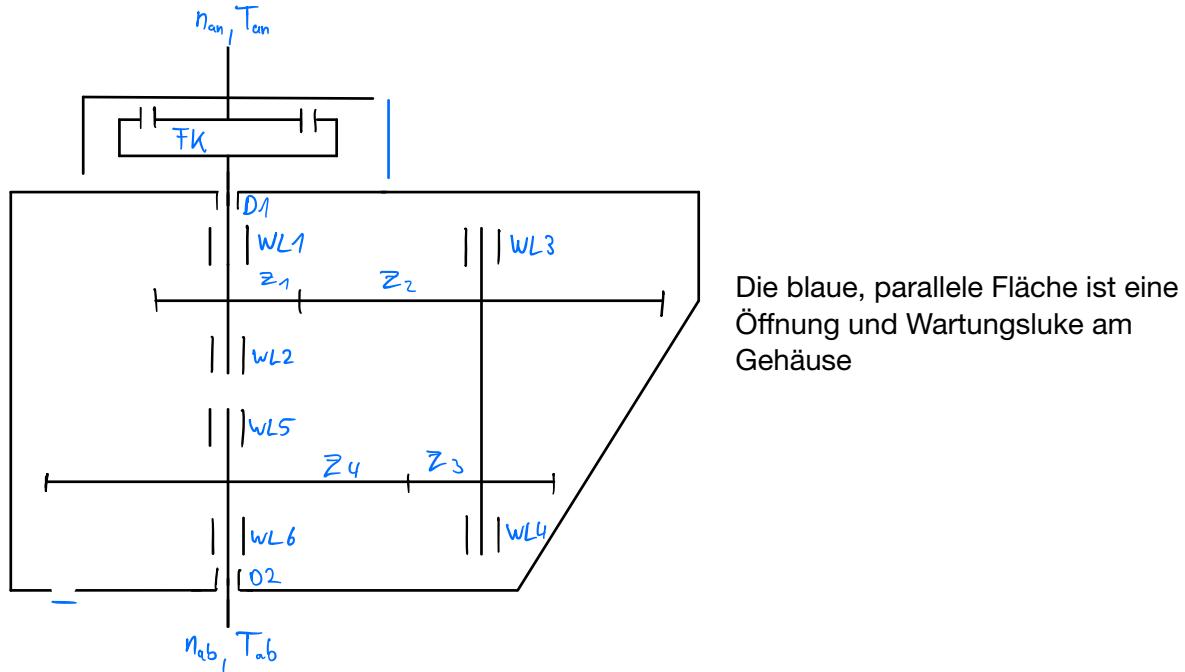
Inhaltsverzeichnis:

1. Anforderungsliste
2. Prinzip-Skizze
3. Entwurf-Skizze
4. Berechnungen:
 - 1) Auslegen der Übersetzung und Bestimmung der Zähnezahlen
 - 2) Berechnung der Wellen und Passfedern
 - 3) Zahnradbreite
 - 4) Schrägungswinkel
 - 5) Modul 1,2
 - 6) Teilkreisdurchmesser Z1,Z2
 - 7) Achsabstand 1,2
 - 8) Modul 3,4
 - 9) Teilkreisdurchmesser Z3,Z4
 - 10) Achsabstand 3,4
 - 11) Profilverschiebung
 - 12) Kopfspiel
 - 13) Weitere Auslegungen der Zahnräder
 - 14) Kopfspiel nach Verschiebung
 - 15) Profilüberdeckung
 - 16) Zusammenfassung wichtiger Komponenten der Zahnräder 1-4
 - 17) Zahnradkräfte
 - 18) Lagerkräfte und Schnittgrößenverläufe Antriebswelle
 - 19) Lagerkräfte und Schnittgrößenverläufe Vorgelegewelle
 - 20) Lagerkräfte und Schnittgrößenverläufe Abtriebswelle
 - 21) Auswahl Lagergröße
 - 22) Lebensdauer der Lager
 - 23) Zusammenfassung der gewählten Lager
 - 24) Allgemeine Daten Festigkeitsnachweis
 - 25) Festigkeitsnachweis Antriebswelle
 - 26) Festigkeitsnachweis Vorgelegewelle
 - 27) Festigkeitsnachweis Abtriebswelle
 - 28) Schmierstoffberechnung
 - 29) Fliehkraftkupplung
5. Isometrische Darstellung
6. Zeichnungen (Isometrische-, Haupt- und Schnittansichten)
7. Datenblatt Rutschkupplung
8. Legende der verwendeten Formelzeichen

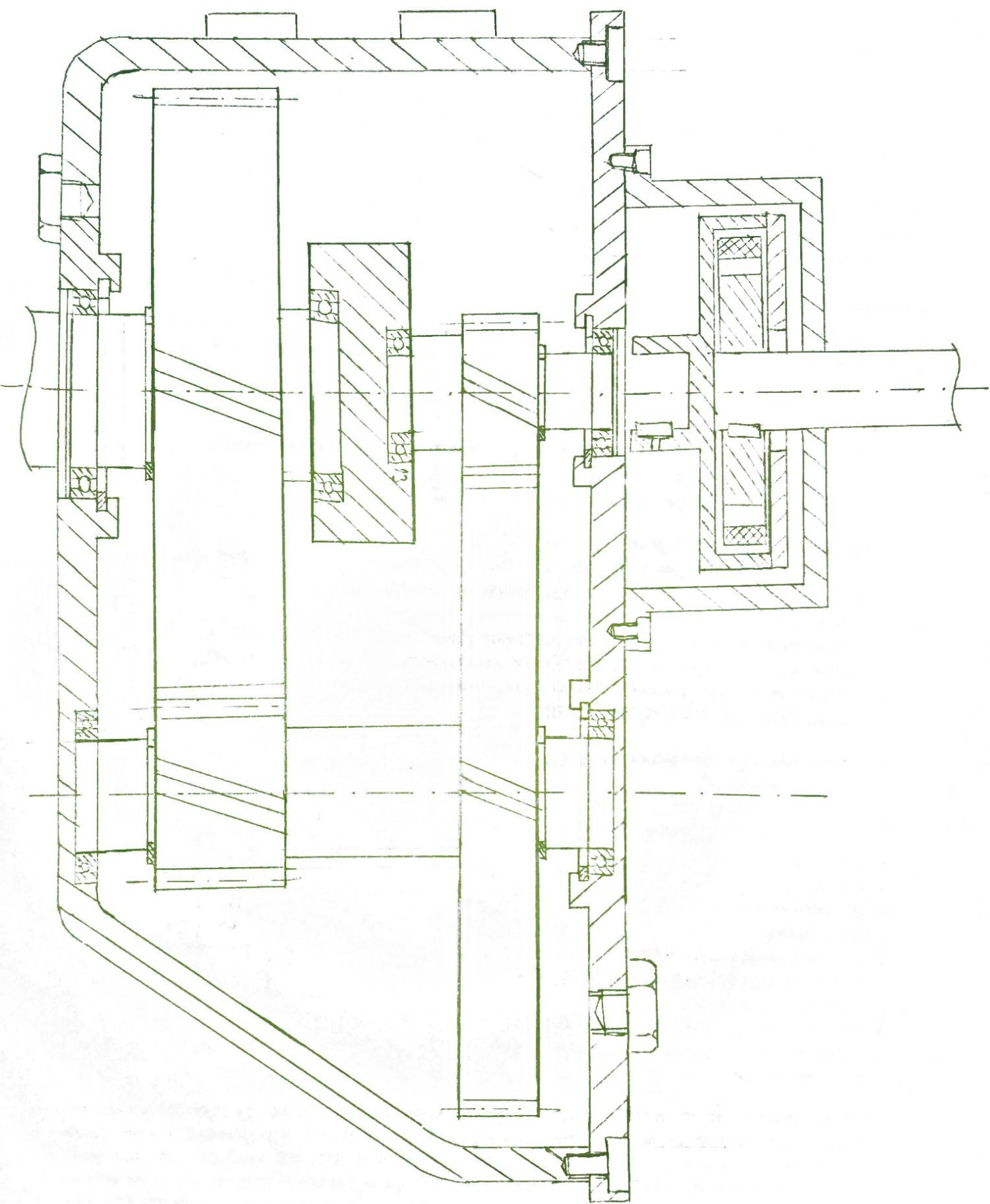
Anforderungsliste

- Wirtschaftliche Fertigung: Erreicht durch Guss-Gehäuse. Möglichst Kauf- und Normteile verwenden
- Wartungsfreundlichkeit: Erreicht durch zweiteiliges Gehäuse, Wartungsklappe, Schaufenster, Ölablassschraube
- Langlebigkeit des Motors: Erreicht durch Fliehkraftkupplung mit lastfreiem Anlauf
- Koaxiale Bauweise unter Benutzung einer Vorgelegewelle
- Ruhiger Lauf: Erreicht durch Schrägverzahnung der Stirnräder ($\beta=20^\circ$)
- Langlebigkeit des Getriebes: Erreicht durch Ölschmierung
- Standzeit der Lager = $L_{10} > 10000\text{h}$
- Kompakte vertikale Bauweise
- Hohe Axiale Belastbarkeit
- Zielparameter mit maximal 0,5% positiver Abweichung gegenüber dem Soll-Wert
- Dauerfest $SD > 1,5$ für alle Wellen an jeweils einer Schwachstelle
- Beständigkeit gegenüber gängigen Umgebungen (Industrie Standard)
- Flanschflächen zum Anbringen an einem Bohrmaschinen-Hubgestell
- Eine zentrale Ringschraube zum Anheben des Getriebes

Prinzipskizze des Bohrgerät-Getriebes



Z_1	Zahnrad 1
Z_2	Zahnrad 2
Z_3	Zahnrad 3
Z_4	Zahnrad 4
$WL1$	Wälzlag 1
$WL2$	Wälzlag 2
$WL3$	Wälzlag 3
$WL4$	Wälzlag 4
$WL5$	Wälzlag 5
$WL6$	Wälzlag 6
$D1$	Radialwellendichtring 1
$D2$	Radialwellendichtring 2
FK	Fliehkraftkupplung
n_{an}	Antriebsdrehzahl
n_{ab}	Abtriebsdrehzahl
T_{an}	Antriebsdrehmoment
T_{ab}	Abtriebsdrehmoment



Vorgegebene Auslegungsdaten:

Bezeichnung und Wert:

Benennung:

$$T_{an} := 50 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Antriebsdrehmoment

$$T_{ab1} := 650 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Abtriebsdrehmoment

$$n_S := 1100 \text{ min}^{-1}$$

Schaltdrehzahl

$$n_{an} := 2000 \text{ min}^{-1}$$

Antriebsdrehzahl

$$F_B := 1.5 \text{ kN}$$

Bohr-Abtriebskraft

$$K_A := 2.0$$

Belastungsfaktor

1) Auslegen der Übersetzung und Bestimmung der Zähnezahlen**rechnerisches Übersetzungsverhältnis**

$$i_{ges} := \frac{T_{ab1}}{T_{an}} = 13$$

$$i_{12} := 3.95$$

TBM S. 269

$$i_{34} := \frac{i_{ges}}{i_{12}} = 3.291$$

$$i_{ges} := i_{12} \cdot i_{34} = 13$$

Das Gegenrechnen bestätigt den Wert für i_{ges}

$$n_{ab} := \frac{n_{an}}{i_{ges}} = 153.846 \text{ min}^{-1}$$

Zähnezahlen der Zahnräder

$$z_1 := 25$$

$$z_2 := z_1 \cdot i_{12} = 98.75 \quad z_2 := 99$$

TBM S. 269

$$z_3 := 24$$

$$z_4 := z_3 \cdot i_{34} = 78.987 \quad z_4 := 79$$

Als Literatur für die Formeln dient:

Roloff/Matek Maschinenelemente 24. Auflage (Springer Vieweg)
Tabellenbuch Metall 48. Auflage (Europa Lehrmittel)Gl.: TB:
TBM S.

tatsächliches Übersetzungsverhältnis

$$i_{12} := \frac{z_2}{z_1} = 3.96$$

TBM S. 269

$$i_{34} := \frac{z_4}{z_3} = 3.292$$

$$i_{ges} := i_{12} \cdot i_{34} = 13.035$$

Abweichung Abtriebsparameter

$$T_{ab2} := T_{an} \cdot i_{ges} = 651.75 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$\frac{T_{ab2}}{T_{ab1}} = 1.003$$

Das ausgelegte
Abtriebsdrehmoment weicht
0,3% im positiven Sinne von
den Anforderungen ab.

$$n_{ab} := \frac{n_{an}}{i_{ges}} = 153.433 \text{ min}^{-1}$$

2) Berechnung der Wellen und Passfedern

$$\tau_{tzul} := 50 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Dauerfestigkeitsschubspannung von 42CrMo4

$$n_P := 1$$

Anzahl Passfedern pro Welle-Nabe Verbindung

$$\varphi := 1$$

Traganteil der Passfeder

$$R_e := 295 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Streckgrenze E295

$$S_F := 1.1$$

Sicherheit Fließgrenze

$$p_{Fzul} := \frac{R_e}{S_F} = 268.182 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Zulässige Flächenpressung einer Passfeder

Antriebswelle:

$$d_{min1} := \sqrt[3]{\frac{16 \cdot T_{an} \cdot K_A}{\pi \cdot \tau_{tzul}}} = 21.677 \text{ mm} \quad d_{W1} := 30 \text{ mm} \quad t_{1,W1} := 4 \text{ mm}$$

$$l_{t1} := \frac{2 \cdot T_{an}}{d_{W1} \cdot (7 \text{ mm} - t_{1,W1}) \cdot n_P \cdot \varphi \cdot p_{Fzul}} = 4.143 \text{ mm} \quad b_{P1} := 8 \text{ mm}$$

Als Literatur für die Formeln dient:

Roloff/Matek Maschinenelemente 24. Auflage (Springer Vieweg)
Tabellenbuch Metall 48. Auflage (Europa Lehrmittel)Gl.: TB:
TBM S.

Da die tragende Länge der Passfeder der ungefähren Breite der Zahnräder entsprechen sollte, wird im Folgenden die Länge an die später berechnete Zahnradbreite angeglichen.

$$l_{P1} := 28 \text{ mm}$$

gewählt: **Antriebswelle Ø 30mm**
Passfeder DIN 6885 - A8 x 7 x 28

Vorgelegewelle:

$$d_{min2} := \sqrt[3]{\frac{16 \cdot T_{an} \cdot K_A \cdot i_{12}}{\pi \cdot \tau_{tzul}}} = 34.295 \text{ mm} \quad d_{W2} := 45 \text{ mm} \quad t_{1,W2} := 5.5 \text{ mm}$$

$$l_{t2} := \frac{2 \cdot T_{an} \cdot i_{12}}{d_{W2} \cdot (9 \text{ mm} - t_{1,W2}) \cdot n_P \cdot \varphi \cdot p_{Fzul}} = 9.375 \text{ mm} \quad b_{P2} := 14 \text{ mm}$$

Da die tragende Länge der Passfeder der ungefähren Breite der Zahnräder entsprechen sollte, wird im Folgenden die Länge an die später berechnete Zahnradbreite angeglichen.

$$l_{P2} := 28 \text{ mm}$$

$$l_{P2} := 50 \text{ mm}$$

gewählt: **Vorgelegewelle Ø 45mm**
Passfeder DIN 6885 - A14 x 9 x 28
Passfeder DIN 6885 - A14 x 9 x 50

Abtriebswelle:

$$d_{min3} := \sqrt[3]{\frac{16 \cdot T_{an} \cdot K_A \cdot i_{ges}}{\pi \cdot \tau_{tzul}}} = 51.016 \text{ mm} \quad d_{W3} := 60 \text{ mm} \quad t_{1,W3} := 7 \text{ mm}$$

$$l_{t3} := \frac{2 \cdot T_{an} \cdot i_{ges}}{d_{W3} \cdot (11 \text{ mm} - t_{1,W3}) \cdot n_P \cdot \varphi \cdot p_{Fzul}} = 20.252 \text{ mm} \quad b_{P3} := 18 \text{ mm}$$

Da die tragende Länge der Passfeder der ungefähren Breite der Zahnräder entsprechen sollte, wird im Folgenden die Länge an die später berechnete Zahnradbreite angeglichen.

$$l_{P3} := 50 \text{ mm}$$

gewählt: **Abtriebswelle Ø 60mm**
Passfeder DIN 6885 - A18 x 11 x 50

3) Zahnradbreite

$$B_{zul} := 4.0 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Überschlägiger Belastungswert

Als Literatur für die Formeln dient:

Roloff/Matek Maschinenelemente 24. Auflage (Springer Vieweg)
Tabellenbuch Metall 48. Auflage (Europa Lehrmittel)

Gl.: TB:
TBM S.

$$b_1 := \frac{2 \cdot T_{an}}{d_{W1}^2 \cdot B_{zul}} = 27.778 \text{ mm}$$

$$b_1 := 30 \text{ mm}$$

$$b_2 := 28 \text{ mm}$$

Formel nach Vereinbarungen

Um auf eine ganze Zahl für die Breite zu kommen, wird hier aufgerundet. Da ein ständiger Eingriff der Zahnräder 1 und 2 nötig ist, wird das Zahnrad 2 aufgrund des größeren Durchmessers etwas kleiner gewählt.

$$b_3 := \frac{2 \cdot T_{an} \cdot i_{12}}{d_{W2}^2 \cdot B_{zul}} = 48.889 \text{ mm}$$

$$b_3 := 52 \text{ mm}$$

$$b_4 := 50 \text{ mm}$$

Formel nach Vereinbarungen

Um auf eine ganze Zahl für die Breite zu kommen, wird hier aufgerundet. Da ein ständiger Eingriff der Zahnräder 3 und 4 nötig ist, wird das Zahnrad 4 aufgrund des größeren Durchmessers etwas kleiner gewählt.

4) Schrägungswinkel

Der Schrägungswinkel ist mit $\beta := 20^\circ$ bereits in den Vereinbarungen gegeben.

5) Modul 1,2

$$m_{n12} := \frac{1.8 \cdot d_{W1} \cdot \cos(\beta)}{(z_1 - 2.5)} = 2.255 \text{ mm}$$

Gl.:21.63

gewählt: $m_{n12} := 2.5 \text{ mm}$

6) Teilkreisdurchmesser Z1,Z2

$$d_1 := \frac{z_1 \cdot m_{n12}}{\cos(\beta)} = 66.511 \text{ mm}$$

TBM S. 267

$$d_2 := \frac{z_2 \cdot m_{n12}}{\cos(\beta)} = 263.384 \text{ mm}$$

Als Literatur für die Formeln dient:

Roloff/Matek Maschinenelemente 24. Auflage (Springer Vieweg)
Tabellenbuch Metall 48. Auflage (Europa Lehrmittel)

Gl.: TB:
TBM S.

7) Achsabstand 1,2

$$a_{12} := \frac{d_1 + d_2}{2} = 164.948 \text{ mm}$$

TBM S. 267

8) Modul 3,4

$$m_{n34} := \frac{2 \cdot a_{12} \cdot \cos(\beta)}{(1 + i_{34}) \cdot z_3} = 3.01 \text{ mm}$$

Gl.:21.64 / TB:21-1

gewählt: $m_{n34} := 3 \text{ mm}$ **9) Teilkreisdurchmesser Z3,Z4**

$$d_3 := \frac{z_3 \cdot m_{n34}}{\cos(\beta)} = 76.621 \text{ mm}$$

TBM S. 267

$$d_4 := \frac{z_4 \cdot m_{n34}}{\cos(\beta)} = 252.21 \text{ mm}$$

10) Achsabstand 3,4

$$a_{34} := \frac{d_3 + d_4}{2} = 164.415 \text{ mm}$$

Differenz Achsabstände

$$p_v := a_{12} - a_{34} = 0.532 \text{ mm}$$

Diese Differenz der Achsabstände muss durch eine Profilverschiebung angeglichen werden. Diese wird im Folgenden berechnet.

Als Literatur für die Formeln dient:

Roloff/Matek Maschinenelemente 24. Auflage (Springer Vieweg)
Tabellenbuch Metall 48. Auflage (Europa Lehrmittel)

Gl.: TB:
TBM S.

11) Profilverschiebung

Aufgrund weniger Drehmomentkräfte an den Zahnräden 1 und 2 haben wir uns dort für die Profilverschiebung entschieden.

Stirneingriffswinkel

$$\alpha_n := \beta = 20^\circ$$

$$\alpha_t := \arctan\left(\frac{\tan(\alpha_n)}{\cos(\beta)}\right) = 21.173^\circ \quad \text{Gl.: 21.35}$$

Ersatzzähnezahl

$$\beta_b := \arccos\left(\frac{\sin(\alpha_n)}{\sin(\alpha_t)}\right) = 18.747^\circ \quad \text{Gl.: 21.36}$$

$$z_{n1} := \frac{d_1}{\cos(\beta_b) \cdot m_{n12}} = 29.669 \quad \text{Gl.: 21.47}$$

$$z_{n2} := \frac{d_2}{\cos(\beta_b) \cdot m_{n12}} = 111.256$$

Profilverschiebungsfaktoren und Profilverschiebung

Bei der Profilverschiebung V ist zum Berechnen der Wert x nötig. Dieser wird in der Formel für die Summe der Profilverschiebungsfaktoren errechnet, welche bis auf den Betriebseingriffswinkel zurückblickt. Daher werden im Folgenden mehrere Gleichungen angewendet, um letztendlich auf die Profilverschiebung zu kommen.

Betriebseingriffswinkel:

$$\alpha_{wt} := \arccos\left(\cos(\alpha_t) \cdot \frac{a_{12}}{a_{34}}\right) = 20.689^\circ \quad \text{aus Gl.: 21.54 umgestellt}$$

Als Literatur für die Formeln dient:

Roloff/Matek Maschinenelemente 24. Auflage (Springer Vieweg)
Tabellenbuch Metall 48. Auflage (Europa Lehrmittel)

Gl.: TB:
TBM S.

Profilverschiebungsfaktoren:

$$\text{inv}\alpha_{wt} := \tan(\alpha_{wt}) - \alpha_{wt} \cdot \frac{\pi}{180^\circ} = 0.017$$

aus Hinweisen von S.797/809

$$\text{inv}\alpha_t := \tan(\alpha_t) - \alpha_t \cdot \frac{\pi}{180^\circ} = 0.018$$

$$\Sigma x := \frac{\text{inv}\alpha_{wt} - \text{inv}\alpha_t}{2 \cdot \tan(\alpha_n)} \cdot (z_1 + z_2) = -0.211 \quad \text{Gl.: 21.56}$$

x berechnen:

$$x_1 := \frac{\Sigma x}{2} + \left(0.5 - \frac{\Sigma x}{2}\right) \cdot \frac{\log\left(\frac{z_2}{z_1}\right)}{\log\left(\frac{z_{n1} \cdot z_{n2}}{100}\right)} = 0.133 \quad \text{aus Gl.: 21.33 umgestellt}$$

$$x_2 := \Sigma x - x_1 = -0.343$$

Verschiebungen:

$$V_1 := x_1 \cdot m_{n12} = 0.332 \text{ mm}$$

Gl.: 21.49

$$V_2 := x_2 \cdot m_{n12} = -0.859 \text{ mm}$$

$$V_3 := 0 \text{ mm}$$

$$V_4 := 0 \text{ mm}$$

Betriebswälzkreisdurchmesser

$$d_{wd1} := d_1 \cdot \frac{\cos(\alpha_t)}{\cos(\alpha_{wt})} = 66.297 \text{ mm} \quad \text{Gl.: 21.22a}$$

$$d_{wd2} := d_2 \cdot \frac{\cos(\alpha_t)}{\cos(\alpha_{wt})} = 262.534 \text{ mm} \quad \text{Gl.: 21.22b}$$

$$d_{wd3} := d_3 = 76.621 \text{ mm}$$

$$d_{wd4} := d_4 = 252.21 \text{ mm}$$

Als Literatur für die Formeln dient:

Roloff/Matek Maschinenelemente 24. Auflage (Springer Vieweg)
Tabellenbuch Metall 48. Auflage (Europa Lehrmittel)

Gl.: TB:
TBM S.

neuer Achsabstand

$$a_{v12} := \frac{d_{wd1} + d_{wd2}}{2} = 164.415 \text{ mm}$$

Gl.: 21.54 / 21.19

$$a_{v34} := \frac{d_{wd3} + d_{wd4}}{2} = 164.415 \text{ mm}$$

Der Achsabstand ist nun, nach der Verschiebung der selbe.

12) Kopfspiel**nötiges Kopfspiel**

$$c_{12} := 0.25 \cdot m_{n12} = 0.625 \text{ mm}$$

Gl. von Seite 794 / 803

$$c_{34} := 0.25 \cdot m_{n34} = 0.75 \text{ mm}$$

Kopfhöhenänderung

$$k := a_{v12} - a_{12} - m_{n12} \cdot (x_1 + x_2) = -0.006 \text{ mm} \quad \text{Gl.: 21.23}$$

13) Weitere Auslegungen der Zahnräder**Grundkreisdurchmesser**

$$d_{b1} := d_1 \cdot \cos(\alpha_t) = 62.021 \text{ mm} \quad \text{Gl.: 21.39}$$

$$d_{b2} := d_2 \cdot \cos(\alpha_t) = 245.604 \text{ mm}$$

$$d_{b3} := d_3 \cdot \cos(\alpha_t) = 71.449 \text{ mm}$$

$$d_{b4} := d_4 \cdot \cos(\alpha_t) = 235.185 \text{ mm}$$

Kopfkreisdurchmesser

$$d_{a1} := d_1 + 2 \cdot (m_{n12} + V_1 + k) = 72.164 \text{ mm} \quad \text{Gl.: 20.21}$$

$$d_{a2} := d_2 + 2 \cdot (m_{n12} + V_2 + k) = 266.655 \text{ mm}$$

$$d_{a3} := d_3 + 2 \cdot m_{n34} = 82.621 \text{ mm} \quad \text{Gl.: 21.40}$$

Als Literatur für die Formeln dient:

Roloff/Matek Maschinenelemente 24. Auflage (Springer Vieweg)
Tabellenbuch Metall 48. Auflage (Europa Lehrmittel)Gl.: TB:
TBM S.

$$d_{a4} := d_4 + 2 \cdot m_{n34} = 258.21 \text{ mm}$$

Fußkreisdurchmesser

$$d_{f1} := d_1 - 2 \cdot ((m_{n12} + c_{12}) - V_1) = 60.926 \text{ mm} \quad \text{Gl.: 21.24}$$

$$d_{f2} := d_2 - 2 \cdot ((m_{n12} + c_{12}) - V_2) = 255.417 \text{ mm}$$

$$d_{f3} := d_3 - 2 \cdot m_{n34} = 70.621 \text{ mm} \quad \text{Gl.: 21.41}$$

$$d_{f4} := d_4 - 2 \cdot m_{n34} = 246.21 \text{ mm}$$

14) Kopfspiel nach Profilverschiebung

$$c_{12neu} := a_{v12} - 0.5 \cdot (d_{a1} + d_{f2}) = 0.625 \text{ mm}$$

Da c_{12} und c_{12neu} augenscheinlich gleich sind, ist das nötige Kopfspiel eingehalten.

15) Profilüberdeckung

Überdeckung Zahnradpaar 1

$$m_{t12} := \frac{m_{n12}}{\cos(\beta)} = 2.66 \text{ mm} \quad \begin{matrix} \text{aus Gl.: 21.34} \\ \text{umgestellt} \end{matrix}$$

$$\varepsilon_{\beta12} := \frac{b_2 \cdot \tan(\beta)}{\pi \cdot m_{n12}} = 1.298 \quad \text{Gl.: 21.44}$$

$$\varepsilon_{\alpha12} := \frac{0.5 \cdot \left(\sqrt{d_{a1}^2 - d_{b1}^2} + \frac{z_2}{|z_2|} \cdot \sqrt{d_{a2}^2 - d_{b2}^2} \right) - a_{v12} \cdot \sin(\alpha_{wt})}{\pi \cdot m_{t12} \cdot \cos(\alpha_t)} = 1.576 \quad \text{Gl.: 21.57}$$

$$\varepsilon_{\gamma12} := \varepsilon_{\alpha12} + \varepsilon_{\beta12} = 2.873 \quad \text{Gl.: 21.46 / S.807}$$

$$m_{t34} := \frac{m_{n34}}{\cos(\beta)} = 3.193 \text{ mm} \quad \begin{matrix} \text{aus Gl.: 21.34} \\ \text{umgestellt} \end{matrix}$$

Als Literatur für die Formeln dient:

Roloff/Matek Maschinenelemente 24. Auflage (Springer Vieweg)
Tabellenbuch Metall 48. Auflage (Europa Lehrmittel)

Gl.: TB:
TBM S.

$$\varepsilon_{\beta 34} := \frac{b_4 \cdot \tan(\beta)}{\pi \cdot m_{n34}} = 1.931 \quad \text{Gl.: 21.44}$$

$$\varepsilon_{\alpha 34} := \frac{0.5 \cdot \left(\sqrt{d_{a3}^2 - d_{b3}^2} + \frac{z_4}{|z_4|} \cdot \sqrt{d_{a4}^2 - d_{b4}^2} \right) - a_{v34} \cdot \sin(\alpha_{wt})}{\pi \cdot m_{t34} \cdot \cos(\alpha_t)} = 1.705 \quad \text{Gl.: 21.57}$$

$$\varepsilon_{\gamma 34} := \varepsilon_{\alpha 34} + \varepsilon_{\beta 34} = 3.636 \quad \text{Gl.: 21.46 / S.807}$$

Da $\varepsilon_{\alpha 1}$ und $\varepsilon_{\alpha 2}$ über 1,25 sind, ist die Mindestanforderung von 1,1 auf jeden Fall eingehalten.

16) Zusammenfassung wichtiger Komponenten der Zahnräder 1-4

	Zahnrad 1	Zahnrad 2	Zahnrad 3	Zahnrad 4
Zähnezahl	$z_1 = 25$	$z_2 = 99$	$z_3 = 24$	$z_4 = 79$
Teilkreisdurchmesser	$d_1 = 66.511 \text{ mm}$	$d_2 = 263.384 \text{ mm}$	$d_3 = 76.621 \text{ mm}$	$d_4 = 252.21 \text{ mm}$
Betriebswälzdurchmesser	$d_{wd1} = 66.297 \text{ mm}$	$d_{wd2} = 262.534 \text{ mm}$	$d_{wd3} = 76.621 \text{ mm}$	$d_{wd4} = 252.21 \text{ mm}$
Kopfkreisdurchmesser	$d_{a1} = 72.164 \text{ mm}$	$d_{a2} = 266.655 \text{ mm}$	$d_{a3} = 82.621 \text{ mm}$	$d_{a4} = 258.21 \text{ mm}$
Fußkreisdurchmesser	$d_{f1} = 60.926 \text{ mm}$	$d_{f2} = 255.417 \text{ mm}$	$d_{f3} = 70.621 \text{ mm}$	$d_{f4} = 246.21 \text{ mm}$
Zahnradbreite	$b_1 = 30 \text{ mm}$	$b_2 = 28 \text{ mm}$	$b_3 = 52 \text{ mm}$	$b_4 = 50 \text{ mm}$
Modul	$m_{n12} = 2.5 \text{ mm}$		$m_{n34} = 3 \text{ mm}$	
Achsabstand		$a_{v12} = 164.415 \text{ mm}$		$a_{v34} = 164.415 \text{ mm}$
Verschiebung	$V_1 = 0.332 \text{ mm}$	$V_2 = -0.859 \text{ mm}$	$V_3 = 0 \text{ mm}$	$V_4 = 0 \text{ mm}$
Profilüberdeckung		$\varepsilon_{\alpha 12} = 1.576$		$\varepsilon_{\alpha 34} = 1.705$
Sprungüberdeckung		$\varepsilon_{\beta 12} = 1.298$		$\varepsilon_{\beta 34} = 1.931$
Gesamtüberdeckung		$\varepsilon_{\gamma 12} = 2.873$		$\varepsilon_{\gamma 34} = 3.636$

Als Literatur für die Formeln dient:

Roloff/Matek Maschinenelemente 24. Auflage (Springer Vieweg)
Tabellenbuch Metall 48. Auflage (Europa Lehrmittel)

Gl.: TB:
TBM S.

17) ZahnradkräfteZahnrad 1:

Umfangskraft:

$$F_{T1} := \frac{2 \cdot T_{an}}{d_1} = 1.504 \text{ kN} \quad \text{Gl.:21.70}$$

Radialkraft:

$$F_{R1} := \frac{F_{T1} \cdot \tan(\alpha_n)}{\cos(\beta)} = 0.582 \text{ kN} \quad \text{Gl.:21.72}$$

Axialkraft:

$$F_{A1} := F_{T1} \cdot \tan(\beta) = 0.547 \text{ kN} \quad \text{Gl.:21.73}$$

Zahnrad 2:

Umfangskraft:

$$F_{T2} := |F_{T1}| = 1.504 \text{ kN}$$

Radialkraft:

$$F_{R2} := |F_{R1}| = 0.582 \text{ kN}$$

Axialkraft:

$$F_{A2} := |F_{A1}| = 0.547 \text{ kN}$$

Zahnrad 3:

Umfangskraft:

$$F_{T3} := 2 \cdot \frac{T_{an} \cdot i_{12}}{d_3} = 5.168 \text{ kN}$$

Radialkraft:

$$F_{R3} := \frac{F_{T3} \cdot \tan(\alpha_n)}{\cos(\beta)} = 2.002 \text{ kN}$$

Axialkraft:

$$F_{A3} := F_{T3} \cdot \tan(\beta) = 1.881 \text{ kN}$$

Als Literatur für die Formeln dient:

Roloff/Matek Maschinenelemente 24. Auflage (Springer Vieweg)
Tabellenbuch Metall 48. Auflage (Europa Lehrmittel)Gl.: TB:
TBM S.

Zahnrad 4:

Umfangskraft:

$$F_{T4} := |F_{T3}| = 5.168 \text{ kN}$$

Radialkraft:

$$F_{R4} := |F_{R3}| = 2.002 \text{ kN}$$

Axialkraft:

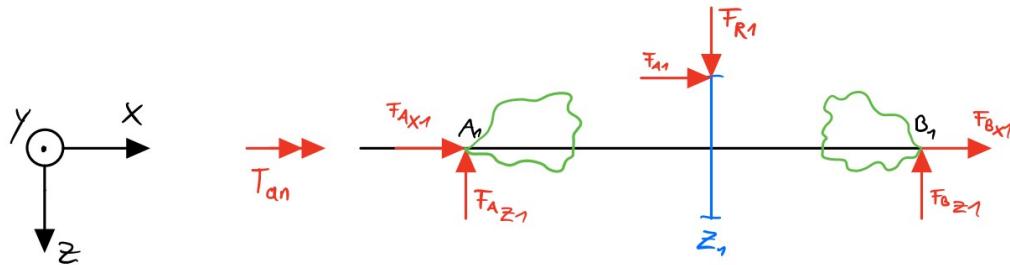
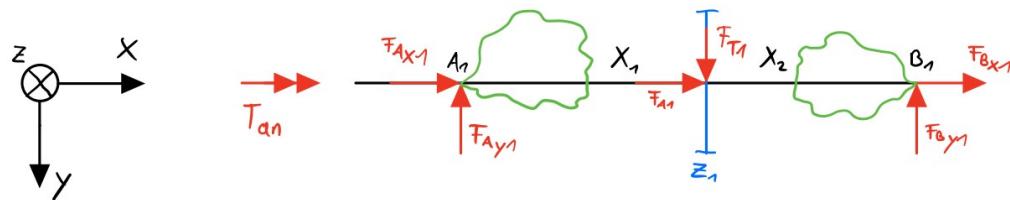
$$F_{A4} := |F_{A3}| = 1.881 \text{ kN}$$

Hier werden nur Beträge berechnet.

Die Richtungen der Kräfte sind den Schnittverläufen der Wellen zu entnehmen.

18) Lagerkräfte und Schnittgrößenverläufe Antriebswelle

Freischnitt der Antriebswelle



Längen: $X_1 := 33.5 \text{ mm}$ $X_2 := 26.5 \text{ mm}$

Lagerkräfte:

XY-Ebene:

$$F_{By1} := \frac{F_{T1} \cdot X_1}{(X_1 + X_2)} = 0.839 \text{ kN}$$

XZ-Ebene:

$$F_{Bz1} := \frac{F_{R1} \cdot X_1 + F_{A1} \cdot \frac{d_1}{2}}{(X_1 + X_2)} = 0.628 \text{ kN}$$

Als Literatur für die Formeln dient:

Roloff/Matek Maschinenelemente 24. Auflage (Springer Vieweg)
Tabellenbuch Metall 48. Auflage (Europa Lehrmittel)

Gl.: TB:
TBM S.

$$F_{Ay1} := F_{T1} - F_{By1} = 0.664 \text{ kN}$$

$$F_{Az1} := F_{R1} - F_{Bz1} = -0.046 \text{ kN}$$

Resultierende Lagerkräfte:

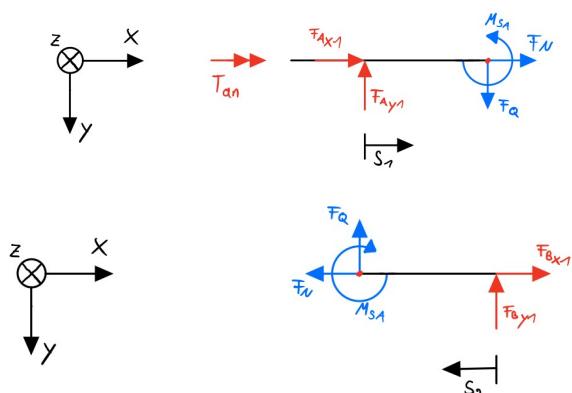
$$F_{RA1} := \sqrt{F_{Ay1}^2 + F_{Az1}^2} = 0.666 \text{ kN}$$

$$F_{RB1} := \sqrt{F_{By1}^2 + F_{Bz1}^2} = 1.049 \text{ kN}$$

Da $F_{RA1} < F_{RB1}$ wird das Lager A, mit den geringeren Radialkräften, als Festlager gewählt. Dadurch ergibt sich: $F_{Ax1} := -F_{A1} = -0.547 \text{ kN}$ mit: $F_{Bx1} := 0 \text{ kN}$

Schnittgrößenverläufe:

XY-Ebene:



Das Moment M_{sA} bezieht sich in allen folgenden Rechnungen auf den Punkt (S). Dabei ist der Schnittpunkt gemeint, also der Punkt, an dem die Normal- und Querkraft angreifen.

$$s_{1min} := 0 \text{ mm} \quad s_{1max} := X_1 = 33.5 \text{ mm}$$

$$s_{2min} := 0 \text{ mm} \quad s_{2max} := X_2 = 26.5 \text{ mm}$$

positives Schnittufer:

$$F_N := -F_{Ax1} = 0.547 \text{ kN}$$

$$F_Q := -F_{Ay1} = -0.664 \text{ kN}$$

$$M_{s1xy} := F_{Ay1} \cdot s_1$$

$$M_{s1xymin} := F_{Ay1} \cdot s_{1min} = 0 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$M_{s1xymax} := F_{Ay1} \cdot s_{1max} = 22.246 \text{ N} \cdot \text{m}$$

negatives Schnittufer:

$$F_N := F_{Bx1} = 0 \text{ kN}$$

$$F_Q := -F_{By1} = -0.839 \text{ kN}$$

Als Literatur für die Formeln dient:

Roloff/Matek Maschinenelemente 24. Auflage (Springer Vieweg)
Tabellenbuch Metall 48. Auflage (Europa Lehrmittel)

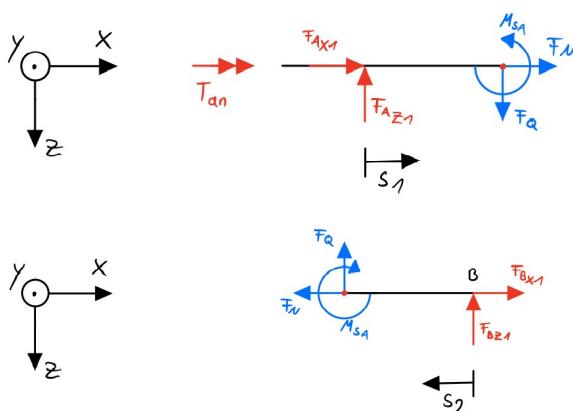
Gl.: TB:
TBM S.

$$M_{s2xy} := F_{By1} \cdot s_2$$

$$M_{s2xymin} := F_{By1} \cdot s_{2min} = 0 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$M_{s2xymax} := F_{By1} \cdot s_{2max} = 22.246 \text{ N} \cdot \text{m}$$

XZ-Ebene:



positives Schnittufer:

$$F_Q := -F_{Az1} = 0.046 \text{ kN}$$

$$M_{s1xz} := F_{Az1} \cdot s_1$$

$$M_{s1xzm} := F_{Az1} \cdot s_{1min} = 0 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$M_{s1xzx} := F_{Az1} \cdot s_{1max} = -1.544 \text{ N} \cdot \text{m}$$

negatives Schnittufer:

$$F_Q := -F_{Bz1} = -0.628 \text{ kN}$$

$$M_{s2xz} := F_{Bz1} \cdot s_2$$

$$M_{s2xzm} := F_{Bz1} \cdot s_{2min} = 0 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$M_{s2xzx} := F_{Bz1} \cdot s_{2max} = 16.654 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Maximales Drehmoment Antriebswelle

Als Literatur für die Formeln dient:

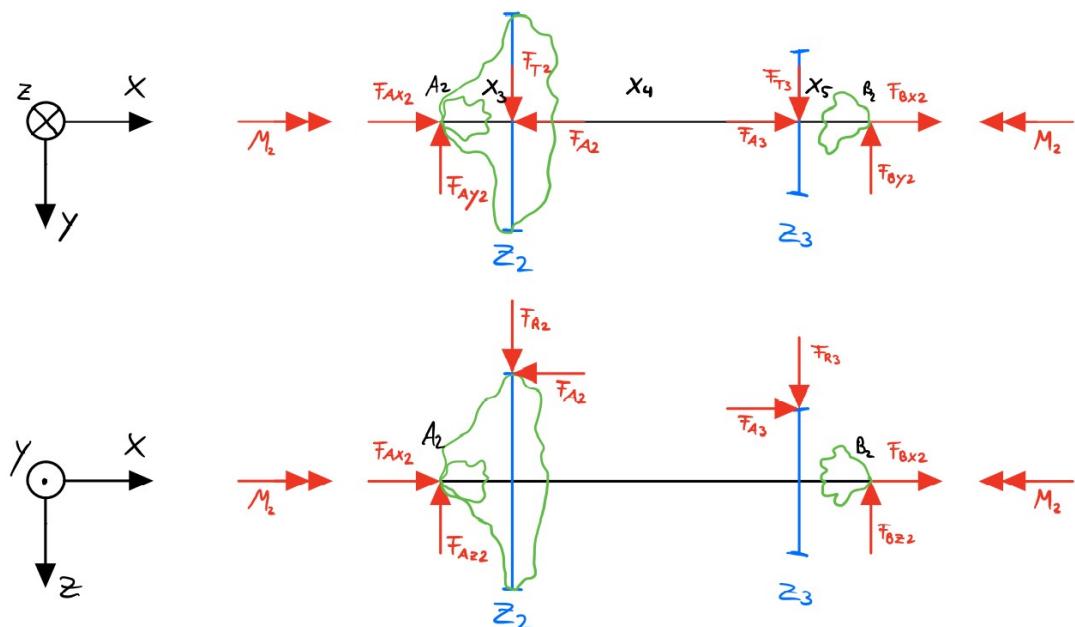
Roloff/Matek Maschinenelemente 24. Auflage (Springer Vieweg)
Tabellenbuch Metall 48. Auflage (Europa Lehrmittel)

Gl.: TB:
TBM S.

$$M_{sAmax} := \sqrt{2} \sqrt{(M_{s2xymax})^2 + (M_{s2xzmax})^2} = 27.789 \text{ N}\cdot\text{m}$$

19) Lagerkräfte und Schnittgrößenverläufe Vorgelegewelle

Freischnitt der Vorgelegewelle



Längen: $X_3 := 39.8 \text{ mm}$ $X_4 := 101.7 \text{ mm}$ $X_5 := 36.8 \text{ mm}$

Lagerkräfte:

XY-Ebene:

$$F_{By2} := \frac{F_{T2} \cdot X_3 + F_{T3} \cdot (X_3 + X_4)}{(X_3 + X_4 + X_5)} = 4.437 \text{ kN}$$

$$F_{Ay2} := F_{T2} + F_{T3} - F_{By2} = 2.235 \text{ kN}$$

XZ-Ebene:

$$F_{Bz2} := \frac{F_{R3} \cdot (X_3 + X_4) + F_{A3} \cdot \frac{d_3}{2} - F_{A2} \cdot \frac{d_2}{2} + F_{R2} \cdot X_3}{(X_3 + X_4 + X_5)} = 1.719 \text{ kN}$$

Als Literatur für die Formeln dient:

Roloff/Matek Maschinenelemente 24. Auflage (Springer Vieweg)
Tabellenbuch Metall 48. Auflage (Europa Lehrmittel)

Gl.: TB:
TBM S.

$$F_{Az2} := F_{R2} + F_{R3} - F_{Bz2} = 0.866 \text{ kN}$$

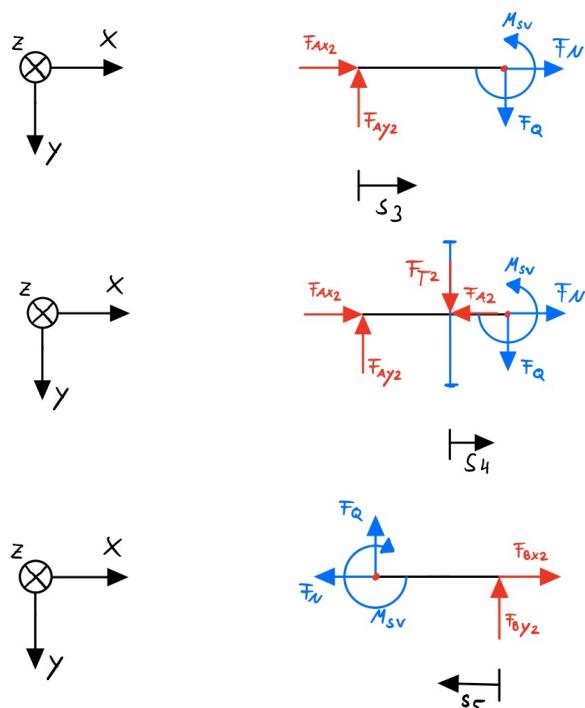
Resultierende Lagerkräfte:

$$F_{RA2} := \sqrt{F_{Ay2}^2 + F_{Ax2}^2} = 2.396 \text{ kN} \quad F_{RB2} := \sqrt{F_{By2}^2 + F_{Bz2}^2} = 4.758 \text{ kN}$$

Da $F_{RA2} < F_{RB2}$ wird das Lager A, mit den geringeren Radialkräften, als Festlager gewählt. Dadurch ergibt sich: $F_{Ax2} := F_{A2} - F_{A3} = -1.334 \text{ kN}$ mit: $F_{Bx2} := 0 \text{ kN}$

Schnittgrößenverläufe:

XY-Ebene:



$$s_{3min} := 0 \text{ mm} \quad s_{3max} := X_3 = 39.8 \text{ mm}$$

$$s_{4min} := 0 \text{ mm} \quad s_{4max} := X_4 = 101.7 \text{ mm}$$

$$s_{5min} := 0 \text{ mm} \quad s_{5max} := X_5 = 36.8 \text{ mm}$$

erstes positives Schnittufer:

$$F_N := -F_{Ax2} = 1.334 \text{ kN}$$

$$F_Q := -F_{Ay2} = -2.235 \text{ kN}$$

Als Literatur für die Formeln dient:

Roloff/Matek Maschinenelemente 24. Auflage (Springer Vieweg)
Tabellenbuch Metall 48. Auflage (Europa Lehrmittel)

Gl.: TB:
TBM S.

$$M_{s3xy} := F_{Ay2} \cdot s_3$$

$$M_{s3xymin} := F_{Ay2} \cdot s_{3min} = 0 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$M_{s3xymax} := F_{Ay2} \cdot s_{3max} = 88.937 \text{ N} \cdot \text{m}$$

zweites positives Schnittufer:

$$F_N := F_{A2} - F_{Ax2} = 1.881 \text{ kN}$$

$$F_Q := F_{Ay2} - F_{T2} = 0.731 \text{ kN}$$

$$M_{s4xy} := F_{Ay2} \cdot (s_3 + s_4) - F_{T2} \cdot s_4$$

$$M_{s4xymin} := F_{Ay2} \cdot (s_{3max} + s_{4min}) - F_{T2} \cdot s_{4min} = 88.937 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$M_{s4xymax} := F_{Ay2} \cdot (s_{3max} + s_{4max}) - F_{T2} \cdot s_{4max} = 163.29 \text{ N} \cdot \text{m}$$

negatives Schnittufer:

$$F_N := F_{Bx2} = 0 \text{ N}$$

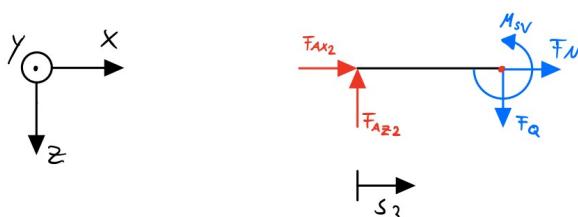
$$F_Q := -F_{By2} = -4.437 \text{ kN}$$

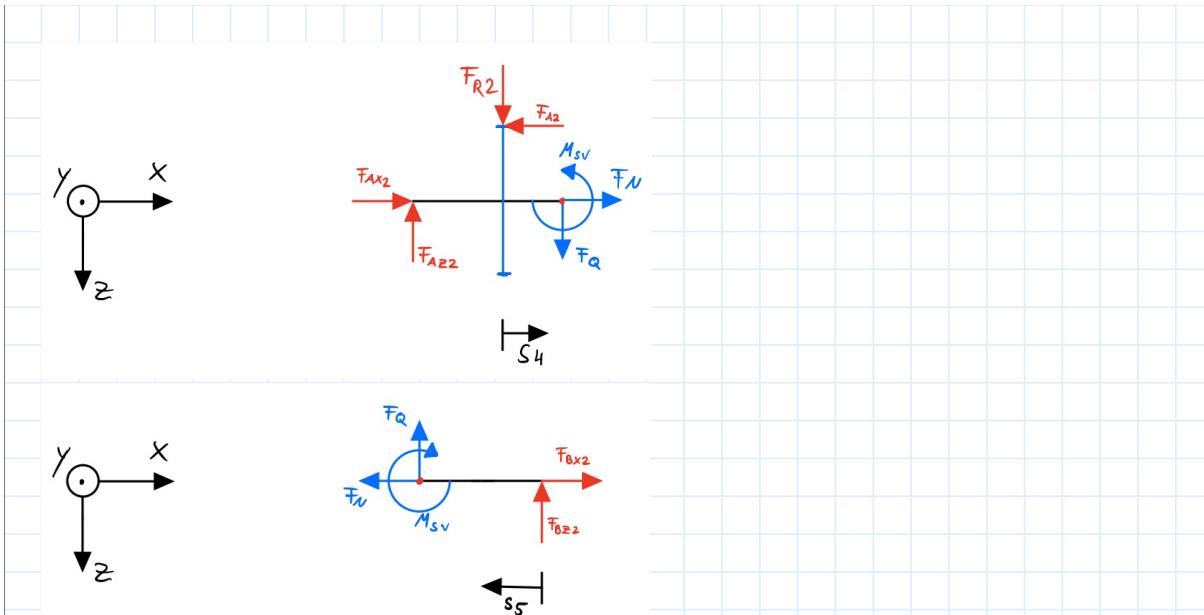
$$M_{s5xy} := F_{By2} \cdot s_5$$

$$M_{s5xymin} := F_{By2} \cdot s_{5min} = 0 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$M_{s5xymax} := F_{By2} \cdot s_{5max} = 163.29 \text{ N} \cdot \text{m}$$

XZ-Ebene:





erstes positives Schnittufer:

$$F_Q := -F_{Az2} = -0.866 \text{ kN}$$

$$M_{s3xz} := F_{Az2} \cdot s_3 \quad M_{s3xzmin} := F_{Az2} \cdot s_{3min} = 0 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$M_{s3xzmax} := F_{Az2} \cdot s_{3max} = 34.448 \text{ N} \cdot \text{m}$$

zweites positives Schnittufer:

$$F_Q := F_{Az2} - F_{R2} = 0.283 \text{ kN}$$

$$M_{s4xz} := F_{Az2} \cdot (s_3 + s_4) - F_{R2} \cdot s_4 - F_{A2} \cdot \frac{d_2}{2}$$

$$M_{s4xzmin} := F_{Az2} \cdot (s_{3max} + s_{4min}) - F_{R2} \cdot s_{4min} - F_{A2} \cdot \frac{d_2}{2} = -37.618 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$M_{s4xzmax} := F_{Az2} \cdot (s_{3max} + s_{4max}) - F_{R2} \cdot s_{4max} - F_{A2} \cdot \frac{d_2}{2} = -8.819 \text{ N} \cdot \text{m}$$

negatives Schnittufer:

$$F_Q := -F_{Bz2} = -1.719 \text{ kN}$$

$$M_{s5xz} := F_{By2} \cdot s_5 \quad M_{s5xzmin} := F_{Bz2} \cdot s_{5min} = 0 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$M_{s5xzmax} := F_{Bz2} \cdot s_{5max} = 63.247 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Als Literatur für die Formeln dient:

Roloff/Matek Maschinenelemente 24. Auflage (Springer Vieweg)
Tabellenbuch Metall 48. Auflage (Europa Lehrmittel)

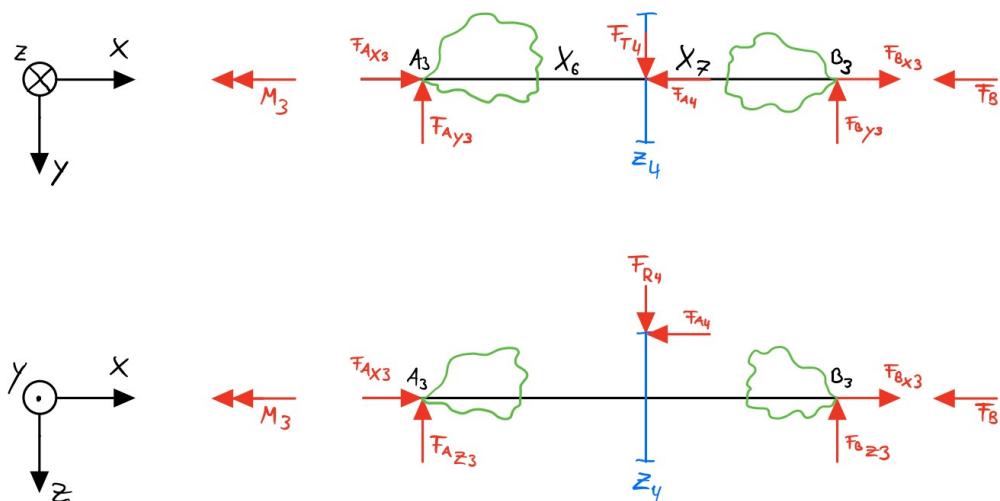
Gl.: TB:
TBM S.

Maximales Drehmoment Vorgelegegewelle

$$M_{sVmax} := \sqrt{M_{s5xzmax}^2 + M_{s5xymax}^2} = 175.11 \text{ N}\cdot\text{m}$$

20) Lagerkräfte und Schnittgrößenverläufe Abtriebswelle

Freischnitt der Abtriebswelle



Längen: $X_6 := 39.7 \text{ mm}$ $X_7 := 45.3 \text{ mm}$

Lagerkräfte:

XY-Ebene:

$$F_{By3} := \frac{F_{T4} \cdot X_6}{(X_6 + X_7)} = 2.414 \text{ kN}$$

$$F_{Ay3} := F_{T4} - F_{By3} = 2.754 \text{ kN}$$

XZ-Ebene:

$$F_{Bz3} := \frac{F_{R4} \cdot X_6 - F_{A4} \cdot \frac{d_4}{2}}{(X_6 + X_7)} = -1.856 \text{ kN}$$

$$F_{Az3} := F_{R4} - F_{Bz3} = 3.858 \text{ kN}$$

Als Literatur für die Formeln dient:

Roloff/Matek Maschinenelemente 24. Auflage (Springer Vieweg)
Tabellenbuch Metall 48. Auflage (Europa Lehrmittel)

Gl.: TB:
TBM S.

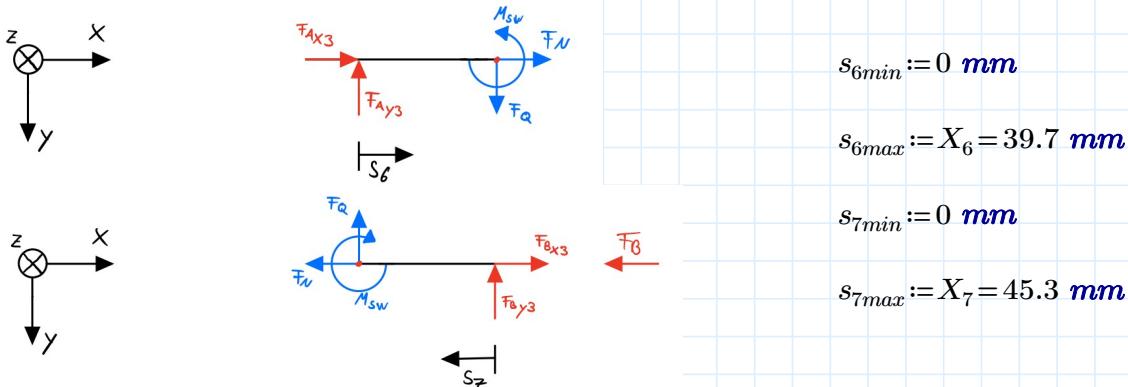
Resultierende Lagerkräfte:

$$F_{RA3} := \sqrt{F_{Ay3}^2 + F_{Az3}^2} = 4.74 \text{ kN} \quad F_{RB3} := \sqrt{F_{By3}^2 + F_{Bz3}^2} = 3.045 \text{ kN}$$

Da $F_{RB3} < F_{RA3}$ wird das Lager B, mit den geringeren Radialkräften, als Festlager gewählt. Dadurch ergibt sich: $F_{Bx3} := F_{A4} + F_B = 3.381 \text{ kN}$ mit: $F_{Ax3} := 0 \text{ kN}$

Schnittgrößenverläufe:

XY-Ebene:



$$s_{6min} := 0 \text{ mm}$$

$$s_{6max} := X_6 = 39.7 \text{ mm}$$

$$s_{7min} := 0 \text{ mm}$$

$$s_{7max} := X_7 = 45.3 \text{ mm}$$

positives Schnittufer:

$$F_N := -F_{Ax3} = 0 \text{ N}$$

$$F_Q := F_{Ay3} = 2.754 \text{ kN}$$

$$M_{s6xy} := F_{Ay3} \cdot s_6$$

$$M_{s6xymin} := F_{Ay3} \cdot s_{6min} = 0 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$M_{s6xymax} := F_{Ay3} \cdot s_{6max} = 109.35 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Als Literatur für die Formeln dient:

Roloff/Matek Maschinenelemente 24. Auflage (Springer Vieweg)
Tabellenbuch Metall 48. Auflage (Europa Lehrmittel)

Gl.: TB:
TBM S.

negatives Schnittufer:

$$F_N := F_{Bx3} - F_B = 1.881 \text{ kN}$$

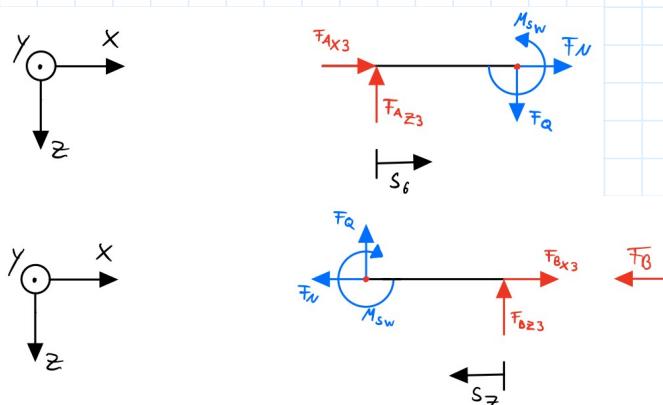
$$F_Q := -F_{By3} = -2.414 \text{ kN}$$

$$M_{s7xy} := F_{By3} \cdot s_7$$

$$M_{s7xymin} := F_{By3} \cdot s_{7min} = 0 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$M_{s7xymax} := F_{By3} \cdot s_{7max} = 109.35 \text{ N} \cdot \text{m}$$

XZ-Ebene:



positives Schnittufer:

$$F_Q := F_{Az3} = 3.858 \text{ kN}$$

$$M_{s6xz} := F_{Az3} \cdot s_6$$

$$M_{s6xzmin} := F_{Az3} \cdot s_{6min} = 0 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$M_{s6xymax} := F_{Az3} \cdot s_{6max} = 153.149 \text{ N} \cdot \text{m}$$

negatives Schnittufer:

$$F_Q := -F_{Bz3} = 1.856 \text{ kN}$$

$$M_{s7xz} := F_{Bz3} \cdot s_7$$

$$M_{s7xzmin} := F_{Bz3} \cdot s_{7min} = 0 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$M_{s7xymax} := F_{Bz3} \cdot s_{7max} = -84.069 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Maximales Drehmoment Abtriebswelle

$$M_{swmax} := \sqrt{(M_{s6xymax})^2 + (M_{s6xymax})^2} = 188.181 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Als Literatur für die Formeln dient:

Roloff/Matek Maschinenelemente 24. Auflage (Springer Vieweg)
Tabellenbuch Metall 48. Auflage (Europa Lehrmittel)

Gl.: TB:
TBM S.

21) Auswahl Lagergröße

Antriebswelle

$$P_{1L} := |F_{RB1}| = 1.049 \text{ kN}$$

$$P_{1F} := 1.5 \text{ kN}$$

$p := 3$ Aufgrund von Rillenkugellager

$$L_{10h} := 10000 \text{ hr}$$

Loslager B

$$C_{erf} := P_{1L} \cdot \sqrt[p]{\frac{n_{an} \cdot L_{10h}}{10^6}} = 11.143 \text{ kN} \quad \text{Gl.: 14.1}$$

gewählt: 6006

Festlager A

$$C_{erf} := P_{1F} \cdot \sqrt[p]{\frac{n_{an} \cdot L_{10h}}{10^6}} = 15.94 \text{ kN} \quad \text{Gl.: 14.1}$$

gewählt: 6206

Vorgelegewelle

$$n_2 := \frac{2000 \cdot \text{min}^{-1}}{i_{12}} = 505.051 \frac{1}{\text{min}} \quad d_{W2} = 45 \text{ mm}$$

Loslager B

$$P_{2L} := F_{RB2} = 4.758 \text{ kN}$$

$$C_{erf} := P_{2L} \cdot \sqrt[p]{\frac{n_2 \cdot L_{10h}}{10^6}} = 31.961 \text{ kN}$$

Gl.: 14.1

gewählt: 6209

Festlager A

$$P_{2F} := 6 \text{ kN}$$

$$C_{erf} := P_{2F} \cdot \sqrt[p]{\frac{n_2 \cdot L_{10h}}{10^6}} = 40.301 \text{ kN}$$

gewählt: 6309

Als Literatur für die Formeln dient:

Roloff/Matek Maschinenelemente 24. Auflage (Springer Vieweg)
Tabellenbuch Metall 48. Auflage (Europa Lehrmittel)

Gl.: TB:
TBM S.

Abtriebswelle

$$n_3 := \frac{2000 \cdot \text{min}^{-1}}{i_{ges}} = 153.433 \frac{1}{\text{min}} \quad d_{W3} = 60 \text{ mm}$$

Loslager A

$$P_{3L} := |F_{RA3}| = 4.74 \text{ kN}$$

$$C_{erf} := P_{3L} \cdot \sqrt[p]{\frac{n_3 \cdot L_{10h}}{10^6}} = 21.403 \text{ kN}$$

gewählt: 6012

Festlager B

$$P_{3F} := 10 \text{ kN}$$

$$C_{erf} := P_{3F} \cdot \sqrt[p]{\frac{n_3 \cdot L_{10h}}{10^6}} = 45.153 \text{ kN}$$

gewählt: 6212

22) Lebensdauer der Lager

Antriebswelle

$$c_{6006} := 13.8 \text{ kN}$$

$$l_{10;6006} := \frac{10^6}{n_{an}} \cdot \left(\frac{c_{6006}}{P_{1L}} \right)^3 = (1.899 \cdot 10^4) \text{ hr} \quad \text{Gl.: 14.5a}$$

$$c_{6206} := 20.3 \text{ kN} \quad c_{0.6206} := 11.2 \text{ kN}$$

$$\frac{|F_{Ax1}|}{F_{RA1}} = 0.822 \quad \frac{|F_{Ax1}|}{c_{0.6206}} = 0.049$$

$$\frac{|F_{Ax1}|}{F_{RA1}} > e \quad \text{d.h.} \quad X_{6206} := 0.56 \quad Y_{6206} := 1.8 \quad \text{TB: 14-3a}$$

$$P_{6206} := X_{6206} \cdot F_{RA1} + Y_{6206} \cdot |F_{Ax1}| = 1.358 \text{ kN}$$

$$l_{10h;6206} := \frac{10^6}{n_{an}} \cdot \left(\frac{c_{6206}}{P_{6206}} \right)^p = (2.785 \cdot 10^4) \text{ hr}$$

Als Literatur für die Formeln dient:

Roloff/Matek Maschinenelemente 24. Auflage (Springer Vieweg)
Tabellenbuch Metall 48. Auflage (Europa Lehrmittel)

Gl.: TB:
TBM S.

Vorgelegewelle

$$c_{6209} := 33.5 \text{ kN}$$

$$l_{10,6209} := \frac{10^6}{n_2} \cdot \left(\frac{c_{6209}}{P_{2L}} \right)^3 = (1.151 \cdot 10^4) \text{ hr} \quad \text{Gl.: 14.5a}$$

$$c_{0.6309} := 31.5 \text{ kN}$$

$$\frac{|F_{Bx2}|}{F_{RB2}} = 0$$

$$\frac{|F_{Bx2}|}{c_{0.6309}} = 0$$

$$\frac{|F_{Bx2}|}{F_{RB2}} < e$$

$$X_{6309} := 1$$

$$Y_{6309} := 0$$

TB: 14-3a

$$P_{6309} := X_{6309} \cdot F_{RB2} + Y_{6309} \cdot |F_{Bx2}| = 4.758 \text{ kN}$$

$$l_{10h,6309} := \frac{10^6}{n_3} \cdot \left(\frac{c_{6309}}{P_{6309}} \right)^p = (1.501 \cdot 10^5) \text{ hr}$$

Abtriebswelle

$$c_{6012} := 29 \text{ kN}$$

$$l_{10,6012} := \frac{10^6}{n_3} \cdot \left(\frac{c_{6012}}{P_{3L}} \right)^3 = (2.488 \cdot 10^4) \text{ hr} \quad \text{Gl.: 14.5a}$$

$$c_{6212} := 52 \text{ kN}$$

$$\frac{|F_{Bx3}|}{F_{RA3}} = 0.713$$

$$c_{0,6212} := 36 \text{ kN}$$

$$\frac{|F_{Bx3}|}{c_{0,6212}} = 0.094$$

$$\frac{|F_{Bx3}|}{F_{RA3}} > e \quad d.h.$$

$$X_{6212} := 0.56 \quad Y_{6212} := 1.8$$

TB: 14-3a

$$P_{6212} := X_{6212} \cdot F_{RA3} + Y_{6212} \cdot |F_{Bx3}| = 8.74 \text{ kN}$$

$$l_{10,6212} := \frac{10^6}{n_3} \cdot \left(\frac{c_{6212}}{P_{6212}} \right)^3 = (2.287 \cdot 10^4) \text{ hr}$$

Als Literatur für die Formeln dient:

Roloff/Matek Maschinenelemente 24. Auflage (Springer Vieweg)
Tabellenbuch Metall 48. Auflage (Europa Lehrmittel)

Gl.: TB:
TBM S.

23) Zusammenfassung der gewählten Lager

Welle	Loslager	Lebensdauer (<i>hr</i>)	Festlager	Lebensdauer (<i>hr</i>)
Antriebswelle	6006	19220	6206	27660
Vorgelegewelle	6209	11510	6309	150100
Abtriebswelle	6012	26410	6212	23290

24) Allgemeine Daten Festigkeitsnachweis

Wellenmaterial nach Vereinbarungen 42CrMo4

$$R_m := 1100 \frac{N}{mm^2} \quad R_{p0;2N} := 900 \frac{N}{mm^2}$$

TB: 1-1

$$\sigma_{bWN} := 550 \frac{N}{mm^2} \quad \tau_{tWN} := 330 \frac{N}{mm^2}$$

$$R_z := 6.3 \mu m$$

TB: 2-12

25) Festigkeitsnachweis Antriebswelle

Statischer Festigkeitsnachweis:

Nach Schema RM S.72

vorhandene Spannungen:

Biegung

$$W_{B1} := 0.012 \cdot (d_{W1} + (d_{W1} - t_{1,W1}))^3 = (2.107 \cdot 10^3) mm^3$$

TB: 11-3

$$\sigma_{bmax1} := \frac{M_{sAmax}}{W_{B1}} = 13.186 \frac{N}{mm^2}$$

Bild 3.2

Als Literatur für die Formeln dient:

Roloff/Matek Maschinenelemente 24. Auflage (Springer Vieweg)
Tabellenbuch Metall 48. Auflage (Europa Lehrmittel)

Gl.: TB:
TBM S.

Torsion

$$W_{T1} := 0.2 \cdot (d_{W1} - t_{1,W1})^3 = (3.515 \cdot 10^3) \text{ mm}^3 \quad \text{TB: 11-3}$$

$$\tau_{tmax1} := \frac{T_{an}}{W_{T1}} = 14.224 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \quad \text{Bild 3.2}$$

Technologischer Größeneinflussfaktor

$$K_{t1} := 1 - 0.26 \cdot \log\left(\frac{(d_{W1} - t_{1,W1})}{16 \text{ mm}}\right) = 0.945 \quad \text{TB: 3-11}$$

Bauteilfestigkeit:

$$\sigma_{bF1} := 1.2 \cdot R_{p0;2N} \cdot K_{t1} = (1.021 \cdot 10^3) \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$\tau_{tF1} := 1.2 \cdot R_{p0;2N} \cdot \frac{K_{t1}}{\sqrt[2]{3}} = 589.355 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Gesamtsicherheit:

$$S_{F1} := \frac{1}{\sqrt[2]{\left(\frac{\sigma_{bmax1}}{\sigma_{bF1}}\right)^2 + \left(\frac{\tau_{tmax1}}{\tau_{tF1}}\right)^2}} = 36.53$$

$$S_{F1min} := 2 \quad \text{TB: 3-14}$$

Mit $S_{F1} > S_{F1min}$ ist die Antriebswelle bisher statisch fest.

Dynamischer Festigkeitsnachweis:

Nach Schema RM
S.73

vorhandene Spannungen:

Biegung

$$\sigma_{ba1} := \frac{M_{sAmax} \cdot K_A}{W_{B1}} = 26.373 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \quad \text{Belastungsfaktor beachtet}$$

$$\sigma_{bm1} := 0 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \quad \text{Hinweis S.73}$$

Als Literatur für die Formeln dient:

Roloff/Matek Maschinenelemente 24. Auflage (Springer Vieweg)
Tabellenbuch Metall 48. Auflage (Europa Lehrmittel)

Gl.: TB:
TBM S.

Torsion

$$\tau_{ta1} := \frac{T_{an} \cdot K_A}{W_{T1}} = 28.448 \frac{N}{mm^2}$$

$$\tau_{tm1} := 0 \frac{N}{mm^2}$$

Konstruktionsfaktoren:

Kerbwirkungszahl

$$\beta_{kb1} := 2.4$$

$$\beta_{kt1} := 2.2$$

TB: 3-8 / 3-9

Geometrischer Größeneinflussfaktor

$$K_{g1} := 1 - 0.2 \cdot \frac{\log\left(\frac{(d_{W1} - t_{1,W1})}{7.5 mm}\right)}{\log(20)} = 0.917 \quad TB: 3-11c$$

Oberflächenrauheit

$$K_{O\sigma1} := 1 - 0.22 \cdot \log\left(\frac{R_z}{\mu m}\right) \cdot \left(\log\left(\frac{R_m}{20 \frac{N}{mm^2}}\right) - 1 \right) = 0.87 \quad TB: 3-10$$

$$K_{O\tau1} := 0.575 \cdot K_{O\sigma1} + 0.425 = 0.925$$

Oberflächenverfestigung

$$K_{V1} := 1.2$$

TB: 3-12

$$K_{Db1} := \left(\frac{\beta_{kb1}}{K_{g1}} + \frac{1}{K_{O\sigma1}} - 1 \right) \cdot \frac{1}{K_{V1}} = 2.306 \quad Gl.: 3.16$$

$$K_{Dt1} := \left(\frac{\beta_{kt1}}{K_{g1}} + \frac{1}{K_{O\tau1}} - 1 \right) \cdot \frac{1}{K_{V1}} = 2.067$$

Wechselfestigkeit für die Antriebswelle

$$\sigma_{bWN} := K_{t1} \cdot \frac{\sigma_{bWN}}{K_{Db1}} = 225.457 \frac{N}{mm^2}$$

$$\tau_{tWN} := K_{t1} \cdot \frac{\tau_{tWN}}{K_{Dt1}} = 150.921 \frac{N}{mm^2}$$

Als Literatur für die Formeln dient:

Roloff/Matek Maschinenelemente 24. Auflage (Springer Vieweg)
Tabellenbuch Metall 48. Auflage (Europa Lehrmittel)

Gl.: TB:
TBM S.

Durch das wählen von $\sigma_{bm1} = 0 \frac{N}{mm^2}$ und $\tau_{tm1} = 0 \frac{N}{mm^2}$ werden die weiteren Zwischenrechnungen aus dem Roloff/Matek gleich null. So kann direkt die Gesamtsicherheit berechnet werden.

Gesamtsicherheit

$$S_{D1} := \frac{1}{\sqrt{\left(\frac{\sigma_{ba1}}{\sigma_{bGW1}}\right)^2 + \left(\frac{\tau_{ta1}}{\tau_{tGW1}}\right)^2}} = 4.508$$

$$S_{D1min} := 1.5$$

Voraussetzung

$$S_{z1} := 1.2$$

TB: 3-14c

$$S_{Derf1} := S_{D1min} \cdot S_{z1} = 1.8$$

Gl.: 3.31

Mit $S_{D1} > S_{Derf1}$ ist die Antriebswelle dauerfest.

26) Festigkeitsnachweis Vorgelegewelle

Statischer Festigkeitsnachweis:

Nach Schema RM
S.72

vorhandene Spannungen:

Biegung

$$W_{B2} := 0.012 \cdot (d_{W2} + (d_{W2} - t_{1,W2}))^3 = (7.24 \cdot 10^3) \text{ mm}^3 \quad \text{TB: 11-3}$$

$$\sigma_{bmax2} := \frac{M_{sVmax}}{W_{B2}} = 24.186 \frac{N}{mm^2} \quad \text{Bild 3.2}$$

Torsion

$$W_{T2} := 0.2 \cdot (d_{W2} - t_{1,W2})^3 = (1.233 \cdot 10^4) \text{ mm}^3 \quad \text{TB: 11-3}$$

$$\tau_{tmax2} := \frac{T_{an} \cdot i_{12}}{W_{T2}} = 16.064 \frac{N}{mm^2} \quad \text{Bild 3.2}$$

Als Literatur für die Formeln dient:

Roloff/Matek Maschinenelemente 24. Auflage (Springer Vieweg)
Tabellenbuch Metall 48. Auflage (Europa Lehrmittel)

Gl.: TB:
TBM S.

Technologischer Größeneinflussfaktor

$$K_{t2} := 1 - 0.26 \cdot \log\left(\frac{(d_{W2} - t_{1,W2})}{16 \text{ mm}}\right) = 0.898$$

TB: 3-11

Bauteilfestigkeit:

$$\sigma_{bF2} := 1.2 \cdot R_{p0;2N} \cdot K_{t2} = 969.792 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$\tau_{tF2} := 1.2 \cdot R_{p0;2N} \cdot \frac{K_{t2}}{\sqrt{3}} = 559.91 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Gesamtsicherheit:

$$S_{F2} := \frac{1}{\sqrt{\left(\frac{\sigma_{bmax2}}{\sigma_{bF2}}\right)^2 + \left(\frac{\tau_{tmax2}}{\tau_{tF2}}\right)^2}} = 26.306$$

$$S_{F2min} := 2$$

TB: 3-14

Mit $S_{F2} > S_{F2min}$ ist die Vorgelegewelle bisher statisch fest.

Dynamischer Festigkeitsnachweis:

Nach Schema RM
S.73

vorhandene Spannungen:

Biegung

$$\sigma_{ba2} := \frac{M_{sVmax} \cdot K_A}{W_{B2}} = 48.372 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Belastungsfaktor
beachtet

$$\sigma_{bm2} := 0 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Hinweis S.73

Torsion

$$\tau_{ta2} := \frac{T_{an} \cdot i_{12} \cdot K_A}{W_{T2}} = 32.127 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Als Literatur für die Formeln dient:

Roloff/Matek Maschinenelemente 24. Auflage (Springer Vieweg)
Tabellenbuch Metall 48. Auflage (Europa Lehrmittel)

Gl.: TB:
TBM S.

$$\tau_{tm2} := 0 \frac{N}{mm^2}$$

Konstruktionsfaktoren:

Kerbwirkungszahl

$$\beta_{kb2} := 2.4$$

$$\beta_{kt2} := 2.2$$

TB: 3-8 / 3-9

Geometrischer Größeneinflussfaktor

$$K_{g2} := 1 - 0.2 \cdot \frac{\log\left(\frac{(d_{W2} - t_{1;W2})}{7.5 \text{ mm}}\right)}{\log(20)} = 0.889 \quad \text{TB: 3-11c}$$

Oberflächenrauheit

$$K_{O\sigma2} := 1 - 0.22 \cdot \log\left(\frac{R_z}{\mu m}\right) \cdot \left(\log\left(\frac{R_m}{20 \frac{N}{mm^2}}\right) - 1 \right) = 0.87 \quad \text{TB: 3-10}$$

$$K_{Or2} := 0.575 \cdot K_{O\sigma2} + 0.425 = 0.925$$

Oberflächenverfestigung

$$K_{V2} := 1.2$$

TB: 3-12

$$K_{Db2} := \left(\frac{\beta_{kb2}}{K_{g2}} + \frac{1}{K_{O\sigma2}} - 1 \right) \cdot \frac{1}{K_{V2}} = 2.374 \quad \text{Gl.: 3.16}$$

$$K_{Dt2} := \left(\frac{\beta_{kt2}}{K_{g2}} + \frac{1}{K_{Or2}} - 1 \right) \cdot \frac{1}{K_{V2}} = 2.129$$

Wechselfestigkeit für die Vorgelegewelle

$$\sigma_{bGW2} := K_{t2} \cdot \frac{\sigma_{bWN}}{K_{Db2}} = 208.014 \frac{N}{mm^2}$$

$$\tau_{tGW2} := K_{t2} \cdot \frac{\tau_{tWN}}{K_{Dt2}} = 139.154 \frac{N}{mm^2}$$

Als Literatur für die Formeln dient:

Roloff/Matek Maschinenelemente 24. Auflage (Springer Vieweg)
Tabellenbuch Metall 48. Auflage (Europa Lehrmittel)

Gl.: TB:
TBM S.

Durch das wählen von $\sigma_{bm2} = 0 \frac{N}{mm^2}$ und $\tau_{tm2} = 0 \frac{N}{mm^2}$ werden die weiteren Zwischenrechnungen aus dem Roloff/Matek gleich null. So kann direkt die Gesamtsicherheit berechnet werden.

Gesamtsicherheit

$$S_{D2} := \frac{1}{\sqrt{\left(\frac{\sigma_{ba2}}{\sigma_{bGW2}}\right)^2 + \left(\frac{\tau_{ta2}}{\tau_{tGW2}}\right)^2}} = 3.052$$

$$S_{D2min} := 1.5$$

Voraussetzung

$$S_{z2} := 1.4$$

TB: 3-14c

$$S_{Derf2} := S_{D2min} \cdot S_{z2} = 2.1$$

Gl.: 3.31

Mit $S_{D2} > S_{Derf2}$ ist die Vorgelegewelle dauerfest.

27) Festigkeitsnachweis Abtriebswelle

Statischer Festigkeitsnachweis:

Nach Schema RM
S.72

vorhandene Spannungen:

Biegung

$$W_{B3} := 0.012 \cdot (d_{W3} + (d_{W3} - t_{1,W3}))^3 = (1.731 \cdot 10^4) \text{ mm}^3 \quad \text{TB: 11-3}$$

$$\sigma_{bmax3} := \frac{M_{sWmax}}{W_{B3}} = 10.868 \frac{N}{mm^2} \quad \text{Bild 3.2}$$

Torsion

$$W_{T3} := 0.2 \cdot (d_{W3} - t_{1,W3})^3 = (2.978 \cdot 10^4) \text{ mm}^3 \quad \text{TB: 11-3}$$

$$\tau_{tmax3} := \frac{T_{ab2}}{W_{T3}} = 21.889 \frac{N}{mm^2} \quad \text{Bild 3.2}$$

Technologischer Größeneinflussfaktor

$$K_{t3} := 1 - 0.26 \cdot \log\left(\frac{(d_{W3} - t_{1,W3})}{16 \text{ mm}}\right) = 0.865 \quad \text{TB: 3-11}$$

Als Literatur für die Formeln dient:

Roloff/Matek Maschinenelemente 24. Auflage (Springer Vieweg)
Tabellenbuch Metall 48. Auflage (Europa Lehrmittel)

Gl.: TB:
TBM S.

Bauteilfestigkeit:

$$\sigma_{bF3} := 1.2 \cdot R_{p0;2N} \cdot K_{t3} = 933.94 \frac{N}{mm^2}$$

$$\tau_{tF3} := 1.2 \cdot R_{p0;2N} \cdot \frac{K_{t3}}{\sqrt{3}} = 539.211 \frac{N}{mm^2}$$

Gesamtsicherheit:

$$S_{F3} := \frac{1}{\sqrt{\left(\frac{\sigma_{bmax3}}{\sigma_{bF3}}\right)^2 + \left(\frac{\tau_{tmax3}}{\tau_{tF3}}\right)^2}} = 23.68$$

$$S_{F3min} := 2$$

TB: 3-14

Mit $S_{F3} > S_{F3min}$ ist die Abtriebswelle bisher statisch fest.

Dynamischer Festigkeitsnachweis:

Nach Schema RM
S.73

vorhandene Spannungen:

Biegung

$$\sigma_{ba3} := \frac{M_{sWmax} \cdot K_A}{W_{B3}} = 21.736 \frac{N}{mm^2}$$

Belastungsfaktor
beachtet

$$\sigma_{bm3} := 0 \frac{N}{mm^2}$$

Hinweis S.73

Torsion

$$\tau_{ta3} := \frac{T_{ab2} \cdot K_A}{W_{T3}} = 43.778 \frac{N}{mm^2}$$

$$\tau_{tm3} := 0 \frac{N}{mm^2}$$

Als Literatur für die Formeln dient:

Roloff/Matek Maschinenelemente 24. Auflage (Springer Vieweg)
Tabellenbuch Metall 48. Auflage (Europa Lehrmittel)

Gl.: TB:
TBM S.

Konstruktionsfaktoren:

Kerbwirkungszahl

$$\beta_{kb3} := 2.4 \quad \beta_{kt3} := 2.2$$

TB: 3-8 / 3-9

Geometrischer Größeneinflussfaktor

$$K_{g3} := 1 - 0.2 \cdot \frac{\log\left(\frac{(d_{W3} - t_{1;W3})}{7.5 \text{ mm}}\right)}{\log(20)} = 0.869 \quad \text{TB: 3-11c}$$

Oberflächenrauheit

$$K_{O\sigma3} := 1 - 0.22 \cdot \log\left(\frac{R_z}{\mu\text{m}}\right) \cdot \left(\log\left(\frac{R_m}{20 \frac{N}{mm^2}}\right) - 1 \right) = 0.87 \quad \text{TB: 3-10}$$

$$K_{O\tau3} := 0.575 \cdot K_{O\sigma3} + 0.425 = 0.925$$

Oberflächenverfestigung

$$K_{V3} := 1.2$$

TB: 3-12

$$K_{Db3} := \left(\frac{\beta_{kb3}}{K_{g3}} + \frac{1}{K_{O\sigma3}} - 1 \right) \cdot \frac{1}{K_{V3}} = 2.425 \quad \text{Gl.: 3.16}$$

$$K_{Dt3} := \left(\frac{\beta_{kt3}}{K_{g3}} + \frac{1}{K_{O\tau3}} - 1 \right) \cdot \frac{1}{K_{V3}} = 2.176$$

Wechselfestigkeit für die Abtriebswelle

$$\sigma_{bGW3} := K_{t3} \cdot \frac{\sigma_{bWN}}{K_{Db3}} = 196.129 \frac{N}{mm^2}$$

$$\tau_{tGW3} := K_{t3} \cdot \frac{\tau_{tWN}}{K_{Dt3}} = 131.143 \frac{N}{mm^2}$$

Durch das wählen von $\sigma_{bm3} = 0 \frac{N}{mm^2}$ und $\tau_{tm3} = 0 \frac{N}{mm^2}$ werden die weiteren

Zwischenrechnungen aus dem Roloff/Matek gleich null. So kann direkt die Gesamtsicherheit berechnet werden.

Als Literatur für die Formeln dient:

Roloff/Matek Maschinenelemente 24. Auflage (Springer Vieweg)
Tabellenbuch Metall 48. Auflage (Europa Lehrmittel)

Gl.: TB:
TBM S.

Gesamtsicherheit

$$S_{D3} := \frac{1}{\sqrt{\left(\frac{\sigma_{ba3}}{\sigma_{bGW3}}\right)^2 + \left(\frac{\tau_{ta3}}{\tau_{tGW3}}\right)^2}} = 2.843$$

$$S_{D3min} := 1.5$$

Voraussetzung

$$S_{z3} := 1.4$$

TB: 3-14c

$$S_{Derf3} := S_{D3min} \cdot S_{z3} = 2.1$$

Gl.: 3.31

Mit $S_{D3} > S_{Derf3}$ ist die Abtriebswelle dauerfest.

28) Schmierstoffberechnung

Ölstand reicht bis zur Hälfte des untersten Zahnrades

Kraft-Geschwindigkeits-Faktor für Stirnradgetriebe mit:

$$k_{s-v} := \left(3 \cdot \frac{F_{T3}}{b_3 \cdot d_3} \cdot \frac{i_{34} + 1}{i_{34}} \right) \cdot \frac{1}{\pi \cdot d_3 \cdot \frac{n_{an}}{i_{ges}}} = 8.243 \frac{\text{MPa} \cdot \text{s}}{\text{m}} \quad \text{GL.20-2}$$

Wir verwenden CLP 460 als Schmieröl

TB 20-7a

CLP 460 nach DIN 51517;
Viskositätsklasse 460;
kinematische Viskosität ca. $500 \frac{\text{mm}^2}{\text{s}}$

29) Fliehkraftkupplung

$$N_{FK} := 3 \quad m_{FK} := 0.5 \text{ kg} \quad r_{FK} := 50 \text{ mm} \quad F_F := 20 \text{ N}$$

$$D_R := 140 \text{ mm} \quad \mu_0 := 0.9$$

$$\omega := 2 \cdot \pi \cdot n_S = 115.192 \frac{1}{\text{s}}$$

Winkelgeschwindigkeit

$$F_{Flieh} := m_{FK} \cdot r_{FK} \cdot \omega^2 = 331.728 \text{ N}$$

Fliehkraft

$$F_{NK} := F_{Flieh} - F_F = 311.728 \text{ N}$$

Kontaktkraft

$$F_R := \mu_0 \cdot F_{NK} = 280.556 \text{ N}$$

Reibkraft zwischen Fliehkörper und Gehäuse

$$T_R := N_{FK} \cdot F_R \cdot \frac{D_R}{2} = 58.917 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Reibmoment

Da das erforderliche Antriebsdrehmoment von 50Nm hier großzügig eingehalten wird, wird die Fliehkraftkupplung mit drei Fliehkörpern gebaut.

Als Literatur für die Formeln dient:

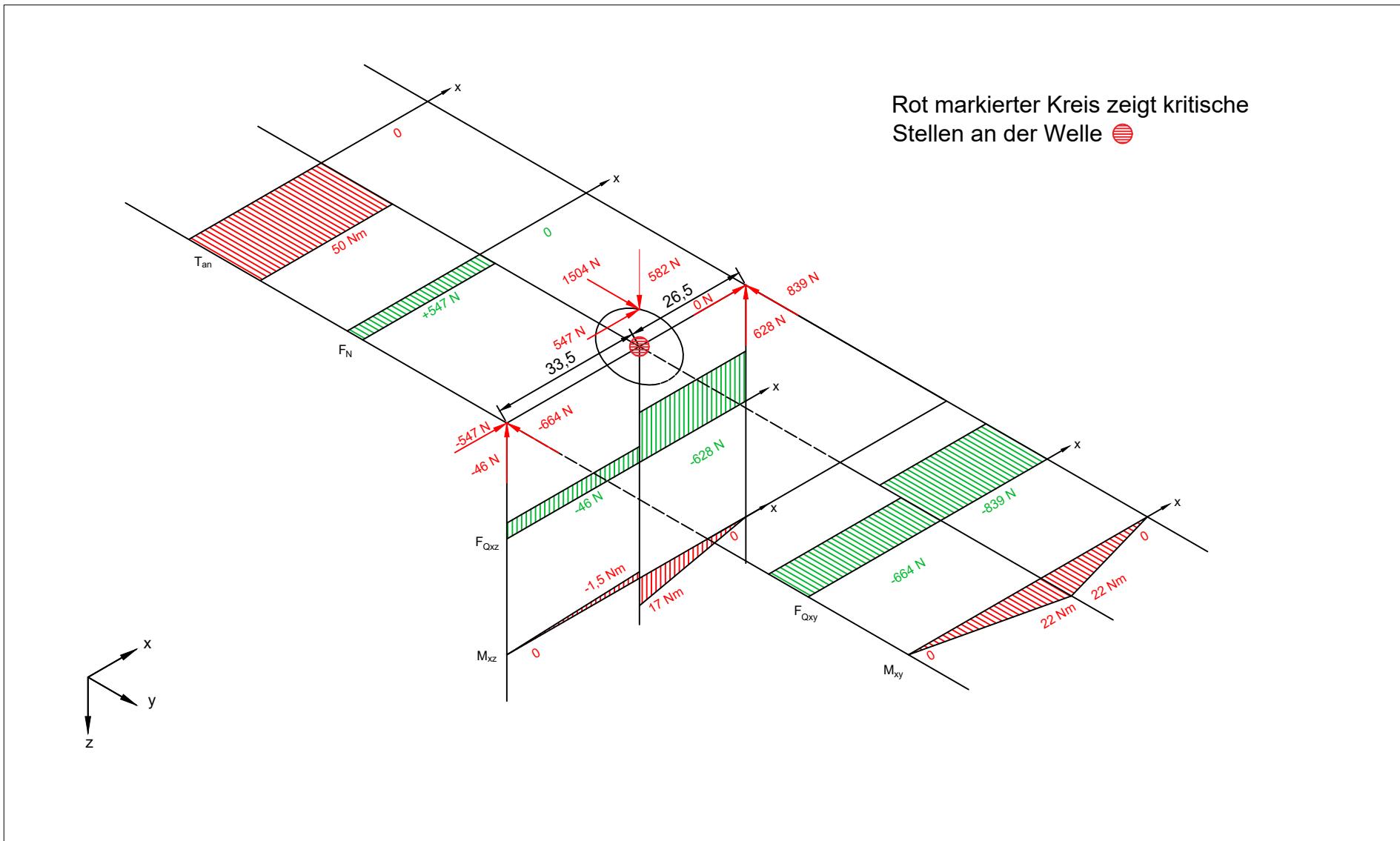
Roloff/Matek Maschinenelemente 24. Auflage (Springer Vieweg)
Tabellenbuch Metall 48. Auflage (Europa Lehrmittel)

Gl.: TB:
TBM S.

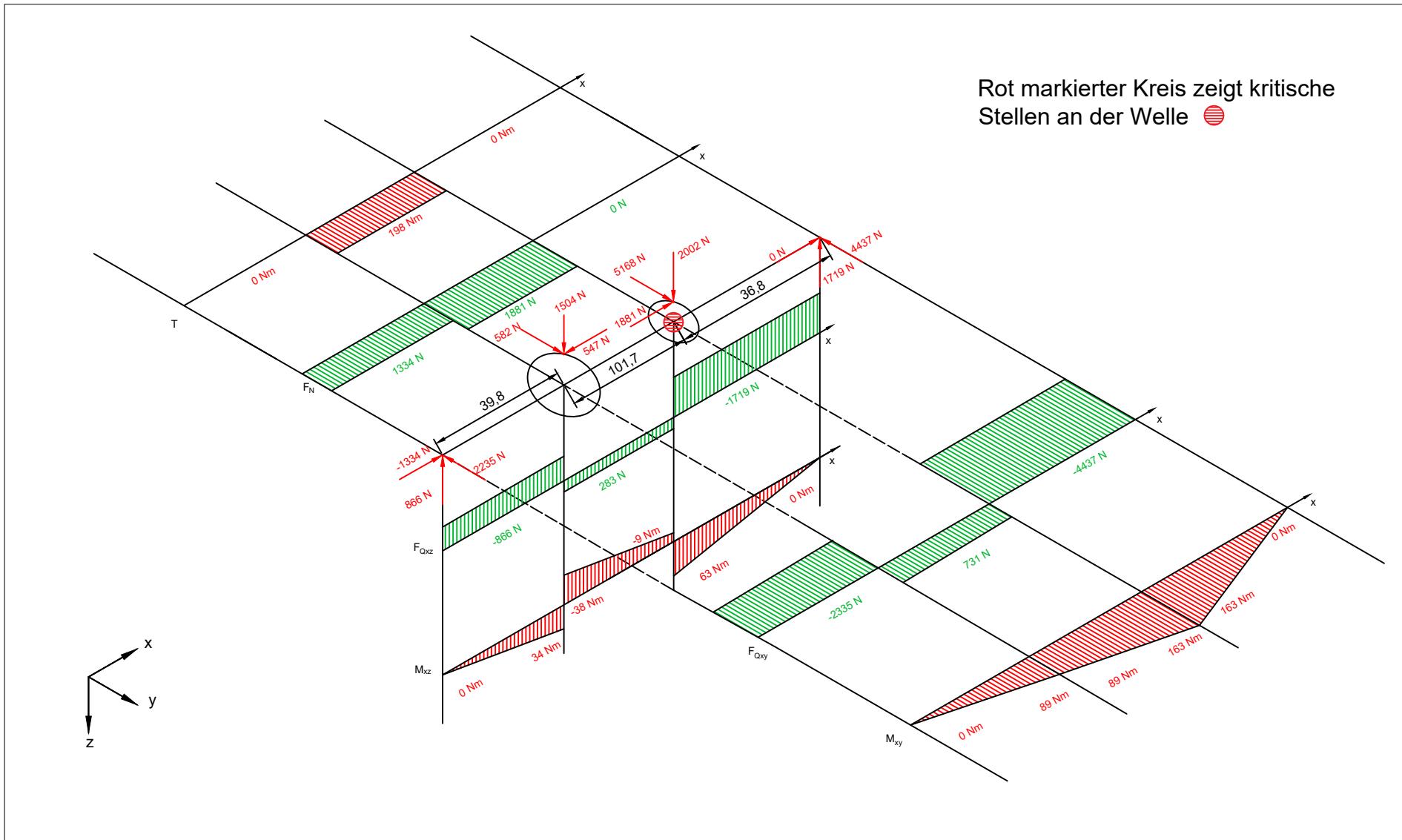
$N_{FK} := 3$	Anzahl Fliehkörper
$n_S := 1100 \text{ min}^{-1}$	Schaltdrehzahl
$m_{FK} := 0.5 \text{ kg}$	Masse Fliehkörper
$r_{FK} := 50 \text{ mm}$	Fliehkörperschwerpunktstradius
$F_F := 20 \text{ N}$	Gesamtfederkraft
$D_R := 140 \text{ mm}$	Reibdurchmesser
$\mu_0 := 0.9$	Haftreibwert
$\omega := 2 \cdot \pi \cdot n_S = 115.192 \frac{1}{\text{s}}$	Winkelgeschwindigkeit
$F_{Flieh} := m_{FK} \cdot r_{FK} \cdot \omega^2 = 331.728 \text{ N}$	Fliehkraft
$F_N := F_{Flieh} - F_F = 311.728 \text{ N}$	Kontaktkraft
$F_R := \mu_0 \cdot F_N = 280.556 \text{ N}$	Reibkraft zwischen Fliehkörper und Gehäuse
$T_R := N_{FK} \cdot F_R \cdot \frac{D_R}{2} = 58.917 \text{ N}\cdot\text{m}$	

Da das erforderliche Antriebsdrehmoment von 50Nm hier großzügig eingehalten wird, wird die Fliehkraftkupplung mit drei Fliehkörpern gebaut.

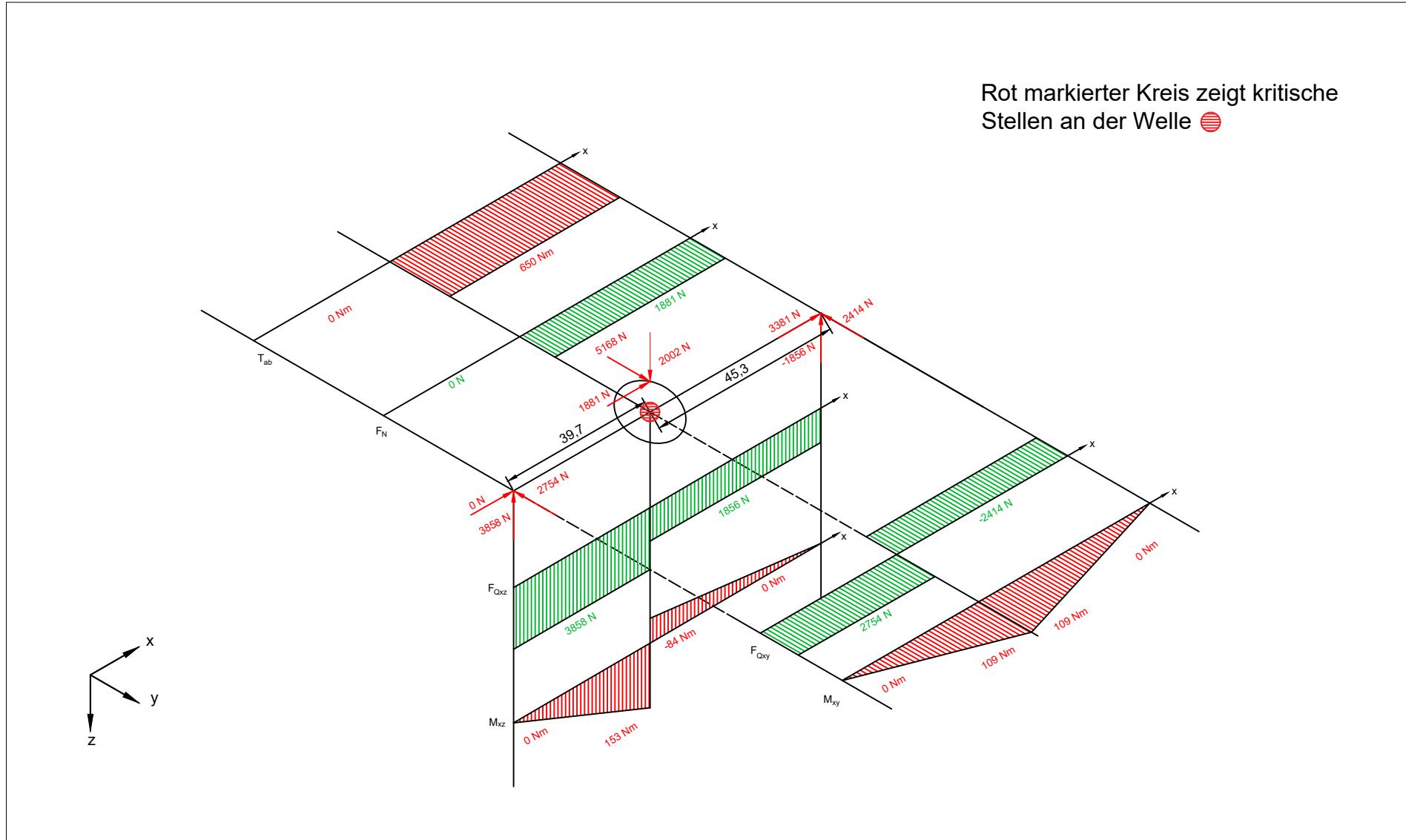
Antriebswelle

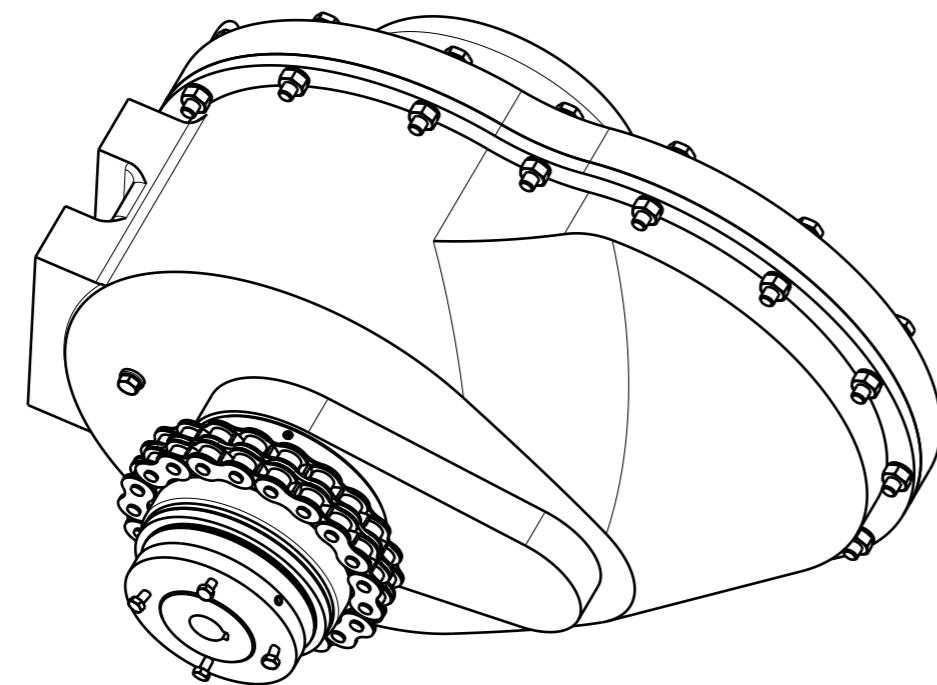
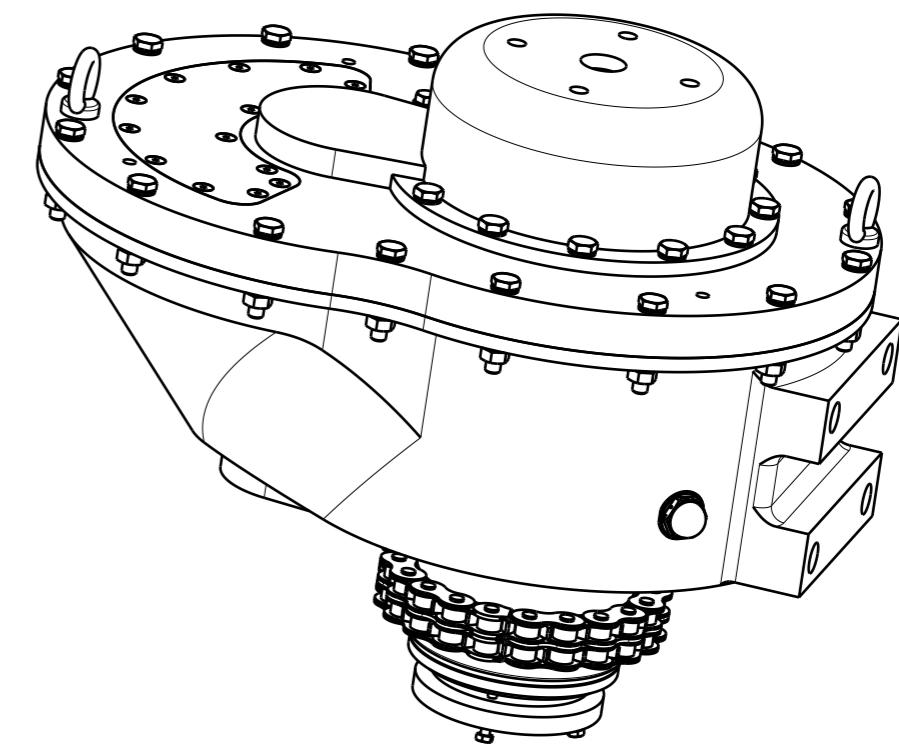
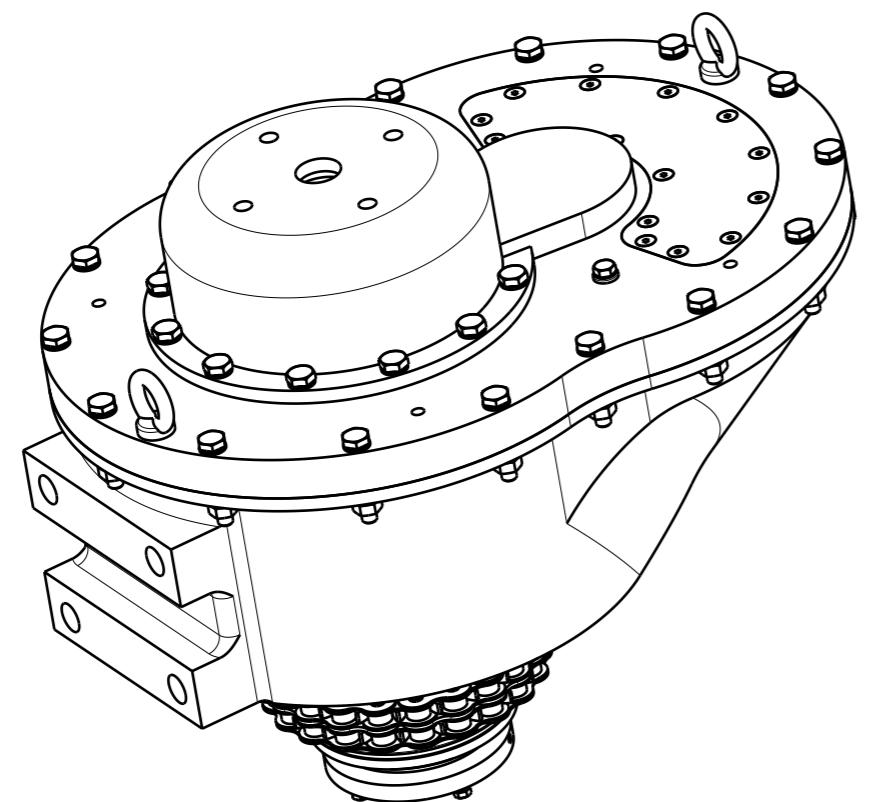


Vorgelegewelle



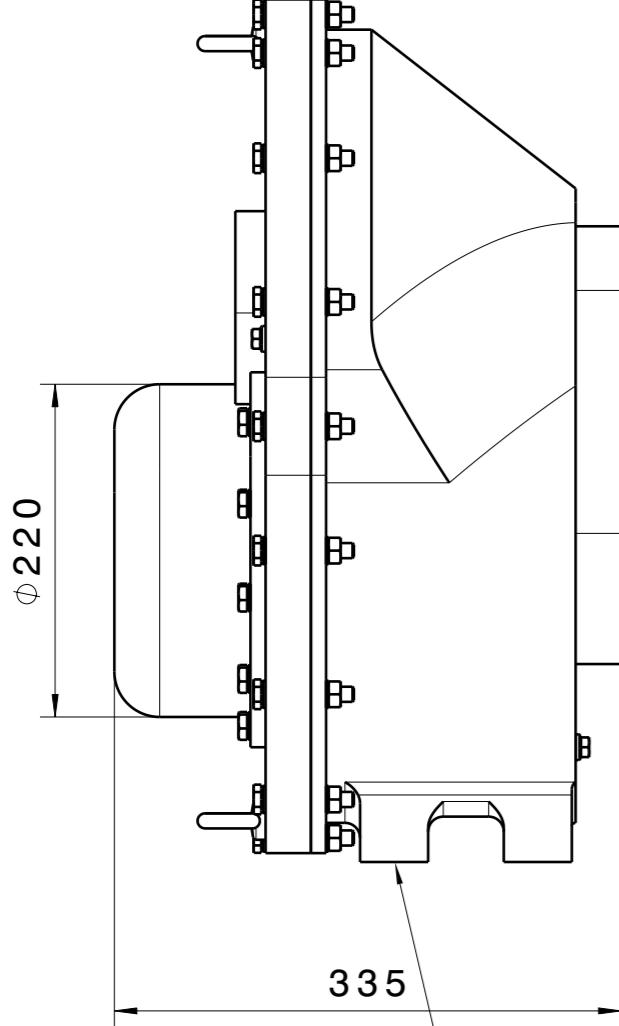
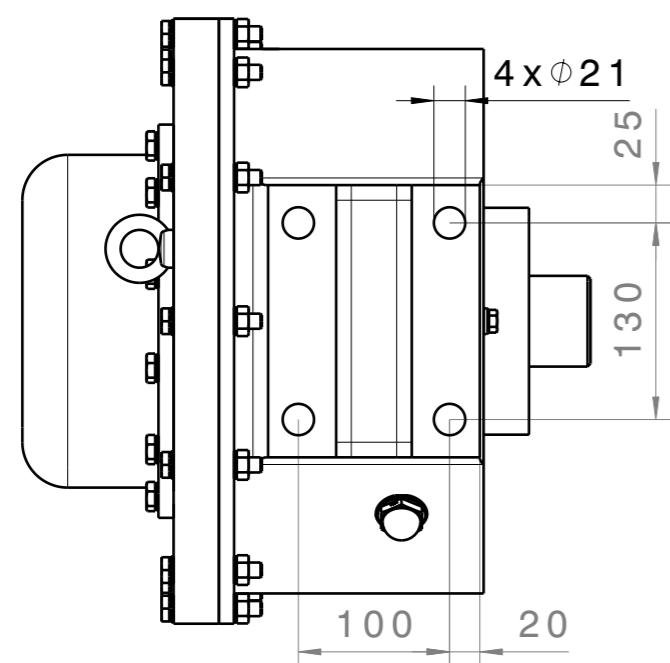
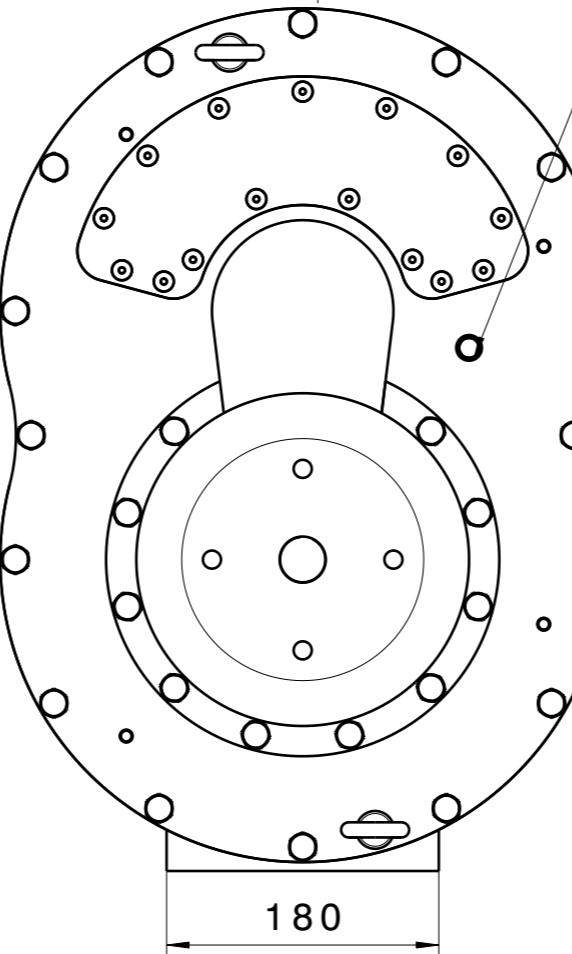
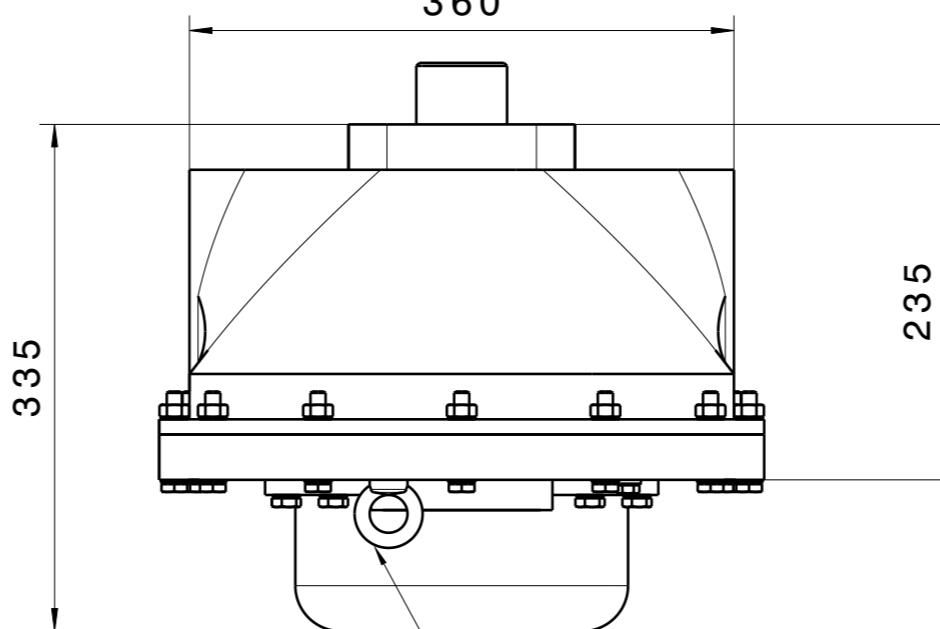
Abtriebswelle



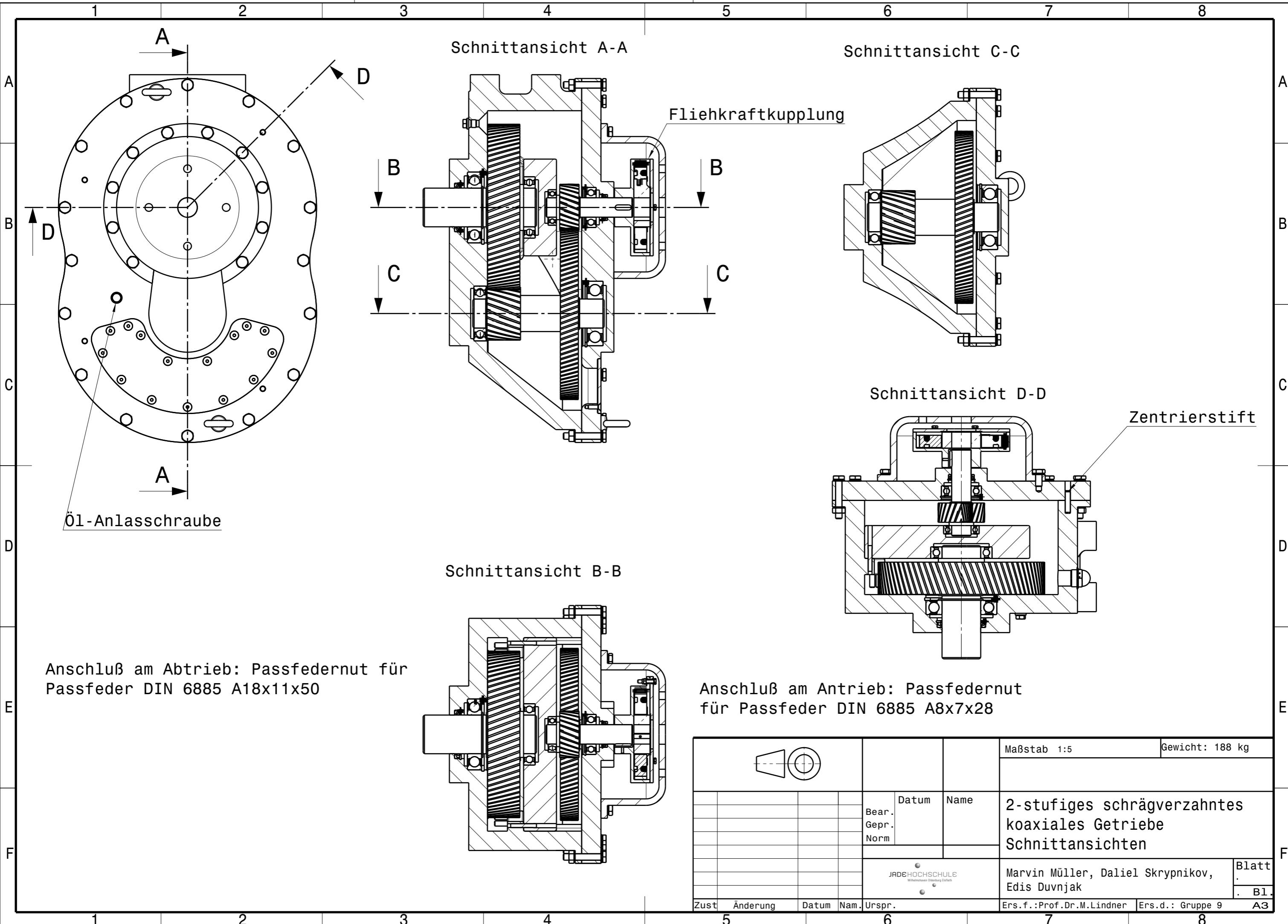


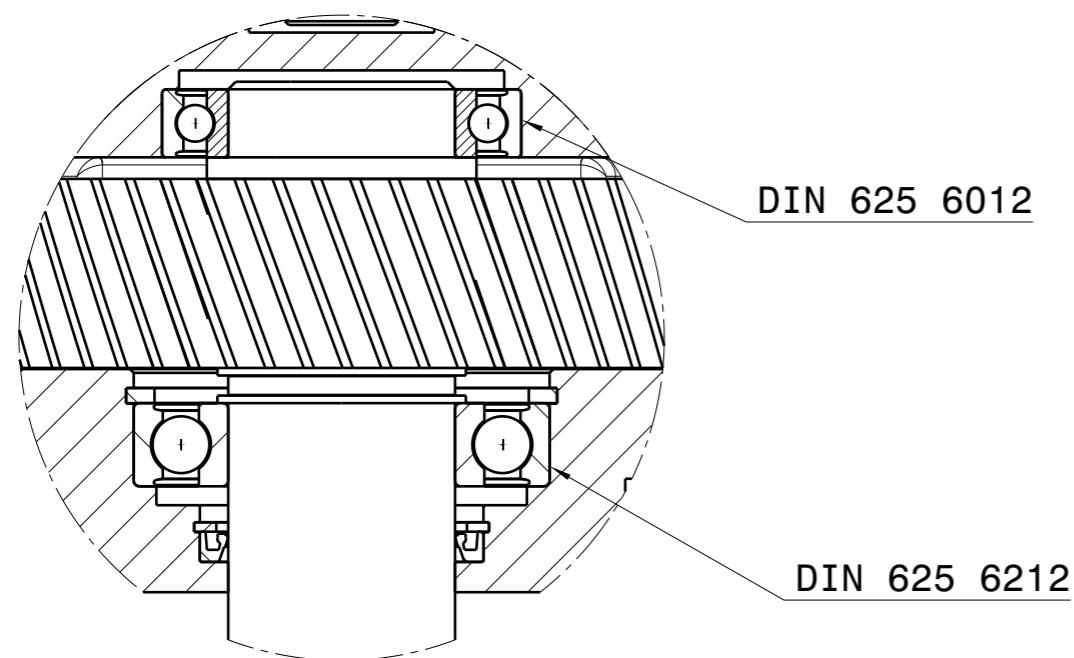
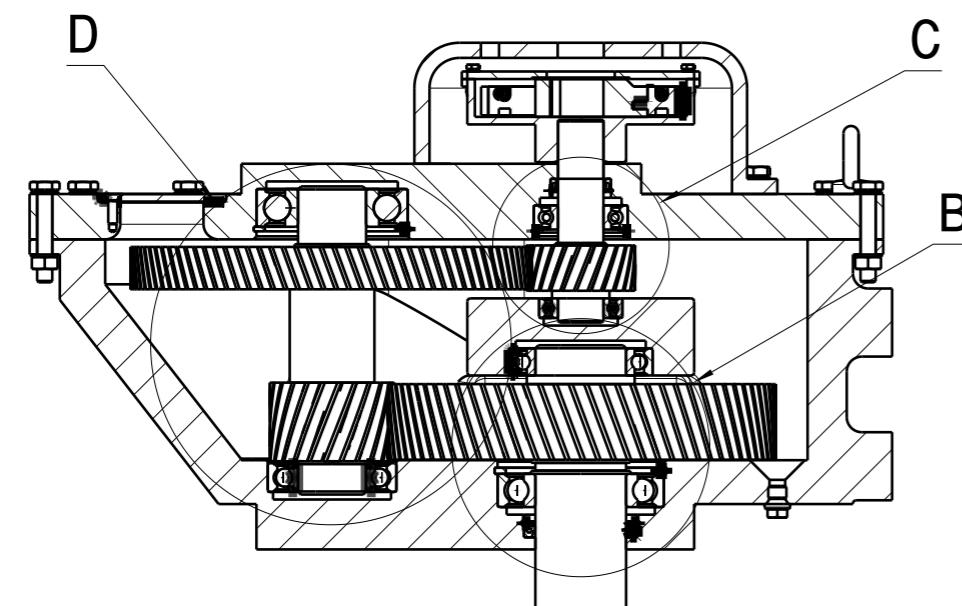
						Maßstab 1:5	Gewicht: 188 kg
Werkstoff:							
				Bear. Gepr. Norm	Datum	Name	2-Stufiges schrägverzahntes Stirnradgetriebe Isometrische Ansicht
				Marvin Müller, Daniel Skrypnikov, Edis Duvnjak		Blatt .	
Zust	Änderung	Datum	Nam.	Urspr.	Ers.f.:	Prof.Dr.M.Lindner	(Ers.d.: Gruppe 9) A3
5	6	7	8	9			

1 2 3 4 5 6 7 8

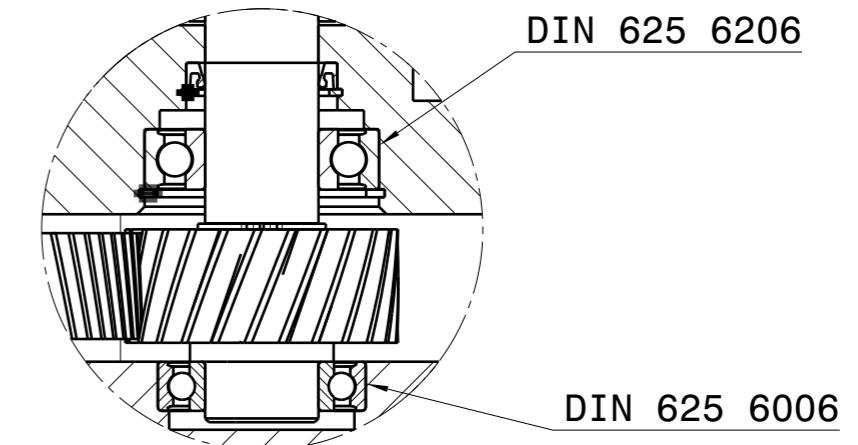
BefestigungsflanschRingschraube DIN 580 M10Öl-Einlass DIN910 M12x1,5SchauglasÖl-Ablass DIN 910 M12x1,5

	Algemein-Toleranz ISO 2768 mK		Maßstab 1:5	Gewicht: 188 kg
Bear.	Datum	Name		
Gepr.				
Norm				
JADEHOCHSCHULE Wilhelmshaven Oldenburg Eschweiler				
Marvin Müller, Daniel Skrypnikov, Edis Duvnjak			Blatt B1	
Zust.	Änderung	Datum	Nam.	Urspr.
(Ers.f.: Prof.Dr.M.Lindner)	(Ers.d.: Gruppe 9)	A3		

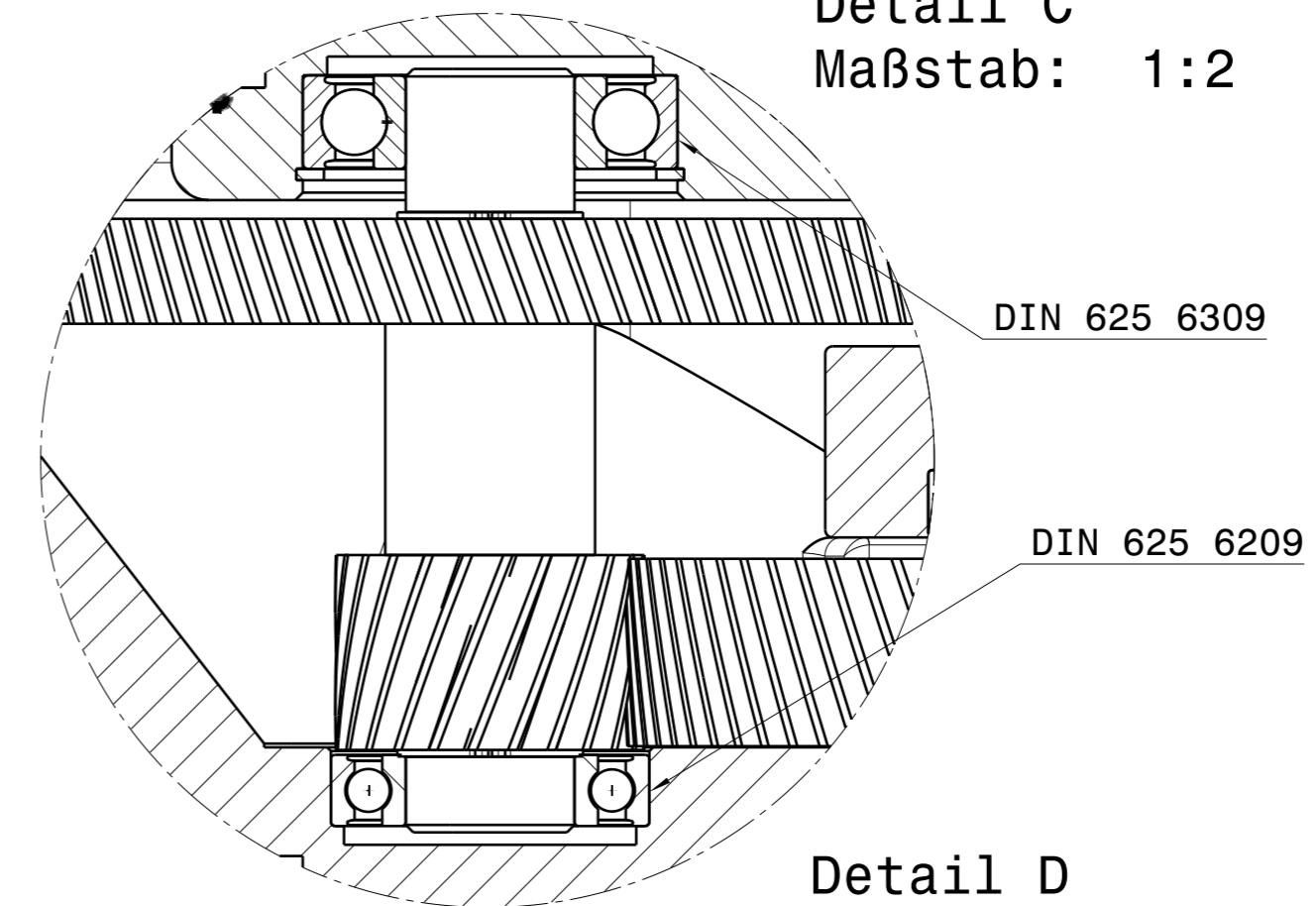




Detail B
Maßstab: 1:2



Detail C
Maßstab: 1:2

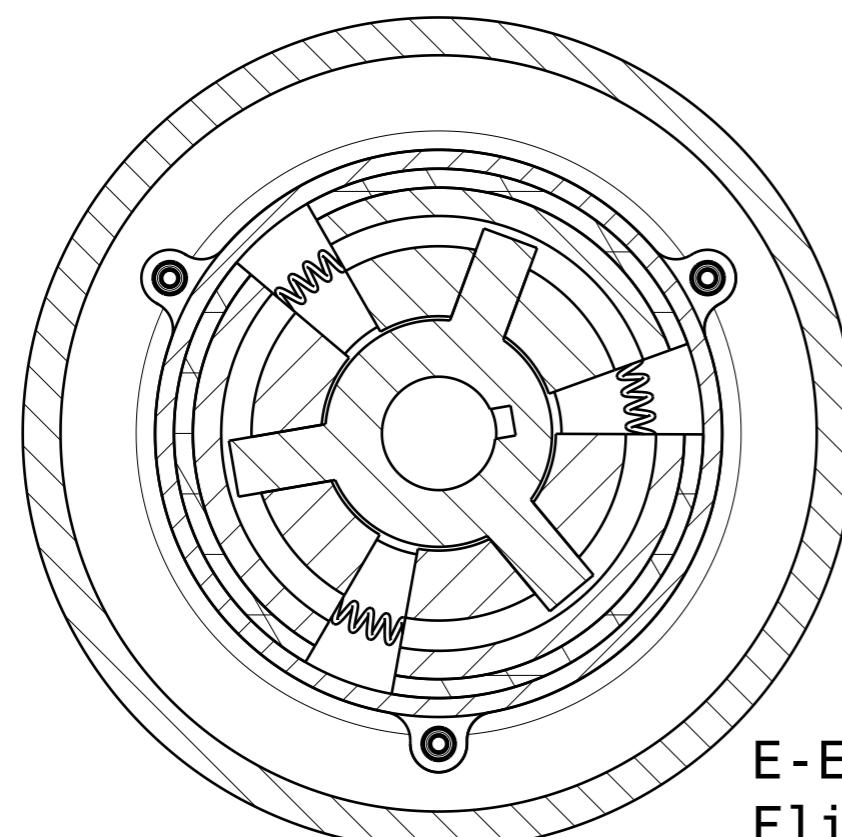
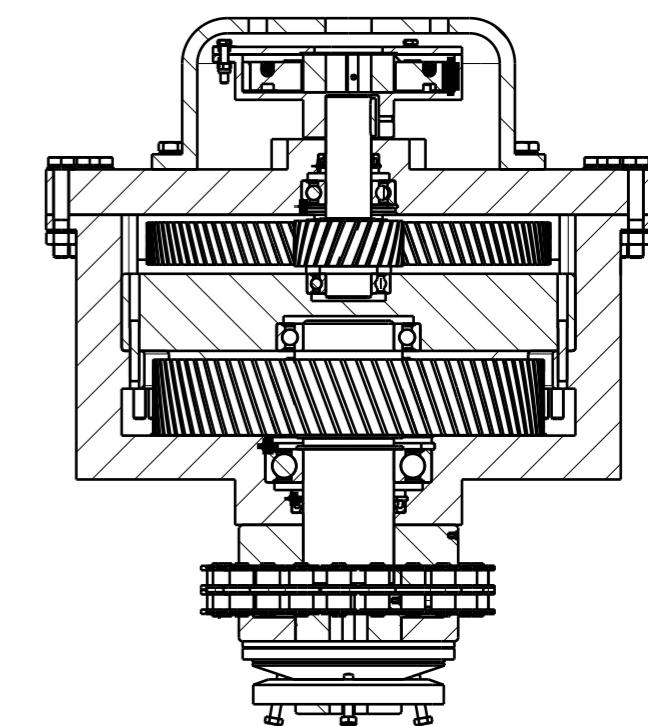
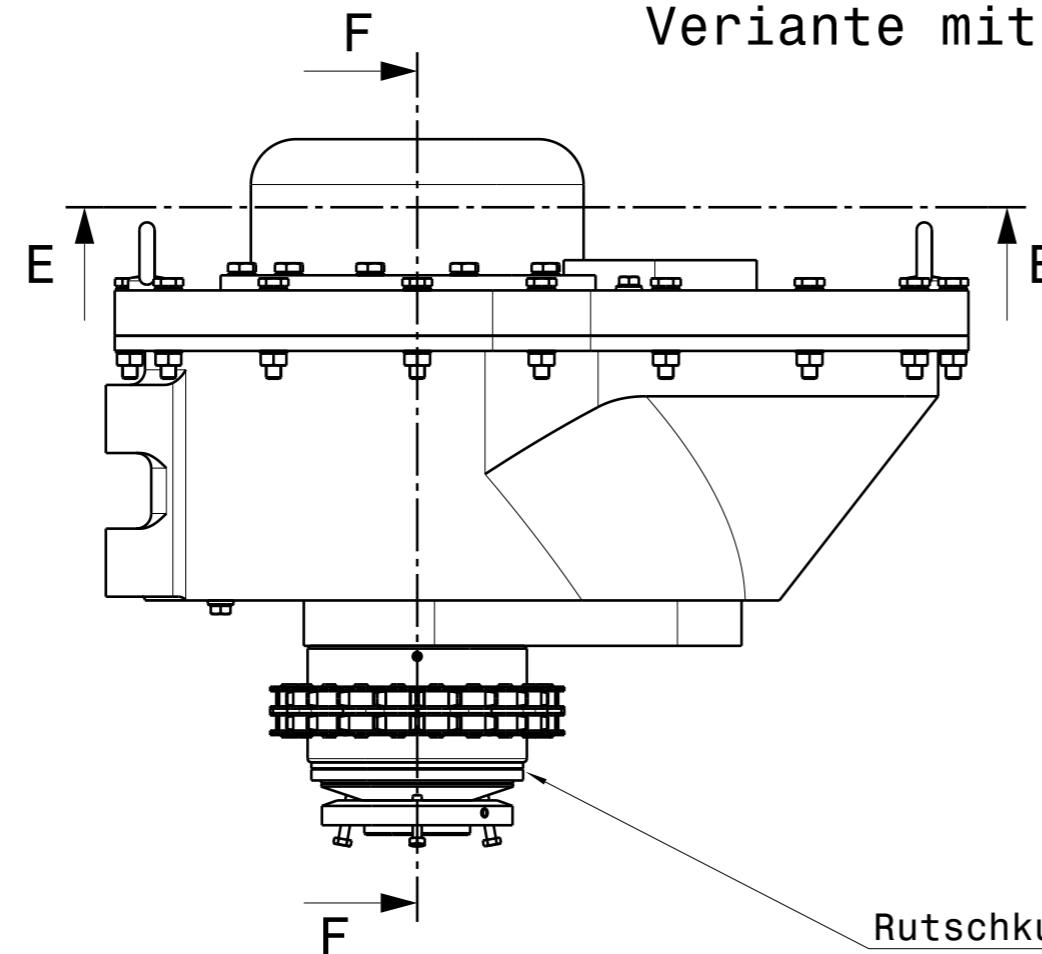


Detail D
Maßstab: 1:2

				Maßstab 1:5	Gewicht: 188 kg
Zust.	Änderung	Datum	Nam.	Bear. Gepr. Norm	Datum Name
					2-stufige schrägverzahntes koaxiales Getriebe Detailansicht - Lagerungen
					Marvin Müller, Daniel Skrypnikov, Edis Duvnjak
				JADEHOCHSCHULE Wilhelmshaven Oldenburg Eschweiler	Blatt B1
				Ers.f.: Prof. Dr. M. Lindner	Ers.d.: Gruppe 9 A3
1	2	3	4	5	6

1 2 3 4 5 6 7 8

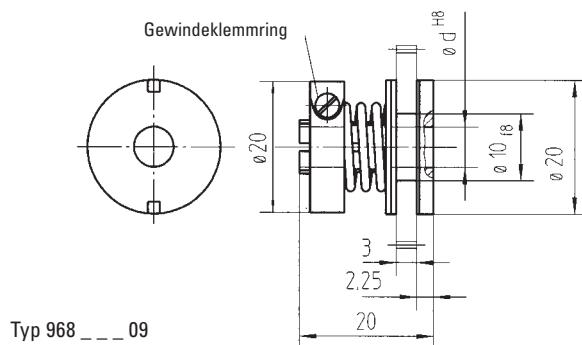
Variante mit Rutschkupplung



E-E
Fliehkraftkupplung
1:2

				Maßstab 1:5	Gewicht: 188 kg
				Bear. Gepr. Norm	Datum Name
					2-stufiges schrägverzahntes koaxiales Getriebe Schnittansichten
					Marvin Müller, Daniel Skrypnikov, Edis Duvnjak
				JADEHOCHSCHULE Wilhelmshaven Oldenburg Eschweiler	Blatt B1.
Zust.	Änderung	Datum	Nam.	Urspr.	Ers.f.: Prof. Dr. M. Lindner Ers.d.: Gruppe 9 A3

Rutschkupplungen

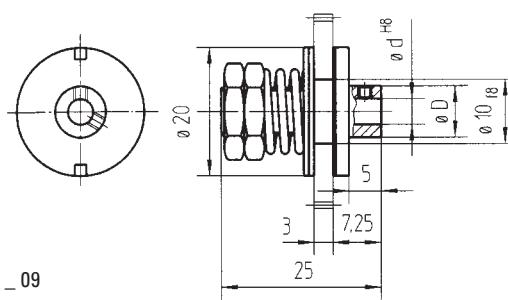


Bestell-Nr.	$\varnothing d$
968.050 09	4
968.100 09	5
968.150 09	6

Rutschkupplung

Bestell-Nr.	$\varnothing d$	$\varnothing D$
969.050 09	3	8
969.100 09	4	10
969.150 09	5	12
969.200 09	6	14

Typ 969_09

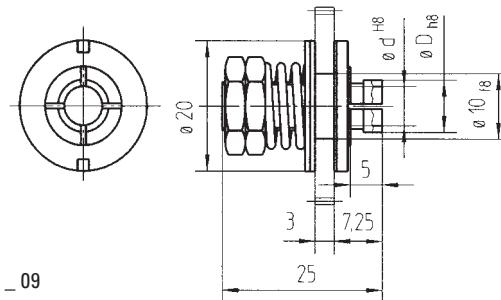


Bestell-Nr.	$\varnothing d$	$\varnothing D$
970.100 09	4	6
970.150 09	5	7
970.200 09	6	8

Klemmflansch separat bestellen
siehe Seite: K 43

Bestell-Nr.: KFAN200510

Typ 970_09



mit Tellerfedern auf Anfrage

Technische Daten

Typ	968_09	969_09	970_09
max. Drehzahl ca.	min ⁻¹ 50	50	50
Drehmoment einstellbar	Ncm max. 15 mit Druckfeder	max. 15 mit Druckfeder	max. 15 mit Druckfeder
Trägheitsmoment	gcm ² 10,2	8,4	7,0
max. Anzugsmoment der Klemmschrauben	Ncm —	80	50
Gewicht ca.	g 22	20	20
Werkstoff: Flansch	9 S Mn Pb 28	9 S Mn Pb 28	9 S Mn Pb 28
Bremsbelag	Nylatron	Nylatron	Nylatron
Klemmflansch	—	—	Aluminium

Rutschkupplungen



Rutschkupplung: Typ RK 1



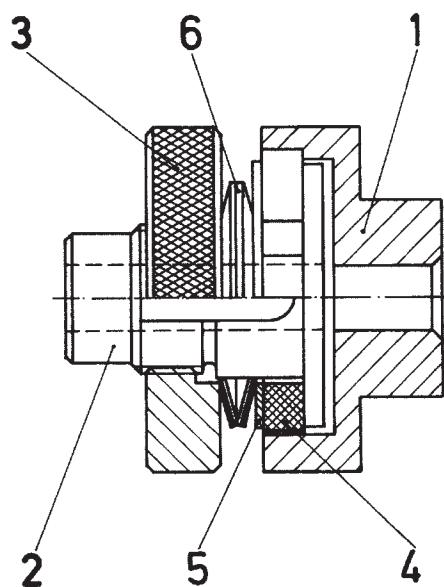
Rutschkupplung: Typ RK 2 C

Allgemeines

Die Sicherheits-Rutschkupplungen RK 1 und RK 2 sind konstruktiv sehr einfach aufgebaut. Sie erfüllen seit Jahren ihre Aufgabe, Motoren, Getriebe oder nachgeschaltete Maschinen gegen Überlastung zu schützen. Dank ihrer Konstruktion sind sie auch in der Lage, kleine Fluchtungs- und Winkelfehler der zu verbindenden Wellen aufzunehmen. Das Drehmoment kann auch nach dem Einbau in die Maschine mittels Rändelmutter [3] sehr feinfühlig von 0 bis zum maximalen Wert eingestellt werden.

Beim Auftreten einer Überlastung rutscht der mit dem Klauelement [1] drehsicher verbundene Reibbelag [4]. Dieser ist wiederum zwischen dem Nabenzug [2] und der Sicherungsscheibe [5] mittels Rändelmutter [3] und den Tellerfedern [6] eingespannt. Durch Drehen der Rändelmutter [3] werden die Tellerfedern [6] mehr oder weniger gespannt, d.h. das Rutsch-Drehmoment wird entsprechend größer oder kleiner.

Auch öfteres Rutschen führt zu keiner unzulänglichen Erwärmung oder gar Beschädigung.



- 1 Klauelement
- 2 Nabenzug
- 3 Rändelmutter
- 4 Reibbelag
- 5 Sicherungsscheibe
- 6 Tellerfeder

Rutschkupplungen



Anwendungsgebiete

- Motorpotentiometer**
- Regeltrafo**
- Nockenschaltwerke**
- Feinwerktechnik**
- Apparatebau**

Bestell-Nr.	$\varnothing d_1$	$\varnothing d_2$
RK 1	6	6

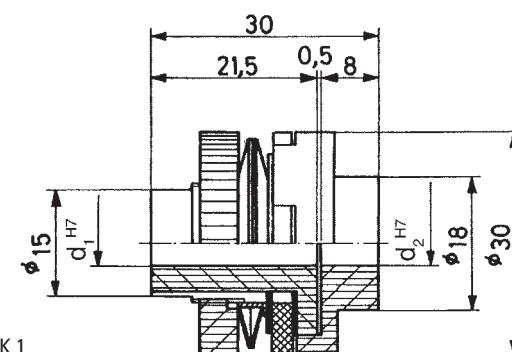
Bestell-Nr. Reibbelag [Ersatz]
RK 1-RB

Mit Mehrpreis:

d_1 max: 8^{H7}

d_2 max: 10^{H7}

Paßfedernuten nach DIN 6885 BL 1



Bestell-Nr.	$\varnothing d_1$	$\varnothing d_2$
RK 2 C	8	8

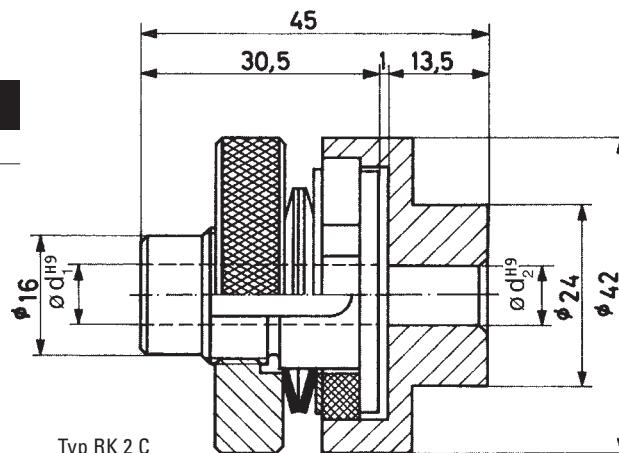
Bestell-Nr. Reibbelag [Ersatz]
RK 2-RB

Mit Mehrpreis:

d_1 max: 10^{H7}

d_2 max: 15^{H7}

Paßfedernuten nach DIN 6885 BL 1



Technische Daten

Typ	RK 1	RK 2 C
max. Drehzahl ca.	min^{-1}	500
max. Drehmoment	Nm	0,7
max. Winkelfehler	Grad	$\pm 1^\circ$
max. Axialversatz	mm	0,5
Gewicht ca.	g	15
Werkstoff: Kupplungskörper	Delrin	Stahl verchromt
Reibbelag	Asbestfreier Belag	
Tellerfedern	Federstahl	Federstahl

Rutschnaben



Rutschnabe: Typ RT 12-RT 190

Vorteile

Alleinvertretung in der BRD Fabrikat Jörg, Österreich

RT-Rutschnaben schützen gegen Schäden durch

- Überlastung
- Stoß und
- Blockieren

RT-Rutschnaben werden verwendet für

- Ketten- und Zahnräder
- Hebelarme
- Riemenscheiben und Räder

RT-Rutschnaben

- sind leicht zu montieren
- wartungsarm
- kompakt und zuverlässig



Rutschnabe: Typ RT 350-RT 5000

Allgemeines

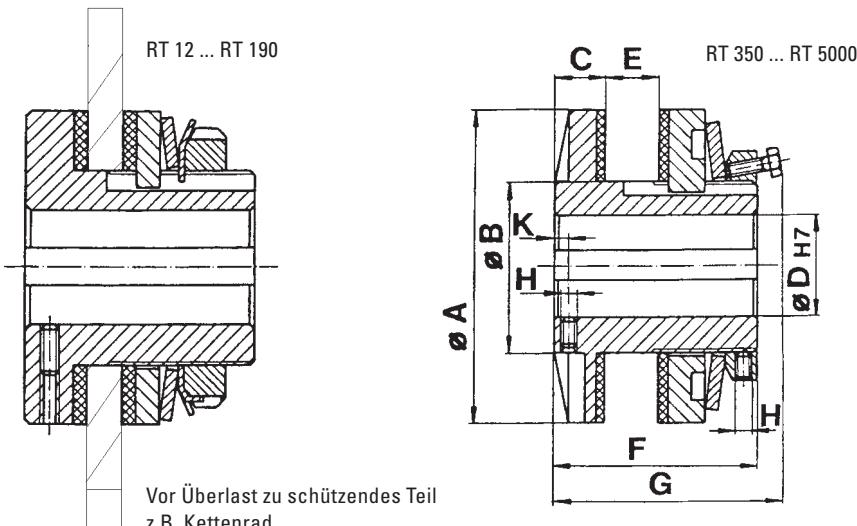
RT-Rutschnaben sind ein Verkaufsargument für Ihre Konstruktion. Sie sind viel billiger als ein einziger Betriebsausfall beim Kunden.

Das Drehmoment wird mit Stellmutter [Größe RT 12 bis RT-190] oder durch vier gleichmäßig anzuziehende Stellschrauben [Größe RT 350 bis 5000] eingestellt.

Das eingestellte Drehmoment soll 25 bis 100 % des maximal übertragbaren Moments betragen! Zu hohes Drehmoment führt zu unzulässigem Verschleiß, zu niedriges Drehmoment zum „Verglasen“ der Reibbeläge und daher zu ungenauer Auslösung.

Rutschnaben sind vor Öl und Fett zu schützen. Die Funktionsfähigkeit ist von Zeit zu Zeit zu kontrollieren. Die einzubauenden Teile müssen an den Reibflächen planparallel geschliffen sein mit einer Rauhtiefe von max. 6 µm.

Rutschnaben



Werkstoff

GG25 gelb chromatiert

Bestell-Nr.:	T max ^{1]} [Nm]	n max ^{2]} [min ⁻¹]	ØA [mm]	ØB e9 ^{4]} [mm]	C [mm]	ØD min ^{3]} [mm]	ØD max [mm]	E min ^{3]} [mm]	E max [mm]	F [mm]	G [mm]	H	K [mm]	Gewicht [kg]
RT 12	12	800	30	20	11	0	12	3	7	33	—	M4	4	0,4
RT 20	20	800	38	25	11	0	15	3	7	34	—	M4	4	0,6
RT 40	40	800	45	30	11	0	19	3	9	38	—	M4	4	0,9
RT 70	70	600	55	35	13	0	22	4	13	45	—	M4	5	1,4
RT 120	120	500	65	40	13	0	25	5	13	48	—	M4	5	1,7
RT 190	190	450	75	45	15	15	30	7	15	55	—	M4	5	2,0
RT 350	350	410	90	50	15	20	32	8	16	60	68	M4	5	2,2
RT 630	630	380	110	60	18	20	40	9	19	72	82	M6	5	3,3
RT 1200	1200	340	140	70	18	25	50	10	22	82	92	M6	7	6,4
RT 1700	1700	320	160	80	23	30	55	11	24	95	105	M8	10	9,1
RT 2400	2400	300	180	90	25	35	65	13	28	110	125	M8	10	13,4
RT 3500	3500	250	210	110	25	40	80	14	30	118	130	M10	11	20,1
RT 5000*	5000	220	240	120	28	0	100	16	32	130	150	M10	12	24,5

^{1]} maximal übertragbares Drehmoment

^{2]} höchste zulässige Drehzahl

^{3]} vorgebohrt bzw. Fertigbohrungen mit Paßfedernut nach DIN 6885, Blatt 2

^{4]} Die Übertragungselemente sollten mit einer Passung H8 ausgeführt werden

*] RT 5000 auf Anfrage

Zähnezahl der kleinstmöglichen Kettenräder

Bestell-Nr.:	Kettenteilung 6 mm	8 mm	3/8"	1/2"	5/8"	3/4"	1"	1 1/4"	1 1/2"	1 3/4"	2"
RT 12	12	15	13	11	9	—	—	—	—	—	—
RT 20	23	18	16	13	11	9	—	—	—	—	—
RT 40	27	21	18	15	12	10	9	—	—	—	—
RT 70	32	25	22	17	14	12	10	—	—	—	—
RT 120	37	29	25	19	16	14	11	9	—	—	—
RT 190	42	32	28	22	18	15	12	10	9	—	—
RT 350	—	38	33	25	21	18	14	12	11	9	9
RT 630	—	—	39	30	25	21	17	14	12	11	10
RT 1200	—	—	—	38	31	26	21	17	15	13	12
RT 1700	—	—	—	—	35	29	23	19	17	15	13
RT 2400	—	—	—	—	39	33	26	21	18	16	14
RT 3500	—	—	—	—	—	38	29	24	21	18	16
RT 5000*	—	—	—	—	—	—	33	27	23	20	18

Rutschkupplungen

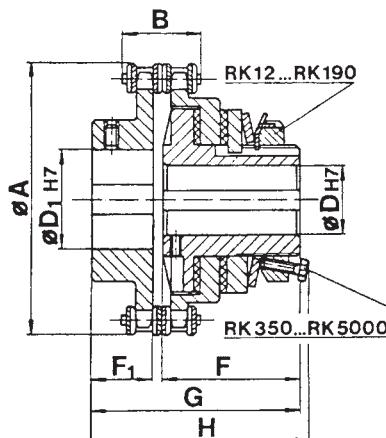
Allgemeines

RK-Rutschkupplungen dienen als Überlastsicherung bei Verbindung zweier Wellen. Sie bestehen aus einer RT-Rutschnabe und einer Kettenkupplung. Diese erlaubt geringen Parallelversatz.

RK-Rutschkupplungen sind wartungsarm, sie sind leicht zu montieren und zu lösen. Nur bei RK-Rutschkupplungen lassen sich die Baugruppen nach Abnahme der Ketten ohne axiale Verschiebung radial trennen.



Rutschkupplung



Bestell-Nr.:	T max. ¹⁾ [Nm]	n max. ²⁾ [min ⁻¹]	ØA [mm]	B [mm]	ØD min. ³⁾ [mm]	ØD max [mm]	ØD ₁ min. ³⁾ [mm]	ØD ₂ max [mm]	F [mm]	F ₁ [mm]	G [mm]	H [mm]	max. Axialvers. [mm]	max. Winkelfehler [<°]	Gewicht [kg]
RK 12	12	800	55	27,0	0	12	8	22	33	16	52	—	0,20	0,5	0,7
RK 20	20	800	64	27,0	0	15	10	28	34	16	53	—	0,20	0,5	1,0
RK 40	40	800	73	27,0	0	19	12	32	38	20	61	—	0,20	0,5	1,4
RK 70	70	600	82	27,0	0	22	12	38	45	20	67	—	0,20	0,5	2,1
RK 120	120	500	91	27,0	0	25	16	40	48	20	70	—	0,20	0,5	2,5
RK 190	190	450	110	35,0	15	30	16	43	55	25	84	—	0,25	0,5	3,6
RK 350	350	410	134	35,0	20	32	16	46	60	30	94	95	0,25	0,5	4,6
RK 630	630	380	146	35,0	20	40	16	46	72	30	105	106	0,25	0,5	6,0
RK 1200	1200	340	195	35,0	25	50	20	58	82	40	125	—	0,25	0,5	12,1
RK 1700	1700	320	216	73,5	30	55	25	74	95	50	151	152	0,50	0,5	20,9
RK 2400	2400	300	240	73,5	35	65	25	76	110	50	168	169	0,50	0,5	29,0
RK 3500	3500	250	289	73,5	40	80	25	90	118	55	181	—	0,50	0,5	41,9
RK 5000*	5000	220	337	73,5	0	100	25	105	130	65	201	206	0,50	0,5	55,8

¹⁾ maximal übertragbares Drehmoment

²⁾ höchste zulässige Drehzahl

³⁾ vorgebohrt bzw. Fertigbohrungen mit Paßfedernut nach DIN 6885, Blatt 2

*]) RK 5000 auf Anfrage

Abkürzung	Benennung
a_{12}	Achsabstand 1,2
a_{34}	Achsabstand 3,4
a_{v12}	Neuer Achsabstand 1,2
a_{v34}	(Neuer) Achsabstand 3,4
$b_1 - b_4$	Breite Zahnrad 1 bis 4
$b_{p1} - b_{p4}$	Breite Passfeder auf Welle 1 bis 3
B_{zul}	Überschlägiger Belastungswert
Cerf	erforderliche dynamische Tragzahl
c_{12}	Kopfspiel 1,2
c_{34}	Kopfspiel 3,4
c_{12neu}	Kopfspiel 1,2 nach Verschiebung
$d_1 - d_4$	Teilkreisdurchmesser Z1 bis Z4
$d_{a1} - d_{a4}$	Kopfkreisdurchmesser Z1 bis Z4
$d_{b1} - d_{b4}$	Grundkreisdurchmesser Z1 bis Z4
$d_{f1} - d_{f4}$	Fußkreisdurchmesser Z1 bis Z4
$d_{min1} - d_{min3}$	Mindestdurchmesser Welle 1 bis 3
D_R	Reibdurchmesser
$d_{W1} - d_{W3}$	gewählter Wellendurchmesser 1 bis 3
$d_{wd1} - d_{wd4}$	Betriebswälzkreisdurchmesser 1 bis 4
F_B	Axiale Bohrkraft
$F_{A1} - F_{A4}$	Axialkraft Z1 bis Z4
$F_{Ax1} - F_{Ax3}$	Axiale Lagerkraft A XY/XZ-Ebene Welle 1 bis 3
$F_{Ay1} - F_{Ay3}$	Radiale Lagerkraft A XY-Ebene Welle 1 bis 3
$F_{Az1} - F_{Az3}$	Radiale Lagerkraft A XZ-Ebene Welle 1 bis 3
$F_{RA1} - F_{RA3}$	Resultierende Lagerkraft im Lager A Welle 1 bis 3
$F_{Bx1} - F_{Bx3}$	Axiale Lagerkraft B XY/XZ-Ebene Welle 1 bis 3
$F_{By1} - F_{By3}$	Radiale Lagerkraft B XY-Ebene Welle 1 bis 3
$F_{Bz1} - F_{Bz3}$	Radiale Lagerkraft B XZ-Ebene Welle 1 bis 3
$F_{RB1} - F_{RB3}$	Resultierende Lagerkraft im Lager B Welle 1 bis 3
F_F	Gesamtfederkraft Fliehkraftkupplung
F_{Flieh}	Fliehkraft
F_N	Normalkraft
F_{NK}	Kontaktkraft
F_Q	Querkraft
F_R	Reibkraft
$F_{R1} - F_{R4}$	Radialkraft Z1 bis Z4
$F_{T1} - F_{T4}$	Umfangskraft Z1 bis Z4
i_{12}	Übersetzungsverhältnis 1,2
i_{23}	Übersetzungsverhältnis 2,3
i_{34}	Übersetzungsverhältnis 3,4

Maschinenelemente Entwurf 3
Jade Hochschule Wilhelmshaven

i_{ges}	Gesamtübersetzungsverhältnis
k	Kopfhöhenänderung
K_A	Belastungsfaktor
$K_{0\sigma 1} - K_{0\sigma 3}$	Oberflächen- Einflussfaktor Welle 1 bis 3
$K_{0\tau 1} - K_{0\tau 3}$	Oberflächen- Einflussfaktor Welle 1 bis 3
$K_{Db1} - K_{Db3}$	Konstruktionsfaktor Biegung Welle 1 bis 3
$K_{Dt1} - K_{Dt3}$	Konstruktionsfaktor Torsion Welle 1 bis 3
$K_{g1} - K_{g3}$	Geometrischer Größeneinflussfaktor
K_{s_v}	Kraft-Geschwindigkeits-Faktor
$K_{t1} - K_{t3}$	Technologischer Größeneinflussfaktor
$K_{V1} - K_{V3}$	Oberflächenverfestigungs- Einflussfaktor Welle 1 bis 3
$l_{t1} - l_{t3}$	Tragende Passfederlänge 1 bis 3
$l_{p1} - l_{p3}$	Gesamtlänge der Passfeder 1 bis 3
l_{10h}	anzustrebende nominelle Lebensauer
m_{FK}	Masse Einzelfliehkörper
m_{n12}	Modul 1,2
m_{n34}	Modul 3,4
$M_{s1xy} - M_{s7xy}$	Moment um s1 bis s7 in XY-Ebene
$M_{s1xymin} - M_{s7xymin}$	Minimales Moment um s1 bis s7 in XY-Ebene
$M_{s1xymax} - M_{s7xymax}$	Maximales Moment um s1 bis s7 in XY-Ebene
$M_{s1xz} - M_{s7xz}$	Moment um s1 bis s7 in XZ-Ebene
$M_{s1xzmin} - M_{s7xzmin}$	Minimales Moment um s1 bis s7 in XZ-Ebene
$M_{s1xzmax} - M_{s7xzmax}$	Maximales Moment um s1 bis s7 in XZ-Ebene
M_{sAmax}	Maximales Drehmoment Antriebswelle
M_{sVmax}	Maximales Drehmoment Vorgelegewelle
M_{sWmax}	Maximales Drehmoment Abtriebswelle
m_{t12}	Stirnmodul 1,2
m_{t34}	Stirnmodul 3,4
n_{an}	Antriebsdrehzahl
n_{ab}	Abtriebsdrehzahl
N_{FK}	Anzahl Fliehkörper
n_p	Anzahl Passfedern pro Verbindung
n_s	Schaltdrehzahl Fliehkräftekupplung
p	Lebensdauerexponent
p_{Fzul}	Zulässige Flächenpressung
P1L-P3L	dynamische Lagerbelastung (Loslager)
P1F-P3F	dynamische Lagerbelastung (Festlager)
P_v	Differenz Achsabstände
R_e	Streckgrenze von E295
r_{FK}	Fliehkörperschwerpunktradius
R_m	Zugfestigkeit
$R_{p0;2N}$	Dehgrenze

Maschinenelemente Entwurf 3
Jade Hochschule Wilhelmshaven

R_z	Rautiefe
$S_1 - S_7$	Strecken s_1 bis s_7 für Schnittgrößenverläufe
$S_{1\min} - S_{7\min}$	Minimale Länge Strecke s_1 bis s_7
$S_{1\max} - S_{7\max}$	Maximale Länge Strecke s_1 bis s_7
$S_{D1} - S_{D3}$	Dynamische Gesamtsicherheit / Dauerfestigkeit
$S_{Derf1} - S_{Derf3}$	Erforderliche Dauerfestigkeit
$S_{D1\min} - S_{D3\min}$	Mindestsicherheit Dauerfestigkeit
S_F	Sicherheit Fließgrenze
$S_{F1} - S_{F3}$	Sicherheit Fließgrenze Welle 1 bis 3
$S_{F1\min} - S_{F3\min}$	Mindestsicherheit Fließgrenze Welle 1 bis 3
$S_{z1} - S_{z3}$	Dynamischer Sicherheitsfaktor
T_{an}	Antriebsdrehmoment
T_{ab1}	Abtriebsdrehmoment Vorgabe
T_{ab2}	Abtriebsdrehmoment Ausarbeitung
T_R	Reibmoment
$V_1 - V_4$	Verschiebung 1 bis 4
$W_{B1} - W_{B3}$	Biegewiderstandsmoment Welle 1 bis 3
$W_{T1} - W_{T3}$	Torsionswiderstandsmoment Welle 1 bis 3
Σx	Summe von x_1 und x_2
x_1 / x_2	Variablen zur Verschiebung
$X_1 - X_7$	Längen der Wellenabschnitte
$z_1 - z_4$	Zähnezahl Zahnrad 1 bis 4
z_{n1} / z_{n2}	Ersatzzähnezahl 1 und 2
α_n	Normaleingriffswinkel
α_t	Stirneingriffswinkel
α_{wt}	Betriebseingriffswinkel
$inv\alpha_{wt}$	Profilverschiebung
$inv\alpha_t$	Profilverschiebung
β	Schrägungswinkel
β_b	Grundschrägungswinkel
$\beta_{kb1} - \beta_{kb3}$	Kerbwirkungszahl Biegung Welle 1 bis 3
$\beta_{kt1} - \beta_{kt3}$	Kerbwirkungszahl Torsion Welle 1 bis 3
$\varepsilon_{\alpha 12}$	Profilüberdeckung 1,2
$\varepsilon_{\alpha 34}$	Profilüberdeckung 3,4
$\varepsilon_{\beta 12}$	Sprungüberdeckung 1,2
$\varepsilon_{\beta 34}$	Sprungüberdeckung 3,4
$\varepsilon_{\gamma 12}$	Gesamtüberdeckung 1,2
$\varepsilon_{\gamma 34}$	Gesamtüberdeckung 3,4
μ_0	Haftriebwert
ϕ	Traganteil der Passfeder
$\sigma_{ba1} - \sigma_{ba3}$	Dynamische Biegespannung Welle 1 bis 3
$\sigma_{bf1} - \sigma_{bf3}$	Statische Bauteilstfestigkeit gegen Biegung Welle 1 bis 3

Maschinenelemente Entwurf 3
Jade Hochschule Wilhelmshaven

$\sigma_{bGW1} - \sigma_{bGW3}$	Biege- Wechselfestigkeit
$\sigma_{bm1} - \sigma_{bm3}$	Vernachlässigter Faktor dynamische Biegespannung
$\sigma_{bmax1} - \sigma_{bmax3}$	Maximale statische Biegespannung Welle 1 bis 3
σ_{bWN}	Biegespannung
$\tau_{tmax1} - \tau_{tmax3}$	Maximale statische Torsionsspannung Welle 1 bis 3
$\tau_{tF1} - \tau_{tF3}$	Statische Bauteilfestigkeit gegen Torsion Welle 1 bis 3
$\tau_{ta1} - \tau_{ta3}$	Dynamische Torsionsspannung Welle 1 bis 3
$\tau_{tm1} - \tau_{tm3}$	Vernachlässigter Faktor dynamische Torsionsspannung
$\tau_{tGW1} - \tau_{tGW4}$	Torsions- Wechselfestigkeit
τ_{tWN}	Torsionsspannung
τ_{tzul}	Dauerfestigkeitsschubspannung von 42CrMo4
ω	Winkelgeschwindigkeit Fliehkraftkupplung