

ME3-E

Testat 2 Bohrgerät-Getriebe

Gruppe 9:

Daniel Skrypnikov,

Edis Duvnjak,

Marvin Müller

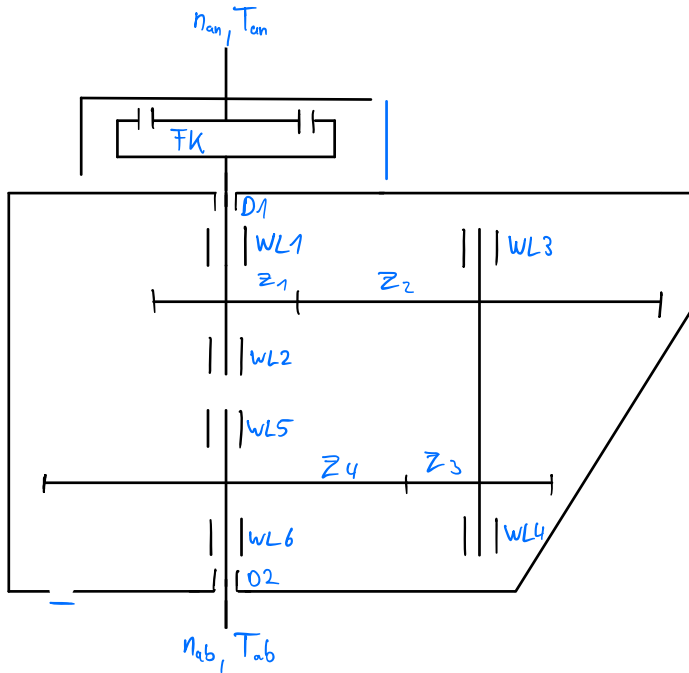
Inhaltsverzeichnis:

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 Z_1, Z_2
 - 7) Achsabstand 1,2
 - 8) Modul 3,4
 - 9) Teilkreisdurchmesser Z_3, Z_4
 - 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. Legende der verwendeten Formelzeichen

Anforderungsliste

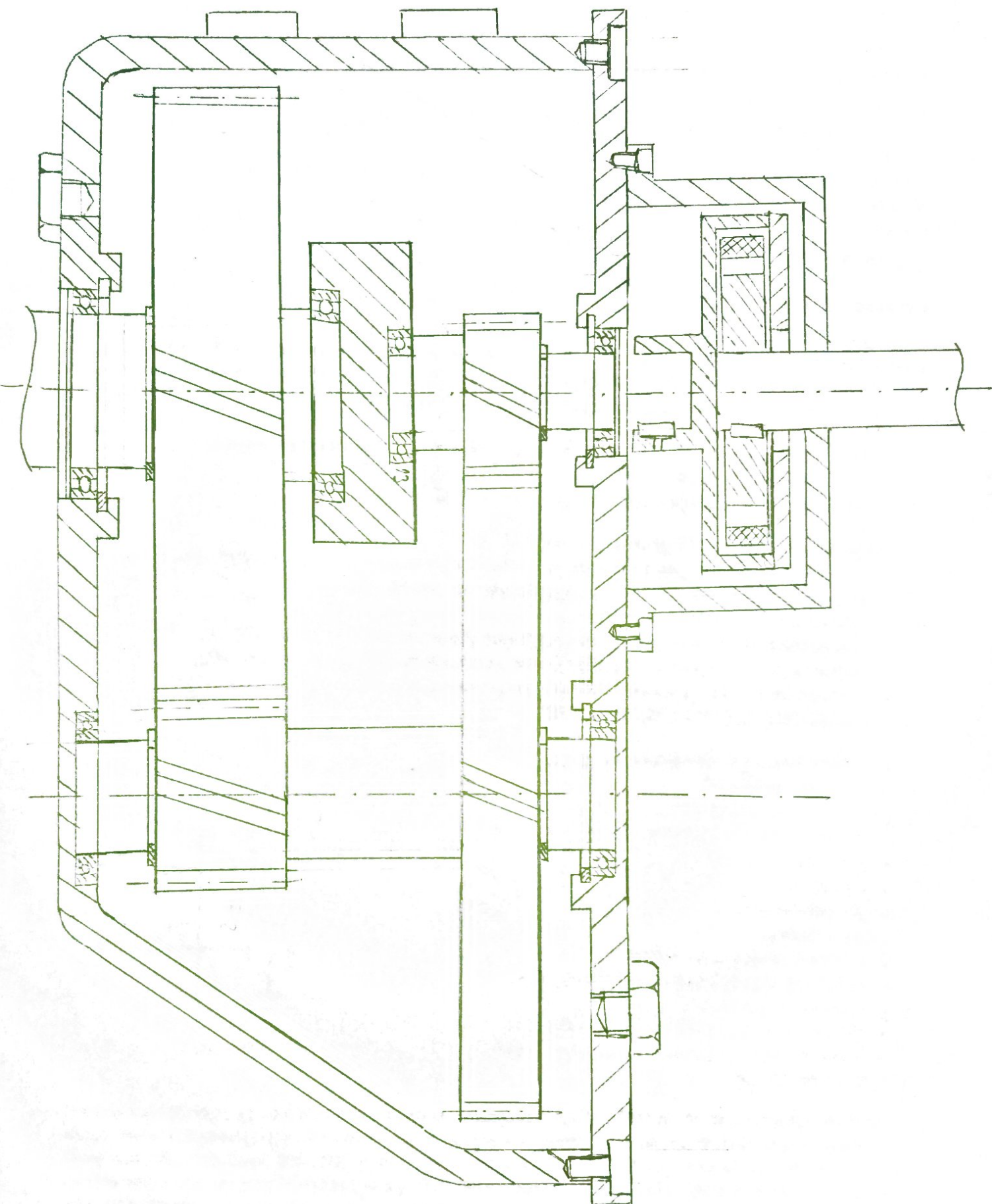
- Wirtschaftliche Fertigung: Erreicht durch Guss-Gehäuse. Möglichst Kauf- und Normteile verwenden
- Wartungsfreundlichkeit: Erreicht durch zweiteiliges Gehäuse, Wartungsklappe, Schaufenster, Ölablassschraube
- Langlebigkeit des Motors: Erreicht durch Fliehkraftkupplung mit lastfreiem Anlauf
- Koaxiale Bauweise unter Benutzung einer Vorgelegewelle
- Ruhiger Lauf: Erreicht durch Schrägverzahnung der Stirnräder ($\beta=20^\circ$)
- Langlebigkeit des Getriebes: Erreicht durch Ölschmierung
- Standzeit der Lager = $L_{10}>10000h$
- Kompakte vertikale Bauweise
- Hohe Axiale Belastbarkeit
- Zielparameiter 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



Die blaue, parallele Fläche ist eine Öffnung und Wartungsluke am Gehäuse

| | |
|-----|-------------------------|
| Z1 | Zahnrad 1 |
| Z2 | Zahnrad 2 |
| Z3 | Zahnrad 3 |
| Z4 | Zahnrad 4 |
| WL1 | Wälzlager 1 |
| WL2 | Wälzlager 2 |
| WL3 | Wälzlager 3 |
| WL4 | Wälzlager 4 |
| WL5 | Wälzlager 5 |
| WL6 | Wälzlager 6 |
| D1 | Radialwellendichtring 1 |
| D2 | Radialwellendichtring 2 |
| FK | Fliehkraftkupplung |
| nan | Antriebsdrehzahl |
| nab | Abtriebsdrehzahl |
| Tan | Antriebsdrehmoment |
| Tab | 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:

$$d_{min1} := \sqrt[3]{\frac{16 \cdot T_{an} \cdot K_A}{\pi \cdot \tau_{tzul}}} = 21.677 \text{ mm}$$

$$d_{W1} := 30 \text{ mm}$$

$$t_{1;W1} := 4 \text{ mm}$$

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

$$b_{P1} := 8 \text{ mm}$$

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

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

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**

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

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

TBM S. 267

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.

11) Profilverschiebung

Aufgrund weniger Drehmomentkräfte an den Zahnrädern 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

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

$$z_{n1} := \frac{d_1}{\cos(\beta_b)^2 \cdot m_{n12}} = 29.669 \quad \text{Gl.: 21.47}$$

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

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:

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

aus Hinweisen von S.797/809

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

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

Gl.: 21.56

x berechnen:

$$x_1 := \frac{\Sigma x}{2} + \left(0.5 - \frac{\Sigma x}{2}\right) \cdot \frac{\log\left(\frac{z_2}{z_1}\right)}{\log\left(\frac{z_{n1} \cdot z_{n2}}{100}\right)} = 0.133$$

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

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

Gl.: 21.22a

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

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

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

Gl.: 21.23

13) Weitere Auslegungen der Zahnräder**Grundkreisdurchmesser**

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

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

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

Gl.: 20.21

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

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

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

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

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

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

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

14) Kopfspiel nach Profilverschiebung

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

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

15) Profilüberdeckung

Überdeckung Zahnradpaar 1

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

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

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

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

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

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

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

Axialkraft: $F_{A1} := F_{T1} \cdot \tan(\beta) = 0.547 \text{ kN}$ 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: $F_{R4} := |F_{R3}| = 2.002 \text{ kN}$

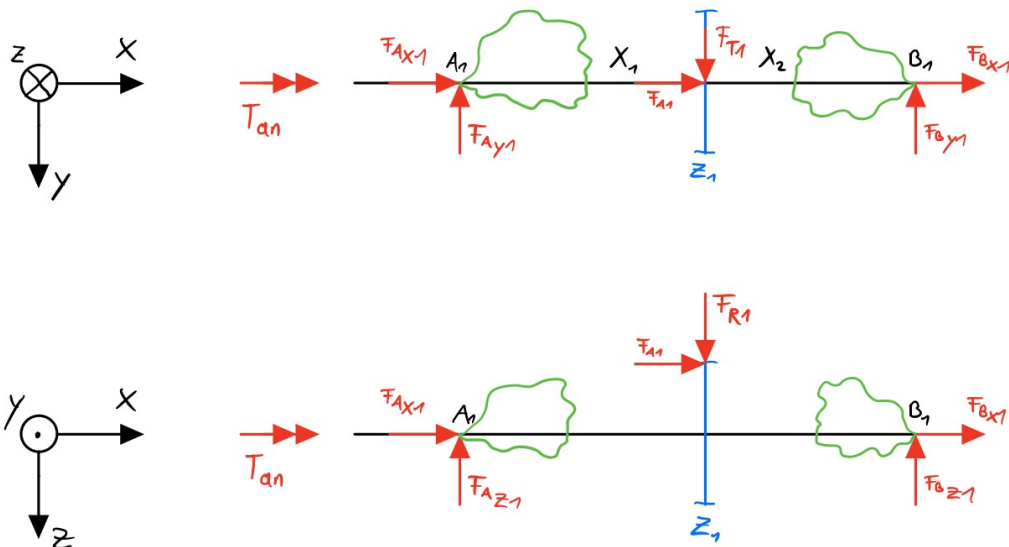
Axialkraft: $F_{A4} := |F_{A3}| = 1.881 \text{ kN}$

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:

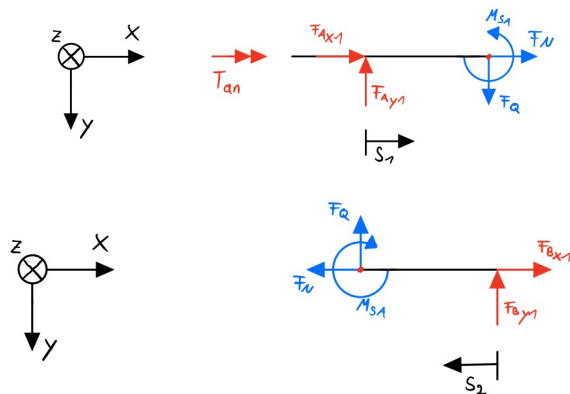
$$F_{RA1} := \sqrt{F_{Ay1}^2 + F_{Az1}^2} = 0.666 \text{ kN}$$

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

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:

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

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

$$M_{s1xy} := F_{Ay1} \cdot s_1 \quad M_{s1xymin} := F_{Ay1} \cdot s_{1min} = 0 \text{ N} \cdot \text{m}$$

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

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)

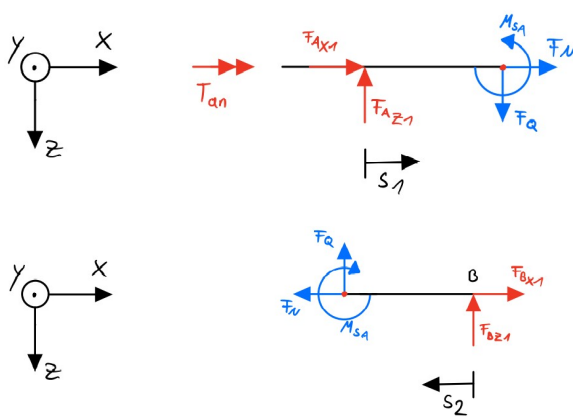
Gl.: TB:
TBM S.

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

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

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

XZ-Ebene:



positives Schnittufer:

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

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

$$M_{s1xzmin} := F_{Az1} \cdot s_{1min} = 0 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$M_{s1xzmax} := F_{Az1} \cdot s_{1max} = -1.544 \text{ N} \cdot \text{m}$$

negatives Schnittufer:

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

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

$$M_{s2xzmin} := F_{Bz1} \cdot s_{2min} = 0 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$M_{s2xzmax} := F_{Bz1} \cdot s_{2max} = 16.654 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Maximales Drehmoment Antriebswelle

Als Literatur für die Formeln dient:

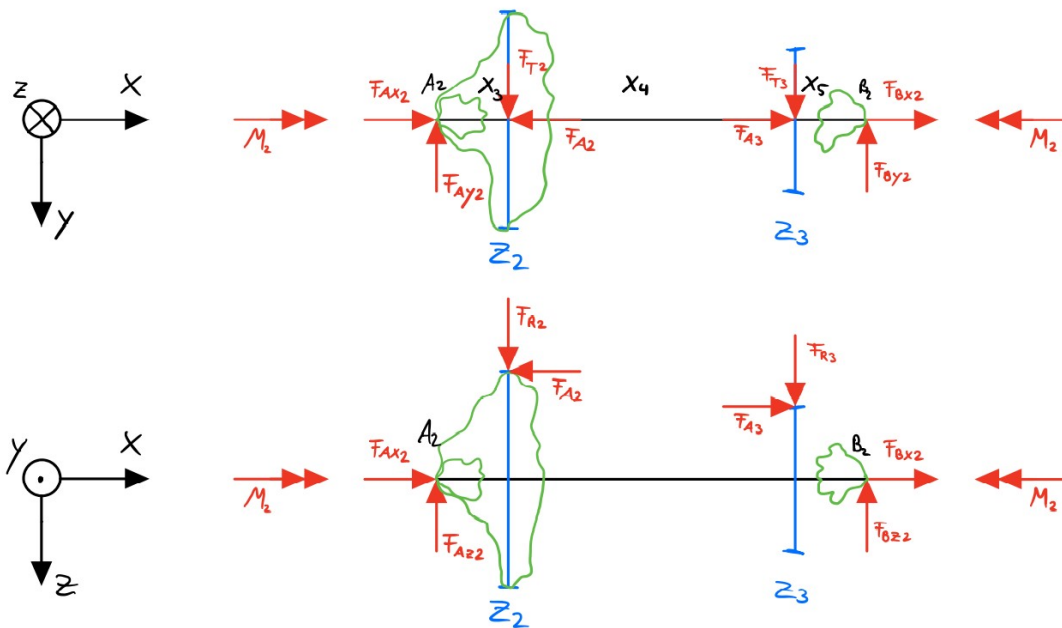
Roloff/Matek Maschinenelemente 24. Auflage (Springer Vieweg)
Tabellenbuch Metall 48. Auflage (Europa Lehrmittel)

Gl.: TB:
TBM S.

$$M_{sAmax} := \sqrt{(M_{s2xy\max})^2 + (M_{s2xz\max})^2} = 27.789 \text{ N}\cdot\text{m}$$

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:

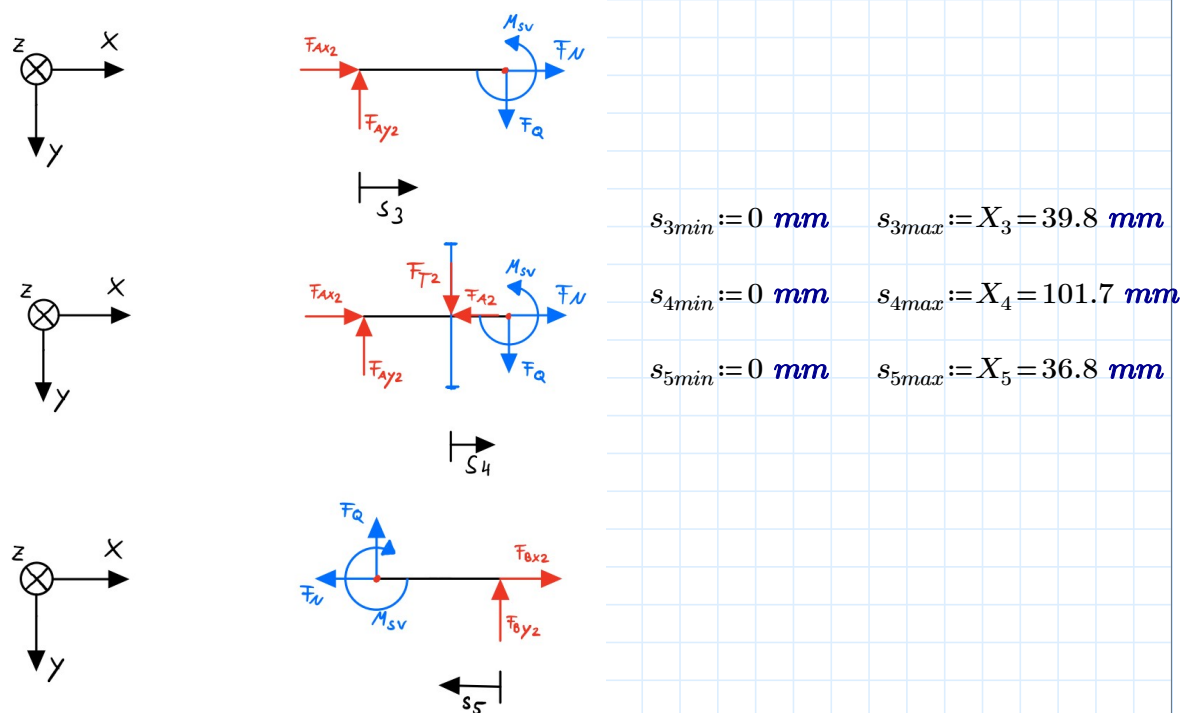
$$F_{RA2} := \sqrt{F_{Ay2}^2 + F_{Az2}^2} = 2.396 \text{ kN}$$

$$F_{RB2} := \sqrt{F_{By2}^2 + F_{Bz2}^2} = 4.758 \text{ kN}$$

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:



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:

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

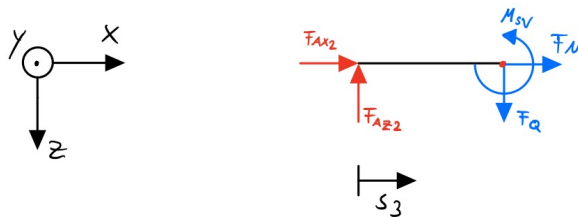
$$F_Q := -F_{By2} = -4.437 \text{ kN}$$

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

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

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

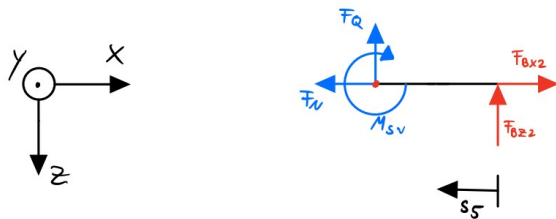
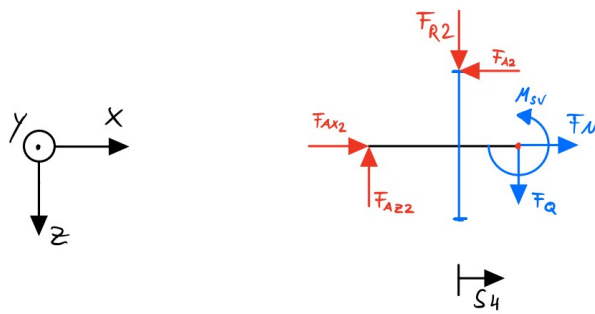
XZ-Ebene:



Als Literatur für die Formeln dient:

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

Gl.: TB:
TBM S.



erstes positives Schnittufer:

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

$$M_{s3xz} := F_{Az2} \cdot s_3$$

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

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

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:

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

$$M_{s5xz} := F_{Bz2} \cdot s_5$$

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

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

Als Literatur für die Formeln dient:

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

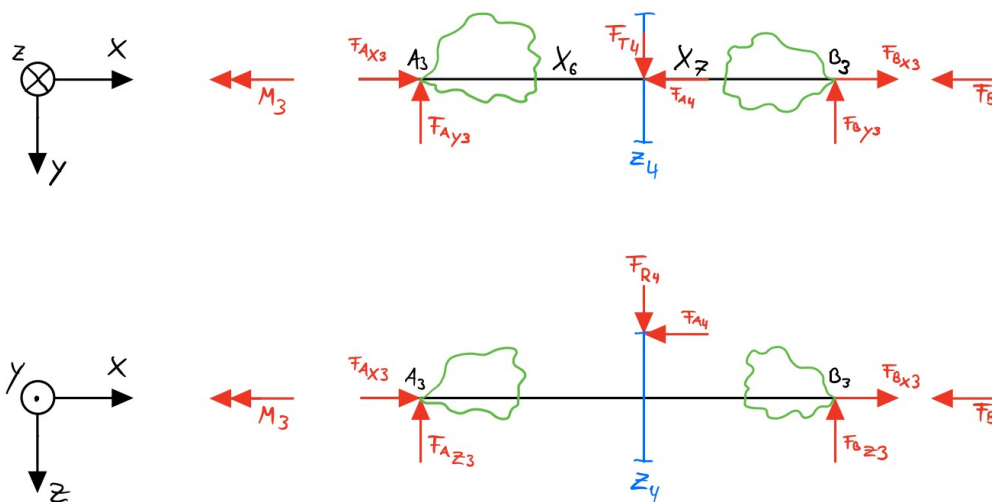
Gl.: TB:
TBM S.

Maximales Drehmoment Vorgelegewelle

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

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.

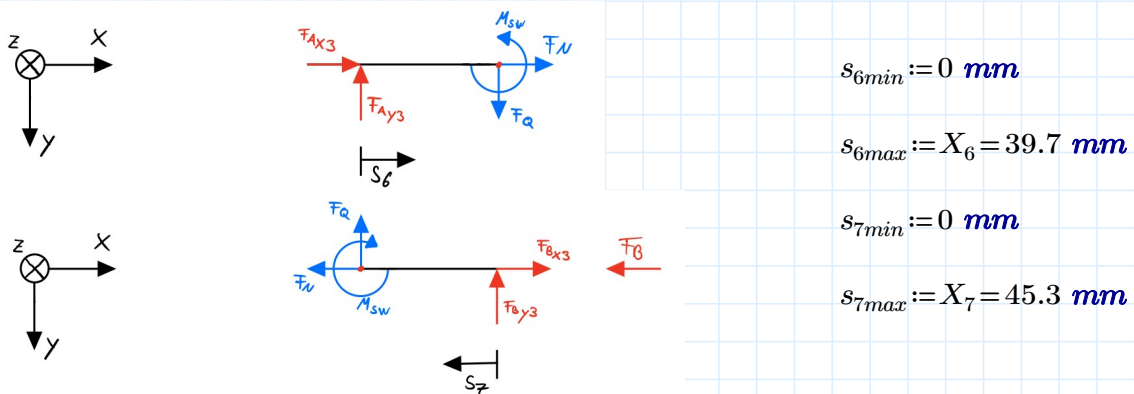
Resultierende Lagerkräfte:

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

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:



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:

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

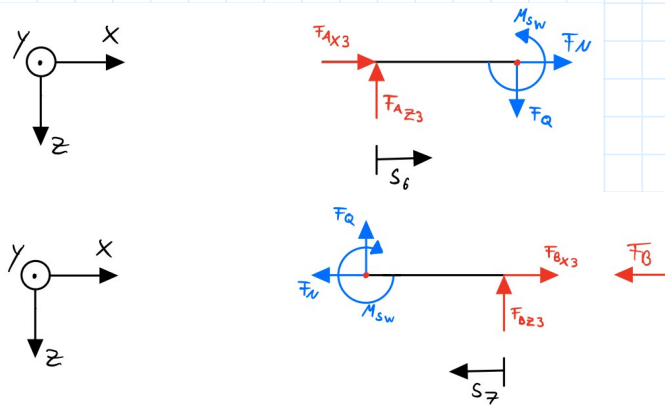
$$F_Q := -F_{By3} = -2.414 \text{ kN}$$

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

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

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

XZ-Ebene:



positives Schnittufer:

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

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

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

$$M_{s6xzmax} := F_{Az3} \cdot s_{6max} = 153.149 \text{ N} \cdot \text{m}$$

negatives Schnittufer:

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

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

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

$$M_{s7xzmax} := F_{Bz3} \cdot s_{7max} = -84.069 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Maximales Drehmoment Abtriebswelle

$$M_{sWmax} := \sqrt{(M_{s6xymax})^2 + (M_{s6xzmax})^2} = 188.181 \text{ N} \cdot \text{m}$$

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**

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

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

$$p := 3 \quad \text{Aufgrund von Rillenkugellager}$$

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

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

$$n_2 := \frac{2000 \cdot \text{min}^{-1}}{i_{12}} = 505.051 \frac{1}{\text{min}}$$

$$d_{W2} = 45 \text{ mm}$$

Loslager B

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

Festlager A

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

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

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

Gl.: 14.1

gewählt: 6209

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

$$n_3 := \frac{2000 \cdot \text{min}^{-1}}{i_{ges}} = 153.433 \frac{1}{\text{min}}$$

$$d_{W3} = 60 \text{ mm}$$

Loslager A

Festlager B

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

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

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

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

gewählt: 6012

gewählt: 6212

22) Lebensdauer der Lager**Antriebswelle**

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

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

Gl.: 14.5a

$$c_{6206} := 20.3 \text{ kN}$$

$$c_{0.6206} := 11.2 \text{ kN}$$

$$\frac{|F_{Ax1}|}{F_{RA1}} = 0.822$$

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

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

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

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

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

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

$$c_{6309} := 53 \text{ kN}$$

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

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

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

$$X_{6309} := 1$$

$$Y_{6309} := 0$$

$$\text{TB: 14-3a}$$

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

$$l_{10h;6309} := \frac{10^6}{n_3} \cdot \left(\frac{c_{6309}}{P_{6309}} \right)^3 = (1.501 \cdot 10^5) \text{ hr}$$

Abtriebswelle

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

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

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

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

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

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

$$\frac{|F_{Bx3}|}{F_{RA3}} > e$$

d.h.

$$X_{6212} := 0.56$$

$$Y_{6212} := 1.8$$

$$\text{TB: 14-3a}$$

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

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

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

$$R_m := 1100 \frac{N}{mm^2} \quad R_{p0.2N} := 900 \frac{N}{mm^2} \quad \text{TB: 1-1}$$

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

$$R_z := 6.3 \mu m \quad \text{TB: 2-12}$$

25) Festigkeitsnachweis Antriebswelle**Statischer Festigkeitsnachweis:**Nach Schema RM
S.72

vorhandene Spannungen:

Biegung

$$W_{B1} := 0.012 \cdot (d_{W1} + (d_{W1} - t_{1,W1}))^3 = (2.107 \cdot 10^3) mm^3 \quad \text{TB: 11-3}$$

$$\sigma_{bmax1} := \frac{M_{sAmax}}{W_{B1}} = 13.186 \frac{N}{mm^2} \quad \text{Bild 3.2}$$

Als Literatur für die Formeln dient:

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

Gl.: TB:
TBM S.

Torsion

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

TB: 11-3

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

Bild 3.2

Technologischer Größeneinflussfaktor

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

TB: 3-11

Bauteilfestigkeit:

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

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

Gesamtsicherheit:

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

$$S_{F1min} := 2$$

TB: 3-14

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

Dynamischer Festigkeitsnachweis:

Nach Schema RM S.73

vorhandene Spannungen:

Biegung

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

Belastungsfaktor beachtet

$$\sigma_{bm1} := 0 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

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

$$K_{g1} := 1 - 0.2 \cdot \frac{\log\left(\frac{(d_{W1} - t_{1,W1})}{7.5 \frac{N}{mm^2}}\right)}{\log(20)} = 0.917$$

TB: 3-11c

Oberflächenrauheit

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

TB: 3-10

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

Oberflächenverfestigung

$$K_{V1} := 1.2$$

TB: 3-12

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

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

$$\sigma_{bGW1} := K_{t1} \cdot \frac{\sigma_{bWN}}{K_{Db1}} = 225.457 \frac{N}{mm^2}$$

$$\tau_{tGW1} := K_{t1} \cdot \frac{\tau_{tWN}}{K_{Dt1}} = 150.921 \frac{N}{mm^2}$$

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

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

$$S_{D1min} := 1.5$$

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

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

TB: 11-3

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

Bild 3.2

Torsion

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

TB: 11-3

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

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.

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:

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

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

Gesamtsicherheit:

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

$$S_{F2min} := 2$$

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

$$\beta_{kb2} := 2.4 \quad \beta_{kt2} := 2.2 \quad \text{TB: 3-8 / 3-9}$$

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

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

$$K_{O\tau2} := 0.575 \cdot K_{O\sigma2} + 0.425 = 0.925$$

Oberflächenverfestigung

$$K_{V2} := 1.2 \quad \text{TB: 3-12}$$

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

$$K_{Dt2} := \left(\frac{\beta_{kt2}}{K_{g2}} + \frac{1}{K_{O\tau2}} - 1\right) \cdot \frac{1}{K_{V2}} = 2.129$$

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

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

$$S_{D2min} := 1.5$$

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

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

TB: 11-3

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

Bild 3.2

Torsion

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

TB: 11-3

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

Bild 3.2

Technologischer Größeneinflussfaktor

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

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

$$\beta_{kb3} := 2.4$$

$$\beta_{kt3} := 2.2$$

TB: 3-8 / 3-9

Geometrischer Größeneinflussfaktor

$$K_{g3} := 1 - 0.2 \cdot \frac{\log\left(\frac{(d_{W3} - t_{1,W3})}{7.5 \text{ mm}}\right)}{\log(20)} = 0.869$$

TB: 3-11c

Oberflächenrauheit

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

TB: 3-10

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

Oberflächenverfestigung

$$K_{V3} := 1.2$$

TB: 3-12

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

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

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

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

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

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

$$S_{D3min} := 1.5$$

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:

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

Wir verwenden CLP 460 als Schmieröl

TB 20-7a

CLP 460 nach DIN 51517;

Viskositätsklasse 460;

kinematische Viskosität ca. $500 \frac{mm^2}{s}$

Als Literatur für die Formeln dient:

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

Gl.: TB:
 TBM S.

29) Fliehkraftkupplung

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

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

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

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

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

$$F_R := \mu_0 \cdot F_{NK} = 280.556 \text{ N} \quad \text{Reibkraft zwischen Fliehkörper und Gehäuse}$$

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

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

$$N_{FK} := 3$$

Anzahl Fliehkörper

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

Schaltdrehzahl

$$m_{FK} := 0.5 \text{ kg}$$

Masse Fliehkörper

$$r_{FK} := 50 \text{ mm}$$

Fliehkörperschwerpunktradius

$$F_F := 20 \text{ N}$$

Gesamtfederkraft

$$D_R := 140 \text{ mm}$$

Reibdurchmesser

$$\mu_0 := 0.9$$

Haftreibwert

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

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

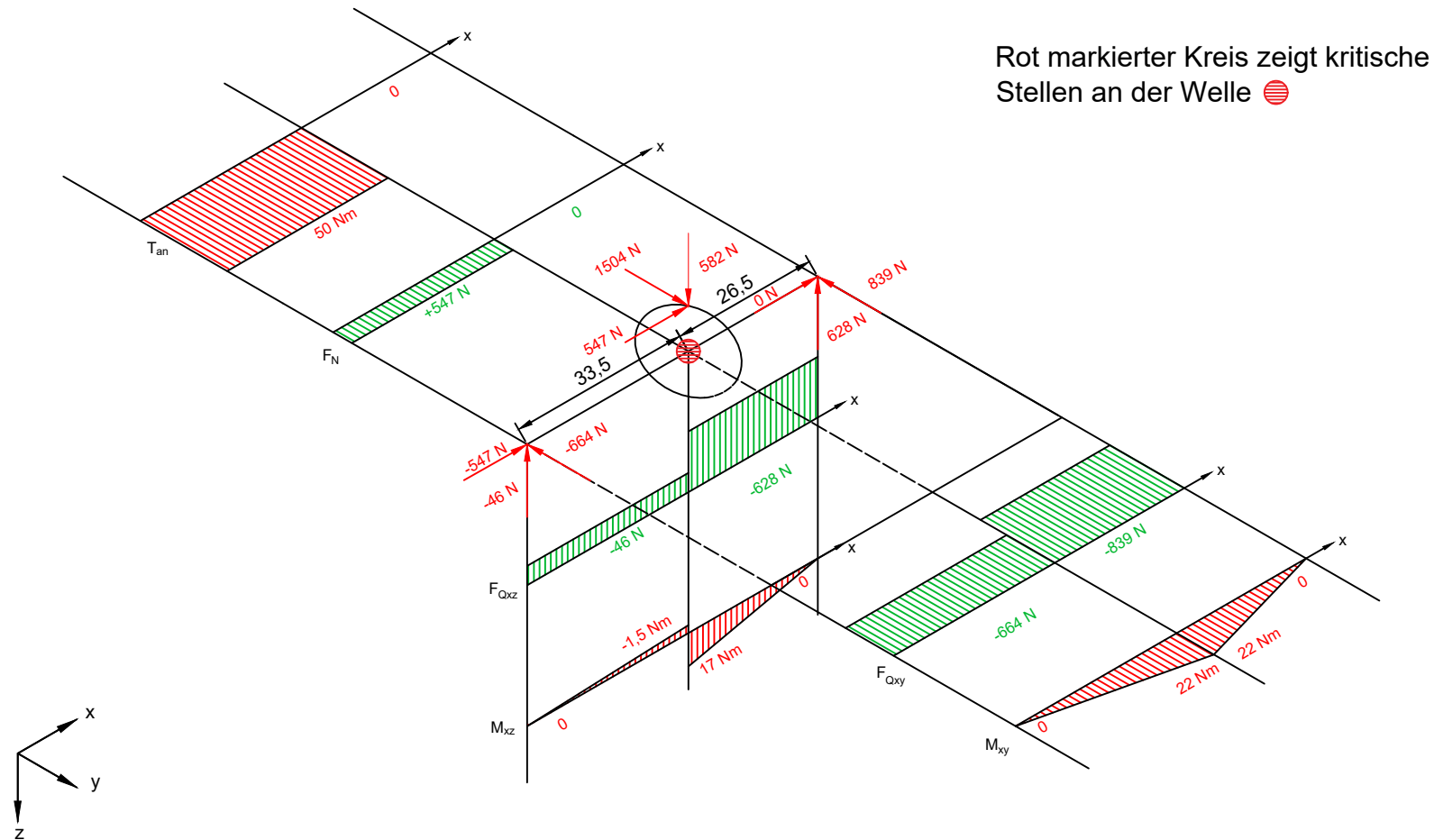
$$F_R := \mu_0 \cdot F_N = 280.556 \text{ N}$$

Reibkraft zwischen Fliehkörper und Gehäuse

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

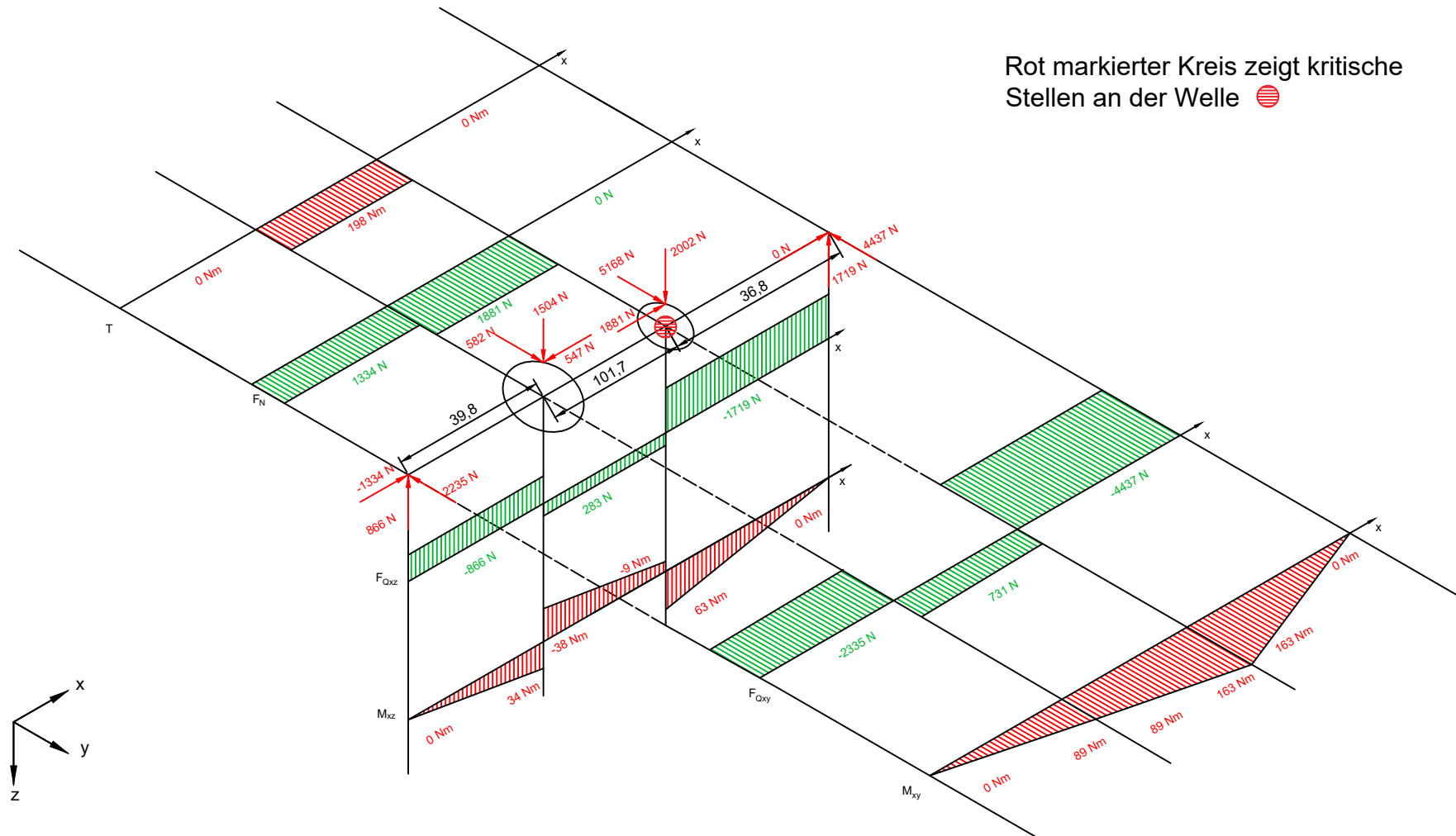
Da das erforderliche Antriebsdrehmoment von 50Nm hier großzügig eingehalten wird, wird die Fliehkraftkupplung mit drei Fliehkörpern gebaut.

Antriebswelle



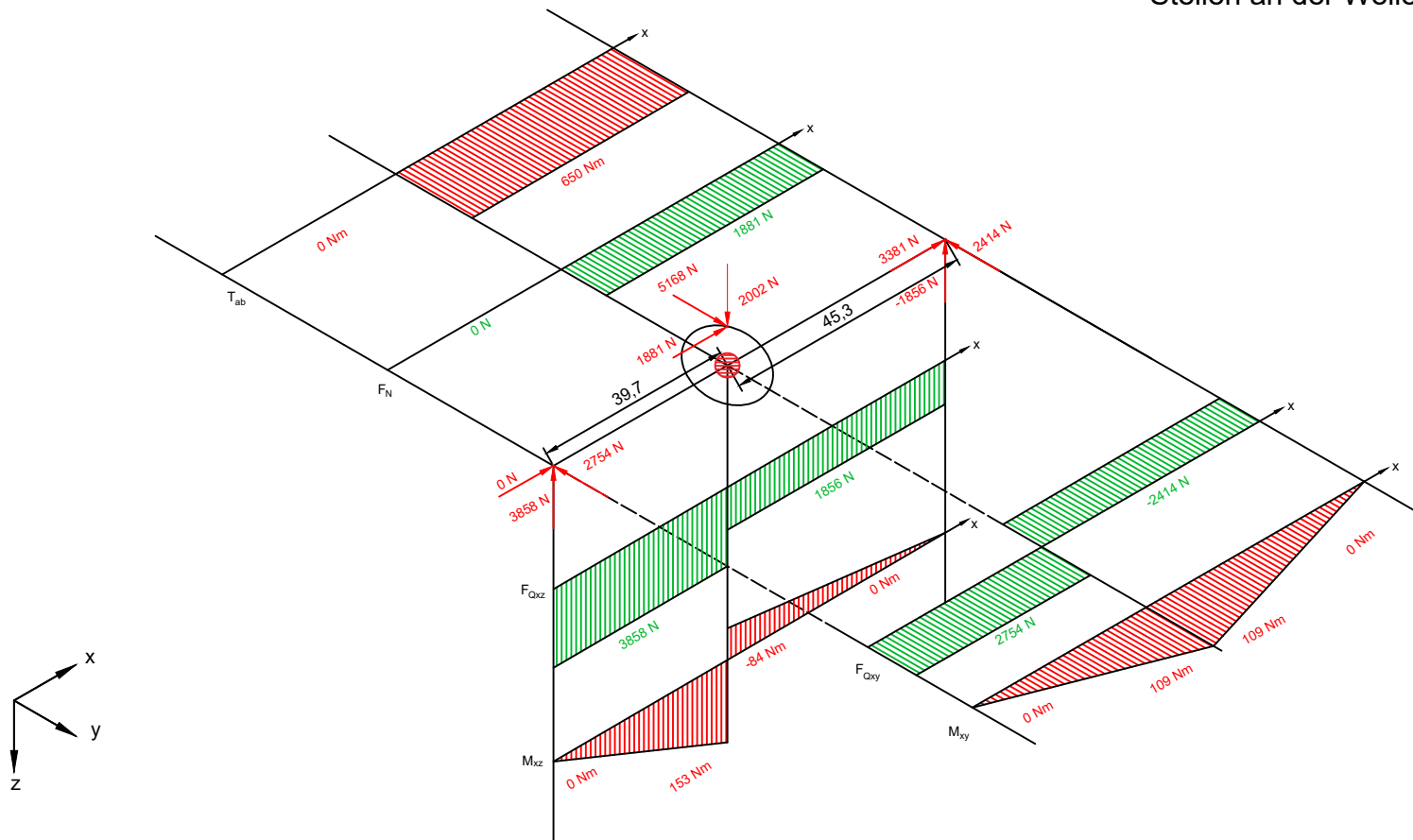
Vorgelegewelle

Rot markierter Kreis zeigt kritische Stellen an der Welle 



Abtriebswelle

Rot markierter Kreis zeigt kritische Stellen an der Welle 



| 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 |
| $d_{min1} - d_{min3}$ | Minstdurchmesser 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 Lebensdauer |
| 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 |
| $M_{s1xy\max} - M_{s7xy\max}$ | 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 |
| $M_{s1xz\max} - M_{s7xz\max}$ | Maximales Moment um s1 bis s7 in XZ-Ebene |
| $M_{sA\max}$ | Maximales Drehmoment Antriebswelle |
| $M_{sV\max}$ | Maximales Drehmoment Vorgelegewelle |
| $M_{sW\max}$ | 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 Fliehkraftkupplung |
| 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 |
| $R_{p0;2N}$ | Dehngrenze |

Maschinenelemente Entwurf 3
Jade Hochschule Wilhelmshaven

| | |
|-------------------------------|---|
| Rz | Rautiefe |
| $s_1 - s_7$ | Strecken s1 bis s7 für Schnittgrößenverläufe |
| $s_{1min} - s_{7min}$ | Minimale Länge Strecke s1 bis s7 |
| $s_{1max} - s_{7max}$ | Maximale Länge Strecke s1 bis s7 |
| $S_{D1} - S_{D3}$ | Dynamische Gesamtsicherheit / Dauerfestigkeit |
| $S_{Derf1} - S_{Derf3}$ | Erforderliche Dauerfestigkeit |
| $S_{D1min} - S_{D3min}$ | Mindestsicherheit Dauerfestigkeit |
| S_F | Sicherheit Fließgrenze |
| $S_{F1} - S_{F3}$ | Sicherheit Fließgrenze Welle 1 bis 3 |
| $S_{F1min} - S_{F3min}$ | 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 |
| $W_{B1} - W_{B3}$ | Biege widerstandsmoment Welle 1 bis 3 |
| $W_{T1} - W_{T3}$ | Torsions widerstandsmoment 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 |
| $z_1 - z_4$ | Zähnezahln Zahnrad 1 bis 4 |
| z_{n1} / z_{n2} | Ersatzzähnezahln 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 |
| $\beta_{kb1} - \beta_{kb3}$ | Kerbwirkungszahln Biegung Welle 1 bis 3 |
| $\beta_{kt1} - \beta_{kt3}$ | Kerbwirkungszahln Torsion Welle 1 bis 3 |
| $\epsilon_{\alpha 12}$ | Profilüberdeckung 1,2 |
| $\epsilon_{\alpha 34}$ | Profilüberdeckung 3,4 |
| $\epsilon_{\beta 12}$ | Sprungüberdeckung 1,2 |
| $\epsilon_{\beta 34}$ | Sprungüberdeckung 3,4 |
| $\epsilon_{\gamma 12}$ | Gesamtüberdeckung 1,2 |
| $\epsilon_{\gamma 34}$ | Gesamtüberdeckung 3,4 |
| μ_0 | Haftreibwert |
| ϕ | Traganteil der Passfeder |
| $\sigma_{ba1} - \sigma_{ba3}$ | Dynamische Biegespannung Welle 1 bis 3 |
| $\sigma_{bF1} - \sigma_{bF3}$ | Statische Bauteilfestigkeit 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 |
| | |