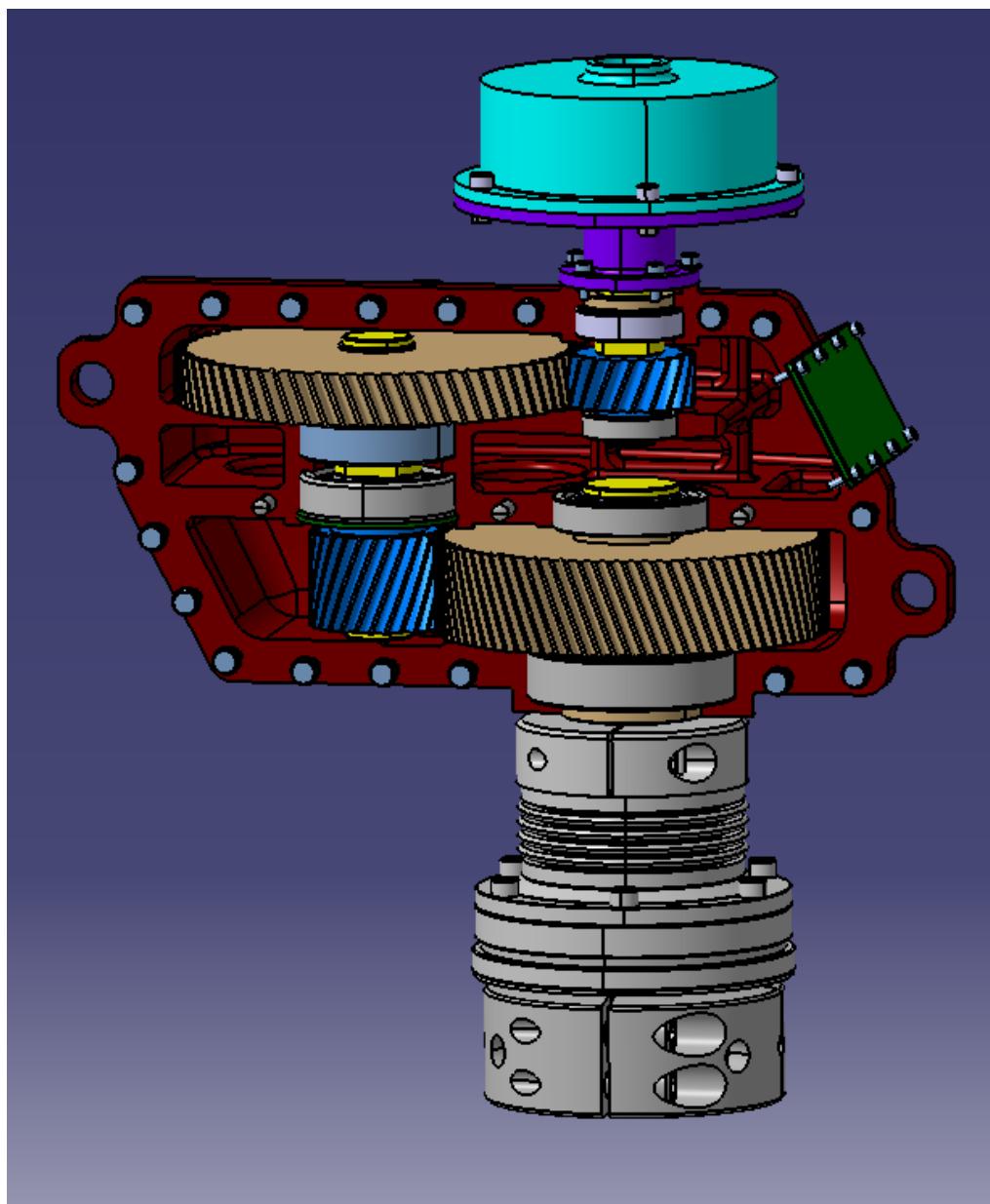


2-stufiges schrägverzahntes koaxiales Getriebe

Abgabe Testat 3 Gruppe 4 – 16.02.2022

Prof. Dr. Lindner



Inhaltsverzeichnis

1. Anforderungsliste

2. Skizzen

- 2.1. Prinzip-Skizzen
- 2.2. Entwurf-Skizze
- 2.3. Isometrie-Ansichten

3. Berechnungen

- 3.1. Verzahnung
 - 3.1.1. Übersetzungsverhältnis
 - 3.1.2. Profilverschiebung
 - 3.1.3. Zusammenfassung der Parameter der Zahnräder
- 3.2. Welle-Nabe-Verbindung-Passfeder
- 3.3. Kräfte an den Zahnrädern
- 3.4. Lagerkräfte und Schnittgrößenverläufe
- 3.5. Lagerberechnung
- 3.6. Festigkeitsnachweis
- 3.7. Fliehkraftkupplung
- 3.8. Schmierstoffberechnung

4. Zeichnungen

- 4.1. Isometrische Ansicht
- 4.2. Hauptansichten
- 4.3. Schnittansichten
- 4.4. Detailansicht-Lagerungen
- 4.5. Welle-Nabe-Verbindungen
- 4.6. Wartungsklappe

5. Überlastrutschkupplung

Anforderungsliste 2-stufiges schrägverzahntes koaxiales Getriebe

Eingangsparameter

- Antrieb $T_{an} = 50 \text{ [Nm]}$
- Abtrieb $T_{ab} = 500 \text{ [Nm]}$
- Schaltdreh. $n_s = 1400 \text{ [min}^{-1}]$
- Antrieb $n_{an} = 2000 \text{ [min}^{-1}]$
- Druckkraft $FB = 3 \text{ [kN]}$

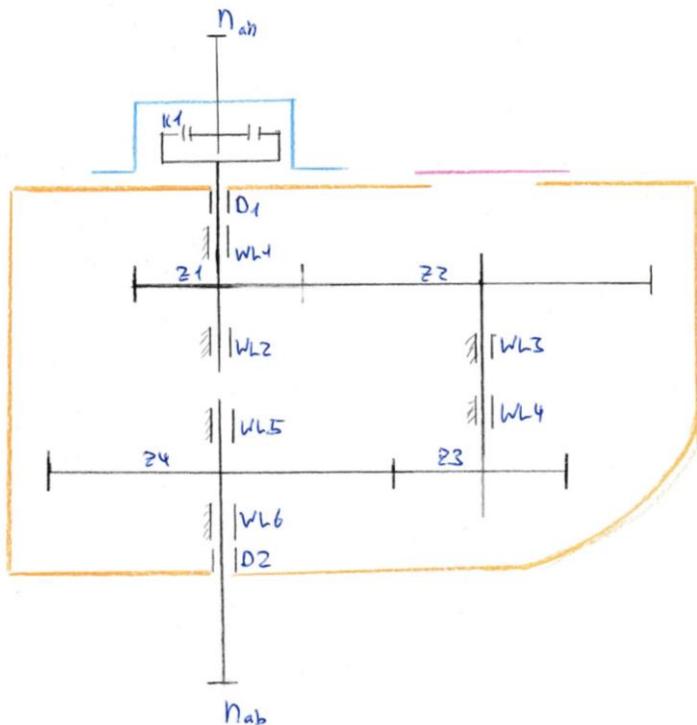
Anforderungen

- Zweiteiliges Getriebegehäuse zur einfachen Montage & Wartung sowie einer möglichst wirtschaftlichen Fertigung z.B. als Gussteil
- Koaxiale Bauweise mit Vorgelegewelle
- Getriebegehäuse mit Ölablassschraube für Ölwechsel bei Wartung und/oder Inspektion
- Schrägverzahnung der Stirnräder für einen ruhigen Lauf ($\beta=20^\circ$)
- Fliehkraftkupplung zum Schutz des Motors (Lastfreier Anlauf), die Schaltdrehzahl liegt bei ca. 1400min^{-1}
- Ölschmierung des Getriebes mit zugehörigen Wellendichtringen etc.
- Die Standzeit der Wälzlager soll mindestens $L_{10}>10000\text{h}$ sein
- Erreichung der Zielparameter (Drehmoment Abtrieb etc.) mit einer maximalen Abweichung von 0,5% über dem geforderten Soll-Wert
- Dauerfest $SD>1,5$ für alle Wellen an je einer Schwachstelle
- Möglichst Verwendung von Kauf-/Normteilen

Zusätzliche Wünsche für die Konstruktion

- Eine gut zugängliche Wartungsklappe um möglichst Bedienerfreundlich zu sein
- Kompakte & vertikale Bauweise bei hoher Leistungsdichte (bei niedrigem Gewicht z.B. Aluminiumguss)
- Möglichst lange Standzeit bei Belastung der Ausgangswelle durch Bohrvorgang mit max. 3kN
- Beständig gegenüber äußeren Einflüssen wie Staub & Korrosion

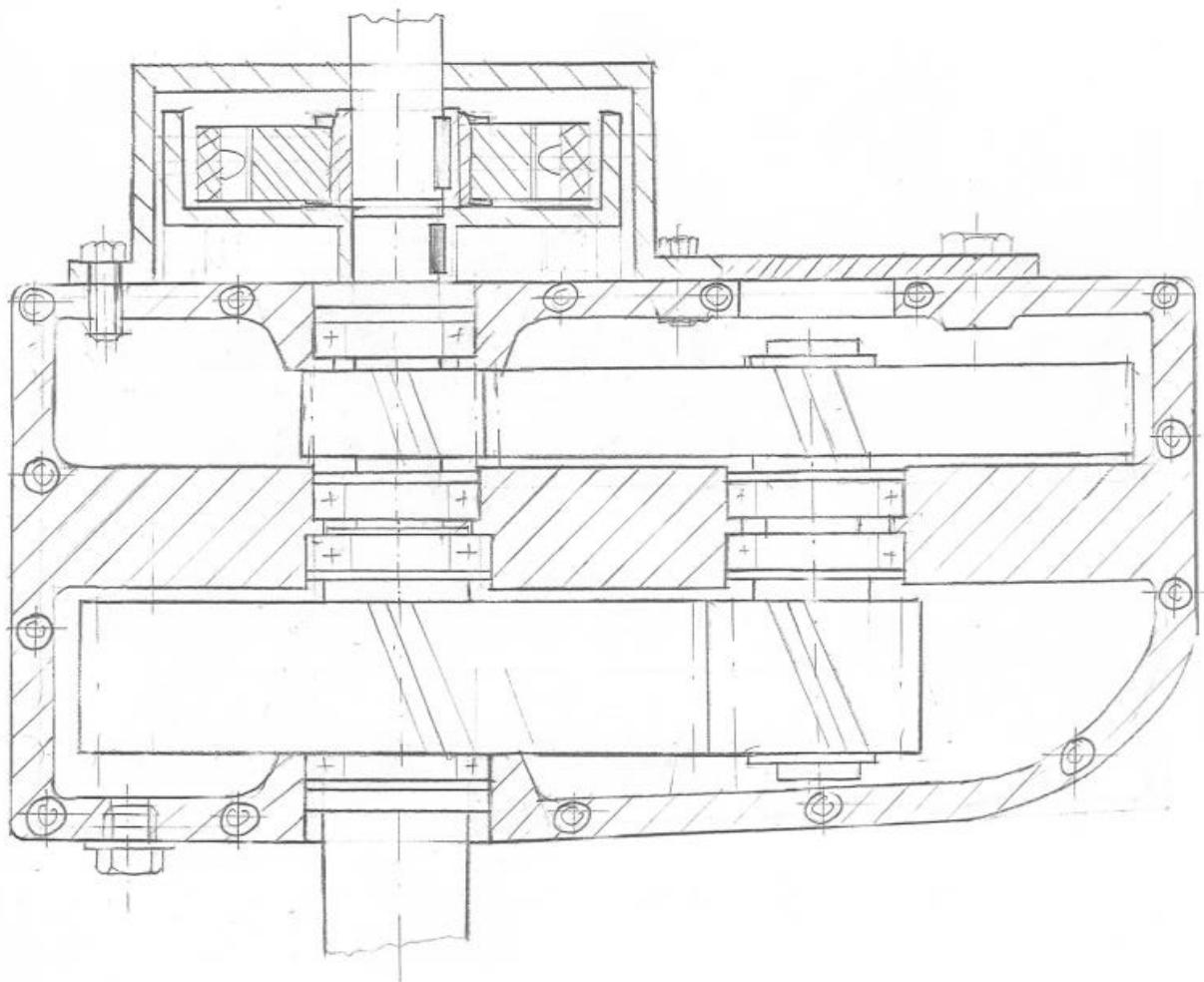
Prinzip-Skizze



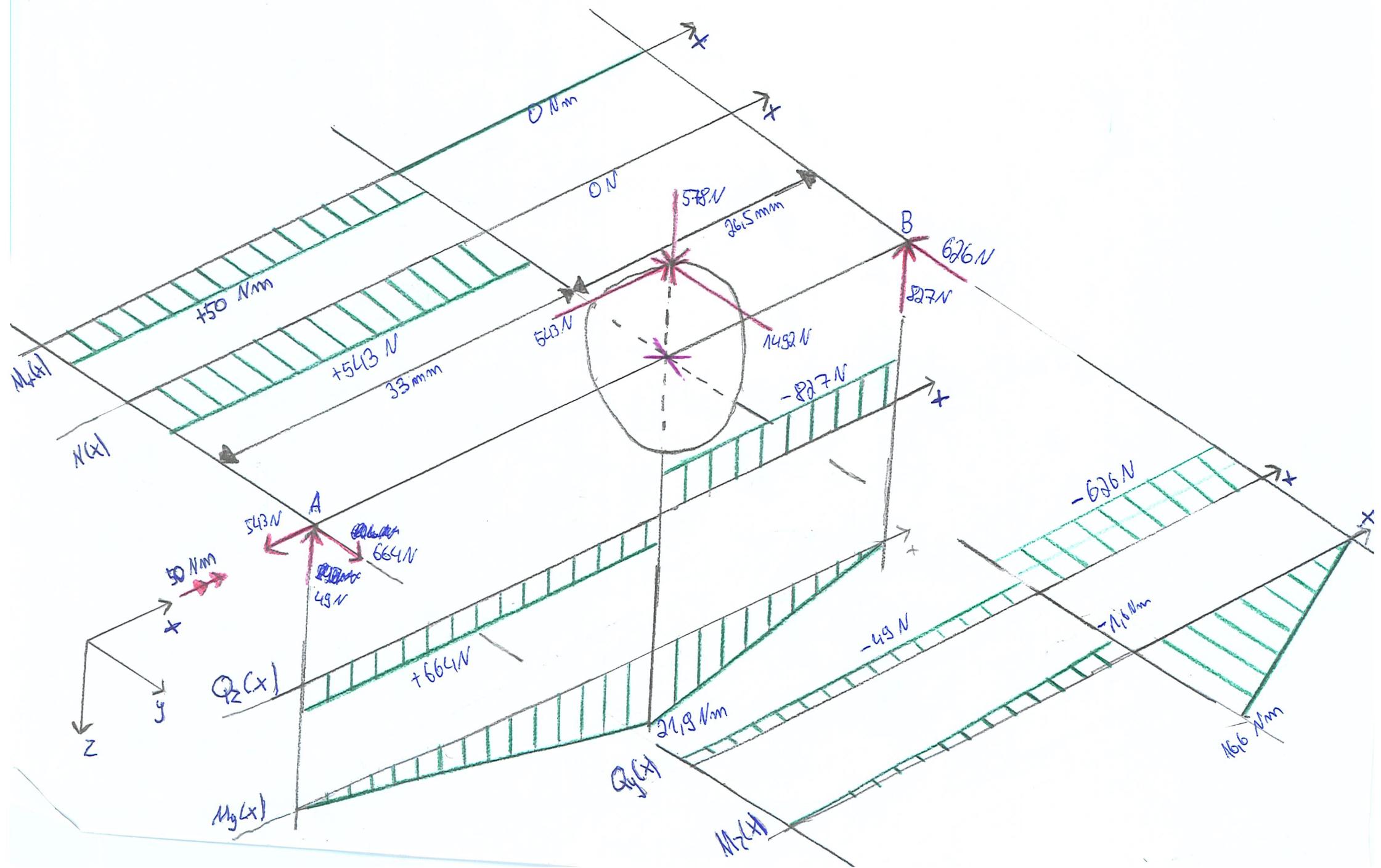
Bezeichnung	Name
Z_1	Zahnrad 1
Z_2	Zahnrad 2
Z_3	Zahnrad 3
Z_4	Zahnrad 4
WL_1	Wälzlager 1
WL_2	Wälzlager 2
WL_3	Wälzlager 3
WL_4	Wälzlager 4
WL_5	Wälzlager 5
WL_6	Wälzlager 6
D_1	Radialwellendichtring
D_2	Radialwellendichtring
K_1	Fliehkraftkupplung
n_{an}	Antreibswelle
n_{ab}	Abtriebswelle

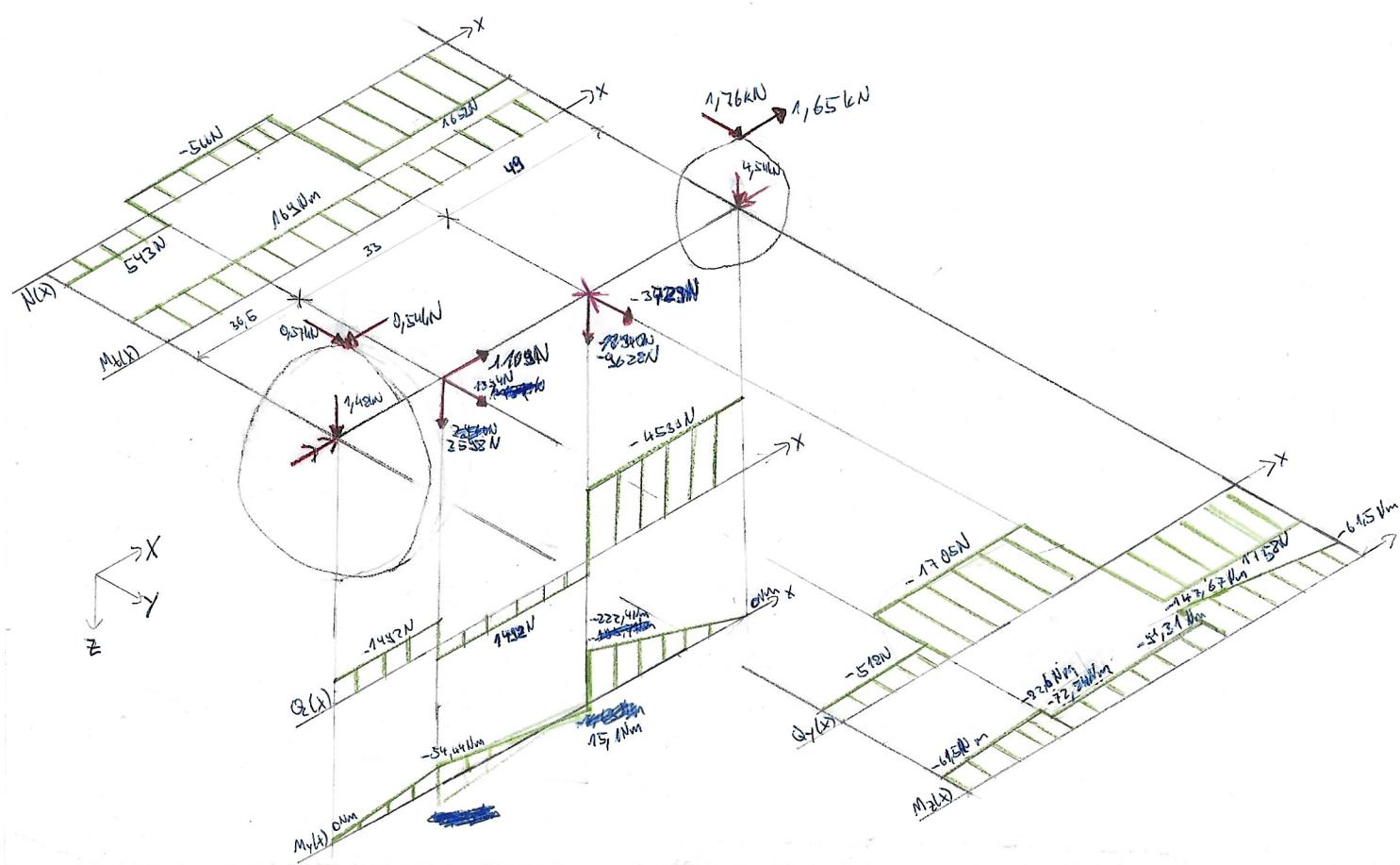
Maschinenelemente 3 Entwurf
Jade Hochschule Wilhelmshaven

Entwurf-Skizze

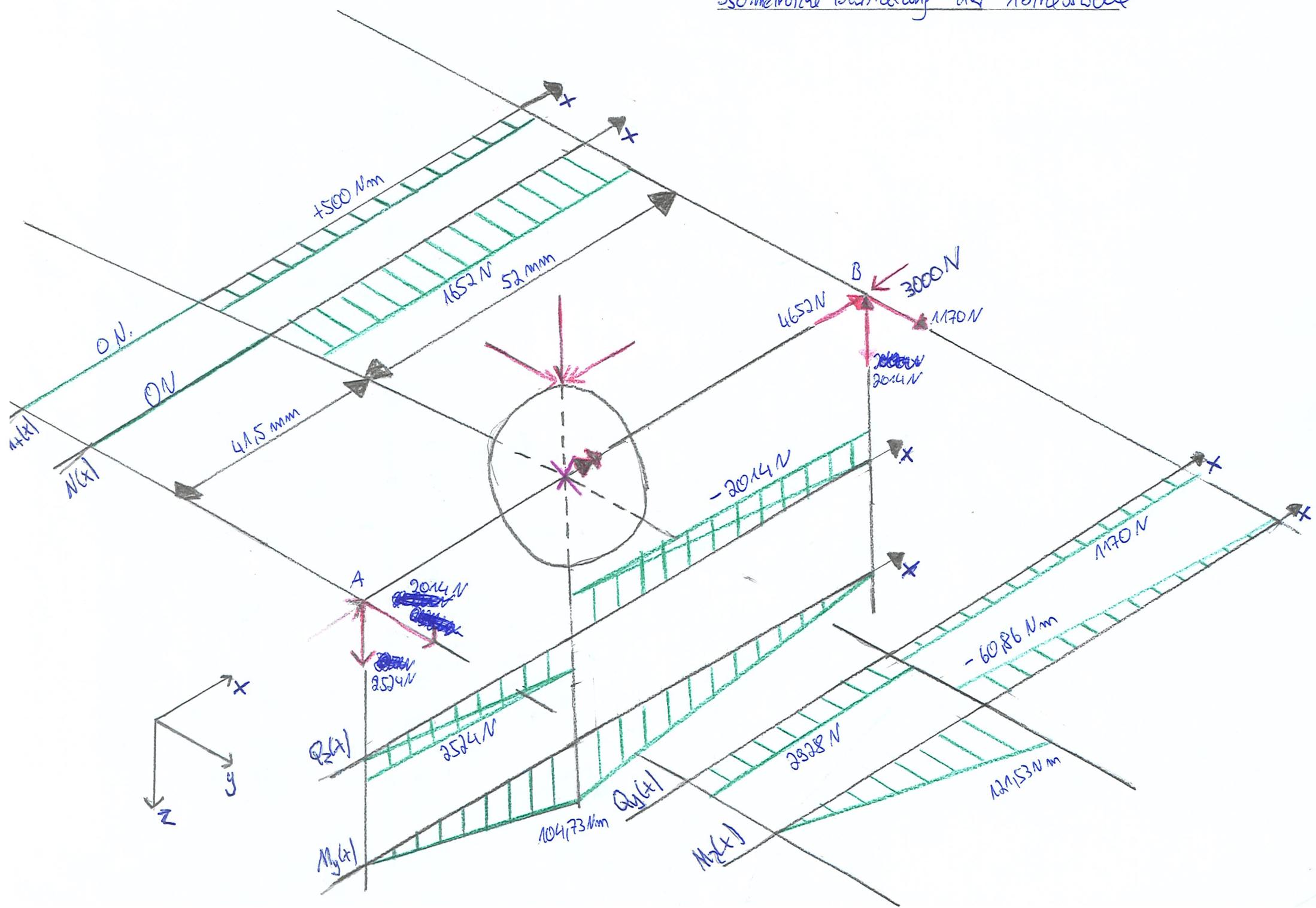


Isometrische Darstellung Antriebswelle





Isometrische Darstellung der Abtriebswelle



2-stufiges schrägverzahntes koaxiales Getriebe

Alle im Folgenden auftretenden Angaben zu Seitenzahlen, Tabellen und Gleichungen beziehen sich auf "Roloff/Matek Maschinenelemente (24. Auflage)"

Konstanten per Vorgabe

Drehmoment Antrieb:	$T_{an} := 50 \text{ N} \cdot \text{m}$
Drehmoment Abtrieb:	$T_{ab} := 500 \text{ N} \cdot \text{m}$
Antriebsdrehzahl:	$n_{an} := 2000 \text{ min}^{-1}$
Druckkraft:	$F_B := 3 \text{ kN}$
Verzahnungsschrägungswinkel:	$\beta := 20^\circ$
Normaleingriffswinkel:	$\alpha_n := 20^\circ$
Dauerfestigkeitsschubspannung von 42CrMo4 (Wellenstahl):	$\tau_{tzul} := 50 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$
Überschlägiger Belastungswert:	$B_{zul} := 4 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$
Anwendungsfaktor:	$K_A := 2$

theoretisches Übersetzungsverhältnis

$$i_{ges} := \frac{T_{ab}}{T_{an}} = 10$$

$$i_{12} := 3.4$$

$$i_{23} := \frac{i_{ges}}{i_{12}} = 2.941$$

$$i_{ges} := i_{12} \cdot i_{23} = 10$$

gewählt nach TB21-11

Ritzelzähnezahlen

$z_1 := 21$	$z_2 := z_1 \cdot i_{12} = 71.4$	$z_2 := 71$	orientiert an TB21-12
$z_3 := 28$	$z_4 := z_3 \cdot i_{23} = 82$	$z_4 := 83$	Da ggT > 1 wurde die Ritzelzähnezahl um +1 erhöht

wirkliches Übersetzungsverhältnis

$$i_{12} := \frac{z_2}{z_1} = 3.381$$

$$i_{23} := \frac{z_4}{z_3} = 2.964$$

$$i_{ges} := i_{12} \cdot i_{23} = 10.022$$

$$T_{ab} := T_{an} \cdot i_{ges} = 501.105 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$\frac{500 \cdot \text{N} \cdot \text{m}}{T_{ab}} = 0.998$$

Abweichung von 0,2% vom geforderten Abtriebsdrehmoment

Durchmesser Antriebswelle

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

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

Formel nach Vereinbarung

Durchmesser Vorlegewelle

$$d_{min2} := \sqrt[3]{\frac{16 \cdot T_{an} \cdot i_{12} \cdot K_A}{\pi \cdot \tau_{tzul}}} = 32.535 \text{ mm}$$

$$d_{W2} := 40 \text{ mm}$$

Formel nach Vereinbarung

Durchmesser Abtriebswelle

$$d_{min3} := \sqrt[3]{\frac{16 \cdot T_{an} \cdot i_{ges} \cdot K_A}{\pi \cdot \tau_{tzul}}} = 46.736 \text{ mm}$$

$$d_{W3} := 55 \text{ mm}$$

Formel nach Vereinbarung

gewählt aufgrund von Passfededer-/ & Lagerabmaßen (TB12-2)

Modul 1;2

$$m_{n12} := \frac{1.8 \cdot d_{W1} \cdot \cos(\beta)}{z_1 - 2.5} = 2.743 \text{ mm}$$

$$m_{n12} := 3 \text{ mm}$$

GI21.36
orientiert an TB21-1

Zahnradbreite

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

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

Formel nach Vereinbarung
orientiert an TB21-13b

$$b_2 := b_1$$

$$b_3 := \frac{2 \cdot T_{an} \cdot i_{12}}{d_{W2}^2 \cdot B_{zul}} = 52.827 \text{ mm}$$

$$b_3 := 55 \text{ mm}$$

Formel nach Vereinbarung
orientiert an TB21-13b

$$b_4 := b_3$$

Teilkreis 1 & 2

$$d_{T1} := z_1 \cdot \frac{m_{n12}}{\cos(\beta)} = 67.043 \text{ mm}$$

$$d_{T2} := z_2 \cdot \frac{m_{n12}}{\cos(\beta)} = 226.67 \text{ mm}$$

GI21.38

Achsabstand 1;2

$$a_{d12} := \frac{d_{T1} + d_{T2}}{2} = 146.857 \text{ mm}$$

GI21.42

Modul 3;4

$$m_{n34} := \frac{2 \cdot a_{d12} \cdot \cos(\beta)}{(1 + i_{23}) \cdot z_3} = 2.486 \text{ mm}$$

$$m_{n34} := 2.5 \text{ mm}$$

GI21.64
orientiert an TB21-1

Teilkreis 3 & 4

$$d_{T3} := z_3 \cdot \frac{m_{n34}}{\cos(\beta)} = 74.492 \text{ mm} \quad d_{T4} := z_4 \cdot \frac{m_{n34}}{\cos(\beta)} = 220.817 \text{ mm}$$

Gl. 21.38

Achsabstand 3;4

$$a_{d34} := \frac{d_{T3} + d_{T4}}{2} = 147.655 \text{ mm} \quad a_{d12} \neq a_{ad34} \quad a_{d12} - a_{d34} = -0.798 \text{ mm}$$

Gl. 21.42

Fazit: Es ist eine Profilverschiebung notwendig, um die Differenz der Achsabstände auszugleichen! Es wird eine positive Profilverschiebung gewählt, um den Zahnfuß zu stärken und die Tragfähigkeit der Zähne zu erhöhen.

Stirneingreifswinkel

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

Betriebseingriffswinkel

$$\alpha_w := \arccos\left(\cos(\alpha_t) \cdot \frac{a_{d12}}{a_{d34}}\right) = 21.959^\circ \quad \text{Gl. 21.31}$$

Summe Profilverschiebungsfaktoren

$$\operatorname{inv}\alpha_w := \tan(\alpha_w) - \alpha_w \cdot \frac{\pi}{180} = 0.01994$$

$$\operatorname{inv}\alpha_t := \tan(\alpha_t) - \alpha_t \cdot \frac{\pi}{180} = 0.01779$$

$$\Sigma x := \frac{\operatorname{inv}\alpha_w - \operatorname{inv}\alpha_t}{2 \cdot \tan(\alpha_n)} \cdot (z_1 + z_2) = 0.271$$

Gl. 21.56

Ersatzzähnezahlen

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

$$\cos(\beta_b)^2 = 0.897 \quad \text{vgl. mit Additionstheorem} \quad xyz := \frac{1}{2} (1 + \cos(2 \cdot \beta_b)) = 0.897$$

$$z_{n1} := \frac{z_1}{\cos(\beta_b)^2 \cdot \cos(\beta)} = 24.922$$

$$z_{n2} := \frac{z_2}{\cos(\beta_b)^2 \cdot \cos(\beta)} = 84.26 \quad \text{Gl. 21.47}$$

sinnvolle Wahl von x

$$x_1 := \frac{\Sigma x}{2} + \left(\frac{1}{2} - \frac{\Sigma x}{2} \right) \cdot \frac{\log\left(\frac{z_2}{z_1}\right)}{\log\left(\frac{z_{n1} \cdot z_{n2}}{100}\right)} = 0.28128$$

Gl. 21.33

$$x_2 := \Sigma x - x_1 = -0.0105$$

Beide Räder nach TB 21-3 ausführbar!

Gl. 21.56

Verschiebungen

$$V_1 := x_1 \cdot m_{n12} = 0.844 \text{ mm}$$

$$V_2 := x_2 \cdot m_{n12} = -0.031 \text{ mm}$$

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

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

Gl. 21.49

Kontrolle Achsabstand

Betriebswälzkreisdurchmesser:

$$d_{w1} := d_{T1} \cdot \frac{\cos(\alpha_t)}{\cos(\alpha_w)} = 67.408 \text{ mm}$$

$$d_{w2} := d_{T2} \cdot \frac{\cos(\alpha_t)}{\cos(\alpha_w)} = 227.902 \text{ mm}$$

Gl. 21.22a

$$a := \frac{d_{w1} + d_{w2}}{2} = 147.655 \text{ mm}$$

vgl.: $a_{d34} = 147.655 \text{ mm}$

Kopfspiel Soll

$$c_{12Soll} := 0.25 \cdot m_{n12} = 0.75 \text{ mm}$$

$$c_{34} := 0.25 \cdot m_{n34} = 0.625 \text{ mm}$$

vgl. S. 794

Kopfhöhenänderung: $k := a - a_{d12} - m_{n12} \cdot (x_1 + x_2) = -0.014 \text{ mm}$

Gl. 21-23

Zahnräder

Zahnrad Nr.1:

$$d_{T1} = 67.043 \text{ mm}$$

$$\text{Betriebswälzkreisdurchmesser: } d_{w1} := \frac{2 \cdot z_1}{z_1 + z_2} \cdot a = 67.408 \text{ mm} \quad \text{Gl.21-22a}$$

$$\text{Grundkreisdurchmesser: } d_{b1} := z_1 \cdot \frac{m_{n12} \cdot \cos(\alpha_t)}{\cos(\beta)} = 62.517 \text{ mm} \quad \text{Gl.21-39}$$

$$\text{Kopfkreisdurchmesser: } d_{a1} := d_{T1} + 2 \cdot (m_{n12} + V_1 + k) = 74.702 \text{ mm} \quad \text{Gl.21-24}$$

$$\text{Fußkreisdurchmesser: } d_{f1} := d_{T1} - 2 \cdot ((m_{n12} + c_{12Soll}) - V_1) = 61.231 \text{ mm} \quad \text{Gl.21-25}$$

Zahnrad Nr.2:

$$d_{T2} = 226.67 \text{ mm}$$

$$d_{w2} := \frac{2 \cdot z_2}{z_1 + z_2} \cdot a = 227.902 \text{ mm} \quad \text{Gl.21-22b}$$

$$d_{b2} := z_2 \cdot \frac{m_{n12} \cdot \cos(\alpha_t)}{\cos(\beta)} = 211.369 \text{ mm} \quad \text{Gl.21-39}$$

$$d_{a2} := d_{T2} + 2 \cdot (m_{n12} + V_2 + k) = 232.578 \text{ mm} \quad \text{Gl.21-24}$$

$$d_{f2} := d_{T2} - 2 \cdot ((m_{n12} + c_{12Soll}) - V_2) = 219.107 \text{ mm} \quad \text{Gl.21-25}$$

Zahnrad Nr.3:

$$d_{T3} = 74.492 \text{ mm}$$

$$d_{w3} := \frac{2 \cdot z_3}{z_3 + z_4} \cdot a = 74.492 \text{ mm} \quad \text{Gl.21-22a}$$

$$d_{b3} := z_3 \cdot \frac{m_{n34} \cdot \cos(\alpha_t)}{\cos(\beta)} = 69.464 \text{ mm} \quad \text{Gl.21-39}$$

$$d_{a3} := d_{T3} + 2 \cdot (m_{n34} + V_2 + k) = 79.401 \text{ mm} \quad \text{Gl.21-40}$$

$$d_{f3} := d_{T3} - 2.5 \cdot m_{n34} = 68.242 \text{ mm} \quad \text{Gl.21-41}$$

Zahnrad Nr.4:

$$d_{T4} = 220.817 \text{ mm}$$

$$d_{w3} := \frac{2 \cdot z_4}{z_3 + z_4} \cdot a = 220.817 \text{ mm} \quad \text{Gl.21-22b}$$

$$d_{b4} := z_4 \cdot \frac{m_{n34} \cdot \cos(\alpha_t)}{\cos(\beta)} = 205.911 \text{ mm} \quad \text{Gl.21-39}$$

$$d_{a4} := d_{T4} + 2 \cdot (m_{n34} + V_2 + k) = 225.725 \text{ mm} \quad \text{Gl.21-40}$$

$$d_{f4} := d_{T4} - 2.5 \cdot m_{n34} = 214.567 \text{ mm} \quad \text{Gl.21-41}$$

Kopfspiel nach Profilverschiebung

$$c_{12Ist} := a - 0.5 \cdot (d_{a1} + d_{f2}) = 0.75 \text{ mm} \quad c_{12Soll} - c_{12Ist} = -6.505 \cdot 10^{-16} \text{ mm}$$

Keine relevante Abweichung! vgl. S. 794

Stirnmodul

$$m_{t12} := \frac{m_{n12}}{\cos(\beta)} = 3.193 \text{ mm} \quad m_{t34} := \frac{m_{n34}}{\cos(\beta)} = 2.66 \text{ mm} \quad \text{Gl.21-23}$$

Profilüberdeckung

$$\varepsilon_{\alpha12} := \frac{0.5 \cdot \left(\sqrt{d_{a1}^2 - d_{b1}^2} + \frac{z_2}{|z_2|} \cdot \sqrt{d_{a2}^2 - d_{b2}^2} \right) - a \cdot \sin(\alpha_w)}{\pi \cdot m_{t12} \cdot \cos(\alpha_t)} = 1.47 \quad \text{Gl.21-57}$$

Laut S.787 ist der Wert für ε_α gut.

$$\varepsilon_{\beta12} := \frac{b_1 \cdot \sin(\beta)}{\pi \cdot m_{n12}} = 1.089 \quad \text{Gl.21-44}$$

Gesamt: $\varepsilon_{\gamma12} := \varepsilon_{\alpha12} + \varepsilon_{\beta12} = 2.559$

$$\varepsilon_{\alpha34} := \frac{0.5 \cdot \left(\sqrt{d_{a3}^2 - d_{b3}^2} + \frac{z_4}{|z_4|} \cdot \sqrt{d_{a4}^2 - d_{b4}^2} \right) - a \cdot \sin(\alpha_w)}{\pi \cdot m_{t34} \cdot \cos(\alpha_t)} = 1.316 \quad \text{Gl.21-57}$$

Laut S.787 ist der Wert für ε_α gut.

$$\varepsilon_{\beta34} := \frac{b_3 \cdot \sin(\beta)}{\pi \cdot m_{n34}} = 2.395 \quad \text{Gl.21-44}$$

Gesamt: $\varepsilon_{\gamma34} := \varepsilon_{\alpha34} + \varepsilon_{\beta34} = 3.711$

Zusammenfassung

Nr.	d (mm)	d_b (mm)	d_a (mm)	d_f (mm)	d_w (mm)	b (mm)	m (mm)	V (mm)	z
Zahnrad_1	67.04	62.52	74.78	61.196	67.41	30	3	0.844	21
Zahnrad_2	226.67	211.37	232.61	219.032	227.66	30	3	-0.031	71
Zahnrad_3	74.49	69.46	79.49	68.24	74.49	55	2.5	0	28
Zahnrad_4	220.82	205.92	225.82	214.57	220.82	55	2.5	0	83

Passfederverbindungen TB 12-2

Material der Passfeder: E295

$$R_e := 295 \cdot \frac{N}{mm^2} \quad S_F := 1.1 \quad \eta_{zul} := \frac{R_e}{S_F} = 268.182 \frac{N}{mm^2} \quad \varphi := 1 \quad n := 1$$

$$l_{tr1} := \frac{2 \cdot T_{an}}{d_{W1} \cdot 3 mm \cdot \eta_{zul} \cdot \varphi \cdot n} = 4.143 \text{ mm} \quad b := 8 \text{ mm} \quad l_{tr1} + b = 12.143 \text{ mm}$$

Antriebswelle: Passfeder DIN 6885 - A8x7x14

$$l_{tr2} := \frac{2 \cdot T_{an} \cdot i_{12}}{d_{W2} \cdot 3 mm \cdot \eta_{zul} \cdot \varphi \cdot n} = 10.506 \text{ mm} \quad b := 12 \text{ mm} \quad l_{tr2} + b = 22.506 \text{ mm}$$

Vorlegewelle: Passfeder DIN 6885 - A12x8x25

$$l_{tr3} := \frac{2 \cdot T_{an} \cdot i_{12} \cdot i_{23}}{d_{W3} \cdot 4 mm \cdot \eta_{zul} \cdot \varphi \cdot n} = 16.987 \text{ mm} \quad b := 16 \text{ mm} \quad l_{tr3} + b = 32.987 \text{ mm}$$

Abtriebswelle: Passfeder DIN 6885 - A16x10x36

Gl12.1

Kräfte an den Zahnrädern

Zahnrad 1:

Umfangskraft: $F_{t1} := 2 \cdot \frac{T_{an}}{d_{T1}} = 1.492 \text{ kN}$ Gl.21.70

Radialkraft: $F_{R1} := \frac{F_{t1} \cdot \tan(\alpha_n)}{\cos(\beta)} = 0.578 \text{ kN}$ Gl.21.71

Axialkraft: $F_{a1} := F_{t1} \cdot \tan(\beta) = 0.543 \text{ kN}$ Gl.21.72

Zahnrad 2:

Umfangskraft: $F_{t2} := |F_{t1}| = 1.492 \text{ kN}$

Radialkraft: $F_{R2} := |F_{R1}| = 0.578 \text{ kN}$

Axialkraft: $F_{a2} := |F_{a1}| = 0.543 \text{ kN}$

Zahnrad 3:

Umfangskraft: $F_{t3} := 2 \cdot \frac{T_{an} \cdot i_{12}}{d_{T3}} = 4.539 \text{ kN}$

Radialkraft: $F_{R3} := \frac{F_{t3} \cdot \tan(\alpha_n)}{\cos(\beta)} = 1.758 \text{ kN}$

Axialkraft: $F_{a3} := F_{t3} \cdot \tan(\beta) = 1.652 \text{ kN}$

Zahnrad 4:

Umfangskraft: $F_{t4} := |F_{t3}| = 4.539 \text{ kN}$

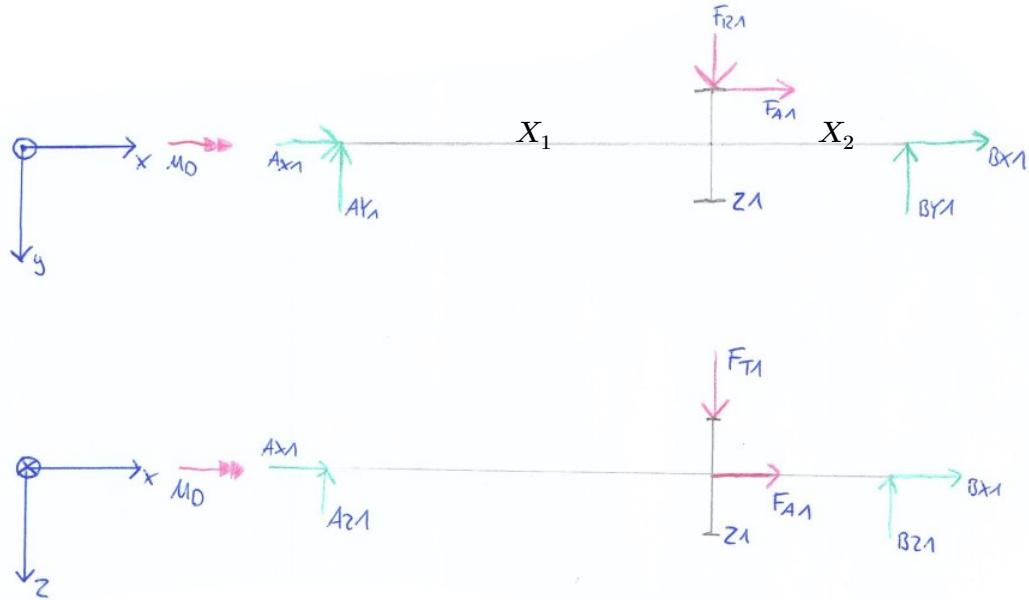
Radialkraft: $F_{R4} := |F_{R3}| = 1.758 \text{ kN}$

Axialkraft: $F_{a4} := |F_{a3}| = 1.652 \text{ kN}$

Es werden hier nur die Beträge der Kräfte aufgeführt, die Orientierungen der Kräfte werden in den Berechnungen der Lagerkräfte passend (d.h entgegengesetzt) angenommen (siehe Freischnitte & Schnittverläufe der drei Wellen).

Lagerkräfte Antriebswelle

Freischnitt der Antriebswelle:



Wirkabstände: $X_1 := 33 \text{ mm}$ $X_2 := 26.5 \text{ mm}$

$$B_{Y1} := \frac{F_{R1} \cdot X_1 + F_{a1} \cdot \frac{d_{T1}}{2}}{(X_1 + X_2)} = 0.626 \text{ kN}$$

$$B_{Z1} := \frac{F_{t1} \cdot X_1}{(X_1 + X_2)} = 0.827 \text{ kN}$$

$$A_{Y1} := F_{R1} - B_{Y1} = -0.049 \text{ kN}$$

$$A_{Z1} := F_{t1} - B_{Z1} = 0.664 \text{ kN}$$

$$A_{R1} := \sqrt{A_{Y1}^2 + A_{Z1}^2} = 0.666 \text{ kN}$$

$$B_{R1} := \sqrt{B_{Y1}^2 + B_{Z1}^2} = 1.038 \text{ kN}$$

$$A_{R1} < B_{R1}$$

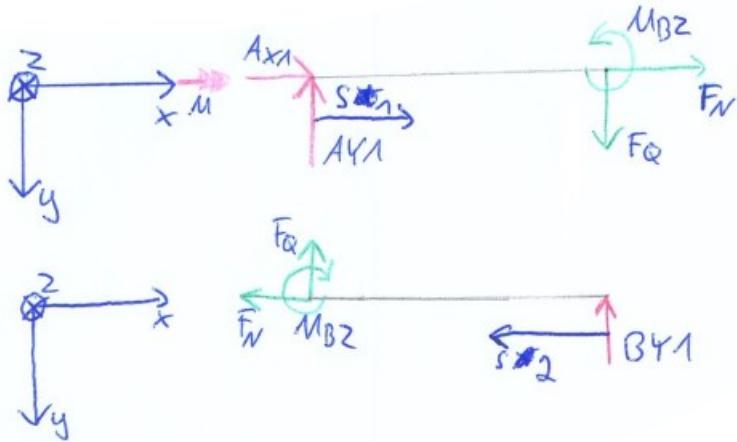
A ist das Festlager aufgrund der kleineren radialen Belastung

$$A_{X1} := -F_{a1} = -0.543 \text{ kN}$$

$$B_{X1} := 0 \text{ kN}$$

Schnittgrößenverläufe Antriebswelle

Berechnung für XY-Ebene:



$$s_{1max} := X_1 = 33 \text{ mm} \quad s_{1min} := 0 \text{ mm} \quad s_{2max} := X_2 = 26.5 \text{ mm} \quad s_{2min} := 0 \text{ mm}$$

positives Schnittufer:

$$F_N := -A_{X1} = 0.543 \text{ kN}$$

$$F_{QY} := A_{Y1} = -0.049 \text{ kN}$$

$$M_{BZ}(x) := A_{Y1} \cdot s_1$$

$$M_{BZmin}(x) := A_{Y1} \cdot s_{1min} = 0 \text{ N}\cdot\text{m}$$

$$M_{BZmax}(x) := A_{Y1} \cdot s_{1max} = -1.602 \text{ N}\cdot\text{m}$$

negatives Schnittufer:

$$F_N := 0$$

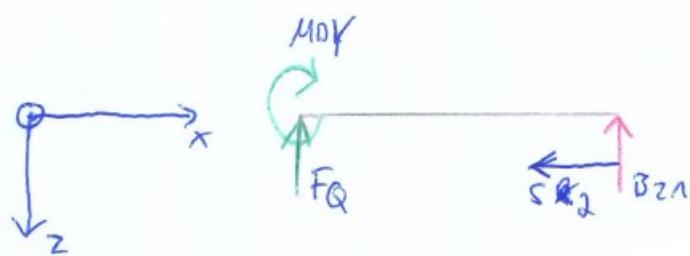
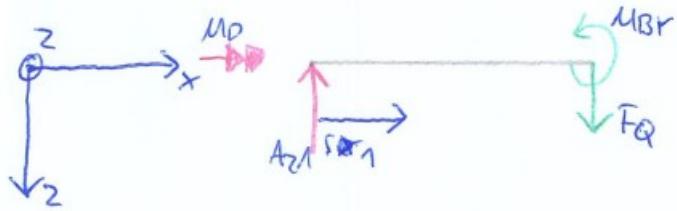
$$F_{QY} := -B_{Y1} = -0.626 \text{ kN}$$

$$M_{BZ}(x) := B_{Y1} \cdot s_2$$

$$M_{BZmin}(x) := B_{Y1} \cdot s_{2min} = 0 \text{ N}\cdot\text{m}$$

$$M_{BZmax}(x) := B_{Y1} \cdot s_{2max} = 16.596 \text{ N}\cdot\text{m}$$

Berechnung für XZ-Ebene:



positives Schnittufer:

$$F_{QZ} := A_{Z1} = 0.664 \text{ kN}$$

$$M_{BY}(x) := A_{Z1} \cdot s_1$$

$$M_{BYmin}(x) := A_{Z1} \cdot s_{1min} = 0 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$M_{BYmax}(x) := A_{Z1} \cdot s_{1max} = 21.922 \text{ N} \cdot \text{m}$$

negatives Schnittufer:

$$F_{QZ} := -B_{Z1} = -0.827 \text{ kN}$$

$$M_{BY}(x) := B_{Z1} \cdot s_1$$

$$M_{BYmin}(x) := B_{Z1} \cdot s_{2min} = 0 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$M_{BYmax}(x) := B_{Z1} \cdot s_{2max} = 21.922 \text{ N} \cdot \text{m}$$

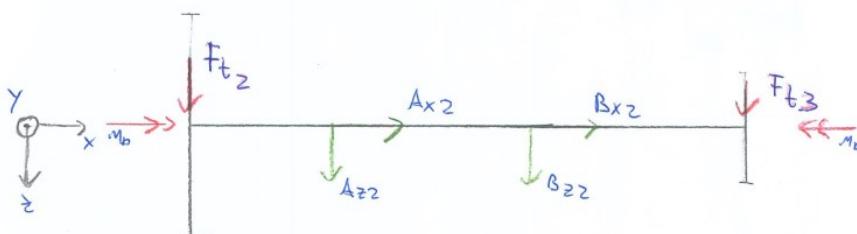
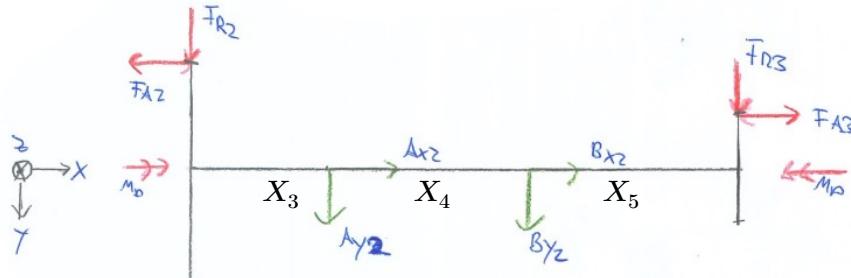
$$M_{Bmax1} := \sqrt{(M_{BYmax})^2 + (M_{BZmax})^2} = 27.496 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$\text{mit } M_{BYmax} = 21.922 \text{ N} \cdot \text{m} \quad \text{und } M_{BZmax} = 16.596 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Der Maximalwert wurde hier entsprechend der Schwachstelle der Welle (mit einem pinken "X" in der Isometrie-Ansicht markiert) für die folgende Festigkeitsberechnung ermittelt

Lagerkräfte Vorgelegewelle

Freischnitt Vorgelegewelle:



Wirkabstände: $X_3 := 36.5 \text{ mm}$ $X_4 := 33 \text{ mm}$ $X_5 := 49 \text{ mm}$

$$B_{Y2} := \frac{F_{R2} \cdot X_3 + F_{a2} \cdot \frac{d_{T2}}{2} - F_{R3} \cdot (X_4 + X_5) - F_{a3} \cdot \frac{d_{T3}}{2}}{X_4} = -3.729 \text{ kN}$$

$$A_{Y2} := -F_{R2} - B_{Y2} - F_{R3} = 1.394 \text{ kN}$$

$$B_{Z2} := \frac{F_{t2} \cdot X_3 - F_{t3} \cdot (X_4 + X_5)}{X_4} = -9.628 \text{ kN}$$

$$A_{Z2} := -F_{t2} - B_{Z2} - F_{t3} = 3.598 \text{ kN}$$

$$A_{R2} := \sqrt{A_{Y2}^2 + A_{Z2}^2} = 3.858 \text{ kN}$$

$$B_{R2} := \sqrt{B_{Y2}^2 + B_{Z2}^2} = 10.325 \text{ kN}$$

$A_{R2} < B_{R2}$ A ist das Festlager aufgrund der kleineren radialen Belastung

$$A_{X2} := F_{a3} - F_{a2} = 1.109 \text{ kN} \quad B_{X2} := 0 \text{ kN}$$

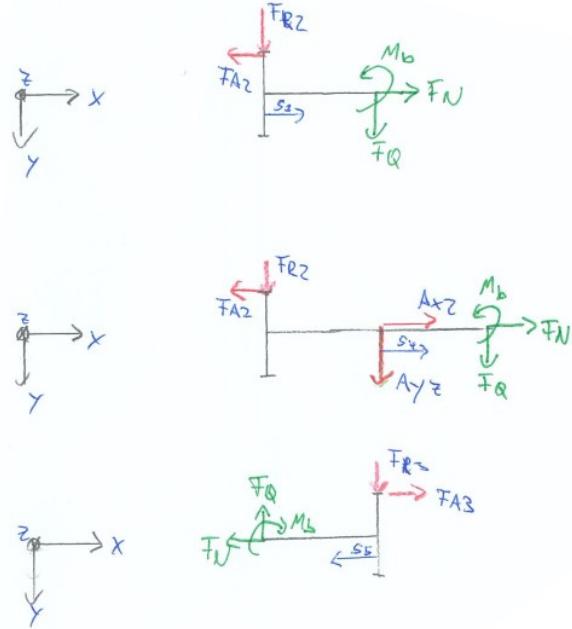
Schnittgrößenverläufe Vorgelegewelle

$$s_{3max} := X_3 = 36.5 \text{ mm} \quad s_{3min} := 0 \cdot \text{mm}$$

$$s_{4max} := X_4 = 33 \text{ mm} \quad s_{4min} := 0 \text{ mm}$$

$$s_{5max} := X_5 = 49 \text{ mm} \quad s_{5min} := 0 \text{ mm}$$

Berechnung für XZ-Ebene:



1. positives Schnittufer:

$$F_N := F_{a2} = 0.543 \text{ kN}$$

$$F_{QY} := -F_{R2} = -0.578 \text{ kN}$$

$$M_{BZ}(x) := -F_{R2} \cdot s_3 - F_{a2} \cdot \frac{d_{T2}}{2}$$

$$M_{BZmin}(x) := -F_{R2} \cdot s_{3min} - F_{a2} \cdot \frac{d_{T2}}{2} = -61.528 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$M_{BZmax}(x) := -F_{R2} \cdot s_{3max} - F_{a2} \cdot \frac{d_{T2}}{2} = -82.615 \text{ N} \cdot \text{m}$$

2. positives Schnittufer:

$$F_N := F_{a2} - A_{X2} = -0.566 \text{ kN}$$

$$F_{QY} := -F_{R2} - A_{Y2} = -1.971 \text{ kN}$$

$$M_{BZ}(x) := F_{R2} \cdot (s_3 + s_4) - A_{Y2} \cdot s_3 - F_{a2} \cdot \frac{d_{T2}}{2}$$

$$M_{BZmin}(x) := F_{R2} \cdot (s_{3max} + s_{4min}) - A_{Y2} \cdot s_{3max} - F_{a2} \cdot \frac{d_{T2}}{2} = -91.306 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$M_{BZmax}(x) := F_{R2} \cdot (s_{3max} + s_{4max}) - A_{Y2} \cdot s_{3max} - F_{a2} \cdot \frac{d_{T2}}{2} = -72.241 \text{ N} \cdot \text{m}$$

1. negatives Schnittufer:

$$F_N := F_{a3} = 1.652 \text{ kN}$$

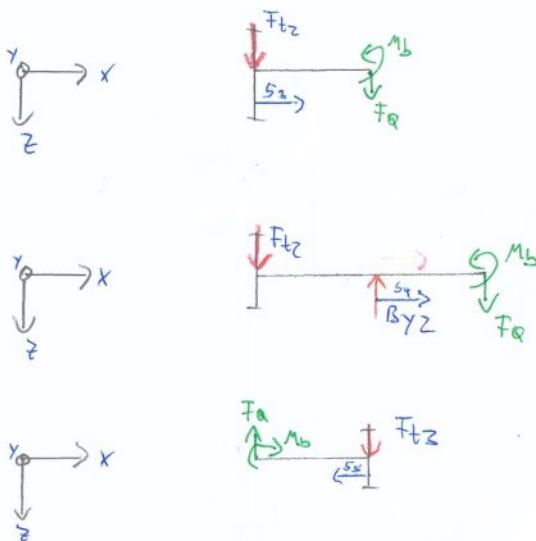
$$F_{QY} := F_{R3} = 1.758 \text{ kN}$$

$$M_{BZ}(x) := -F_{R3} \cdot s_5 - F_{a3} \cdot \frac{d_{T3}}{2} = -61.528 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$M_{BZmin}(x) := -F_{R3} \cdot s_{5min} - F_{a3} \cdot \frac{d_{T3}}{2} = -61.528 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$M_{BZmax}(x) := -F_{R3} \cdot s_{5max} - F_{a3} \cdot \frac{d_{T3}}{2} = -147.668 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Berechnung der XZ-Ebene:



1. positives Schnittufer:

$$F_{QZ} := -F_{t2} = -1.492 \text{ kN}$$

$$M_{BY}(x) := -F_{t2} \cdot s_3$$

$$M_{BYmin}(x) := -F_{t2} \cdot s_{3min} = 0 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$M_{BYmax}(x) := -F_{t2} \cdot s_{3max} = -54.443 \text{ N} \cdot \text{m}$$

2. positives Schnittufer:

$$F_{QZ} := A_{Z2} - F_{t2} = 2.106 \text{ kN}$$

$$M_{BY}(x) := -F_{t2} \cdot (s_3 + s_4) + A_{Z2} \cdot s_4$$

$$M_{BYmin}(x) := -F_{t2} \cdot (s_{3max} + s_{4min}) + A_{Z2} \cdot s_{4min} = -54.443 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$M_{BYmax}(x) := -F_{t2} \cdot (s_{3max} + s_{4max}) + A_{Z2} \cdot s_{4max} = 15.065 \text{ N} \cdot \text{m}$$

1. negatives Schnittufer:

$$F_{QZ} := -F_{t3} = -4.539 \text{ kN}$$

$$M_{BY}(x) := -F_{t3} \cdot s_5$$

$$M_{BYmin}(x) := -F_{t3} \cdot s_{5min} = 0 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$M_{BYmax}(x) := -F_{t3} \cdot s_{5max} = -222.394 \text{ N} \cdot \text{m}$$

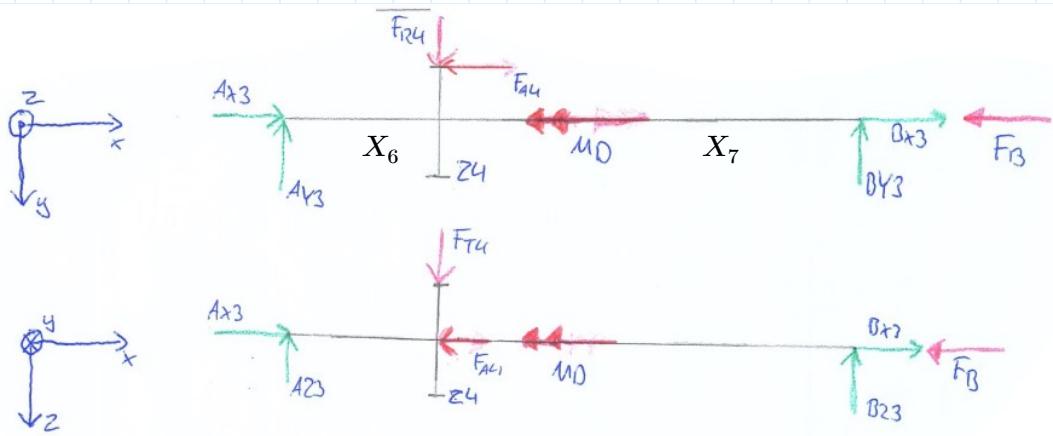
$$M_{Bmax2} := \sqrt[2]{(M_{BYmax})^2 + (M_{BZmax})^2} = 266.955 \text{ N} \cdot \text{m}$$

mit $M_{BYmax} = -222.394 \text{ N} \cdot \text{m}$ und $M_{BZmax} = -147.668 \text{ N} \cdot \text{m}$

Der Maximalwert wurde hier entsprechend der Schwachstelle der Welle (mit einem pinken "X" in der Isometrie-Ansicht markiert) für die folgende Festigkeitsberechnung ermittelt

Lagerkräfte Abtriebswelle

Freischnitt Abtriebswelle:



Wirkabstände:

$$X_6 := 41.5 \text{ mm} \quad X_7 := 52 \text{ mm}$$

$$B_{Y3} := \frac{F_{R4} \cdot X_6 - F_{a4} \cdot \frac{d_{T4}}{2}}{(X_6 + X_7)} = -1.17 \text{ kN} \quad B_{Z3} := \frac{F_{t4} \cdot X_6}{(X_6 + X_7)} = 2.014 \text{ kN}$$

$$A_{Y3} := F_{R4} - B_{Y3} = 2.928 \text{ kN}$$

$$A_{Z3} := F_{t4} - B_{Z3} = 2.524 \text{ kN}$$

$$A_{R3} := \sqrt{A_{Y3}^2 + A_{Z3}^2} = 3.866 \text{ kN}$$

$$B_{R3} := \sqrt{B_{Y3}^2 + B_{Z3}^2} = 2.33 \text{ kN}$$

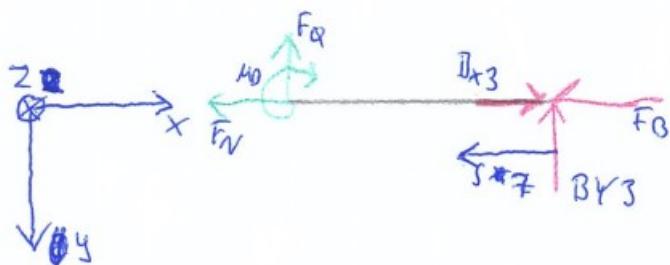
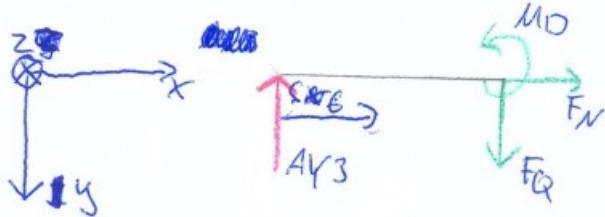
$$A_{R3} > B_{R3}$$

B ist das Festlager aufgrund der kleineren radialen Belastung

$$B_{X3} := F_{a4} + F_B = 4.652 \text{ kN} \quad A_{X3} := 0 \text{ kN}$$

Schnittgrößenverläufe Abtriebswelle

Berechnung der XY-Ebene:



$$s_{6max} := X_6 = 41.5 \text{ mm}$$

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

$$s_{7max} := X_7 = 52 \text{ mm}$$

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

positives Schnittufer:

$$F_N := 0$$

$$F_{QY} := A_{Y3} = 2.928 \text{ kN}$$

$$M_{BZ}(x) := A_{Y3} \cdot s_6$$

$$M_{BZmin}(x) := A_{Y3} \cdot s_{6min} = 0 \text{ N}\cdot\text{m}$$

$$M_{BZmax}(x) := A_{Y3} \cdot s_{6max} = 121.527 \text{ N}\cdot\text{m}$$

negatives Schnittufer:

$$F_N := B_{X3} - F_B = 1.652 \text{ kN}$$

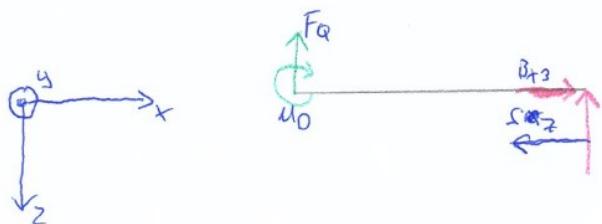
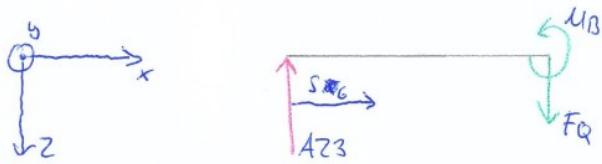
$$F_{QY} := -B_{Y3} = 1.17 \text{ kN}$$

$$M_{BZ}(x) := B_{Y3} \cdot s_7$$

$$M_{BZmin}(x) := B_{Y3} \cdot s_{7min} = 0 \text{ N}\cdot\text{m}$$

$$M_{BZmax}(x) := B_{Y3} \cdot s_{7max} = -60.861 \text{ N}\cdot\text{m}$$

Berechnung der XZ-Ebene:



positives Schnittufer:

$$F_{QZ} := A_{Z3} = 2.524 \text{ kN}$$

$$\begin{aligned} M_{BY}(x) &:= A_{Z3} \cdot s_6 & M_{BYmin}(x) &:= A_{Z3} \cdot s_{6min} = 0 \text{ N} \cdot \text{m} \\ & & M_{BYmax}(x) &:= A_{Z3} \cdot s_{6max} = 104.753 \text{ N} \cdot \text{m} \end{aligned}$$

negatives Schnittufer:

$$F_{QZ} := -B_{Z3} = -2.014 \text{ kN}$$

$$\begin{aligned} M_{BY}(x) &:= B_{Z3} \cdot s_7 & M_{BYmin}(x) &:= B_{Z3} \cdot s_{7min} = 0 \text{ N} \cdot \text{m} \\ & & M_{BYmax}(x) &:= B_{Z3} \cdot s_{7max} = 104.753 \text{ N} \cdot \text{m} \end{aligned}$$

$$M_{Bmax3} := \sqrt{(M_{BYmax})^2 + (M_{BZmax})^2} = 121.15 \text{ N} \cdot \text{m}$$

mit $M_{BYmax} = 104.753 \text{ N} \cdot \text{m}$ und $M_{BZmax} = -60.861 \text{ N} \cdot \text{m}$

Der Maximalwert wurde hier entsprechend der Schwachstelle der Welle (mit einem pinken "X" in der Isometrie-Ansicht markiert) für die folgende Festigkeitsberechnung ermittelt

Vorauswahl Lagergrößen Antriebswelle

$\nu_1 := 3$ aufgrund von Rillenkugellager

$$n_1 := 2000 \cdot \frac{1}{min} \quad d_{W1} = 30 \text{ mm}$$

Loslager

$$P_{1L} := |B_{R1}| = 1.038 \text{ kN}$$

$$c_{erf} := P_{1L} \sqrt{\frac{n_1 \cdot 10000 \cdot hr}{10^6}} = 11.026 \text{ kN}$$

gewählt: 6006

Festlager

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

$$c_{erf} := P_{1F} \sqrt{\frac{n_1 \cdot 10000 \cdot hr}{10^6}} = 15.94 \text{ kN}$$

gewählt: 6206

Berechnung Lagerlebensdauer Antriebswelle

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

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

$$l_{10h;6006} := \frac{10^6}{n_1} \cdot \left(\frac{c_{6006}}{P_{1L}} \right)^{\nu_1} = 19606 \text{ hr}$$

Gl. 14.5a

$$\frac{|A_{X1}|}{A_{R1}} = 0.815 \quad \frac{|A_{X1}|}{c_{0.6206}} = 0.048$$

nach TB 14-3A

$$0.794 > e \quad \text{d.h.} \quad X_{1F} := 0.56$$

$$Y_{1F} := 1.8$$

$$P_{6206} := X_{1F} \cdot A_{R1} + Y_{1F} \cdot |A_{X1}| = 1.35 \text{ kN}$$

$$l_{10h;6206} := \frac{10^6}{n_1} \cdot \left(\frac{c_{6206}}{P_{6206}} \right)^{\nu_1} = 28321 \text{ hr}$$

Vorauswahl Lagergrößen Vorgelegewelle

$$n_2 := \frac{2000 \cdot \frac{1}{\text{min}}}{i_{12}} = 591.549 \frac{1}{\text{min}} \quad d_{W2} = 40 \text{ mm}$$

Loslager

$$P_{2L} := 11.269 \text{ kN}$$

$$c_{erf} := P_{2L} \sqrt[n_1]{\frac{n_2 \cdot 10000 \cdot \text{hr}}{10^6}} = 79.787 \text{ kN}$$

Festlager

$$P_{2F} := 10 \text{ kN}$$

$$c_{erf} := P_{2F} \sqrt[n_1]{\frac{n_2 \cdot 10000 \cdot \text{hr}}{10^6}} = 70.802 \text{ kN}$$

gewählt: NU 308

gewählt: NUP 308

Berechnung Lagerlebensdauer Vorgelegewelle

$$\nu_2 := \frac{10}{3} \quad \text{aufgrund von Rollenlager}$$

$$c_{NU308} := 93 \text{ kN}$$

$$l_{10h;NU308} := \frac{10^6}{n_2} \cdot \left(\frac{c_{NU308}}{P_{2L}} \right)^{\nu_2} = 32002 \text{ hr}$$

Gl. 14.5a

$$c_{NUP308} := 93 \text{ kN}$$

$$\frac{A_{X2}}{A_{R2}} = 0.287$$

nach TB 14-3A

$$0.079 < e \quad \text{d.h.} \quad X_{NUP308} := 1$$

$$Y_{NUP308} := 0$$

$$P_{NUP308} := X_{NUP308} \cdot A_{R2} + Y_{NUP308} \cdot A_{X2}$$

$$P_{NUP308} = 3.858 \text{ kN}$$

$$l_{10h1F} := \frac{10^6}{n_1} \cdot \left(\frac{c_{6206}}{P_{6206}} \right)^{\nu_2} = 69899 \text{ hr}$$

Vorauswahl Lagergrößen Abtriebswelle

$$n_3 := \frac{2000 \cdot \frac{1}{\text{min}}}{i_{ges}} = 199.559 \frac{1}{\text{min}} \quad d_{W3} = 55 \text{ mm}$$

Loslager

$$P_{3L} := A_{R3} = 3.866 \text{ kN}$$

Festlager

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

$$c_{erf} := P_{3L} \sqrt[n_1]{\frac{n_3 \cdot 10000 \cdot \text{hr}}{10^6}} = 19.055 \text{ kN}$$

gewählt: 6011

$$c_{erf} := P_{3F} \sqrt[n_1]{\frac{n_3 \cdot 10000 \cdot \text{hr}}{10^6}} = 49.288 \text{ kN}$$

gewählt: 6311

Berechnung Lagerlebensdauer Abtriebswelle

$$c_{6011} := 29.6 \text{ kN}$$

$$c_{6311} := 74.1 \text{ kN} \quad c_{0;6311} := 45 \text{ kN}$$

$$l_{10h;6011} := \frac{10^6}{n_3} \cdot \left(\frac{c_{6011}}{P_{3L}} \right)^{\nu_1} = 37483 \text{ hr}$$

Gl. 14.5a

$$\frac{B_{X3}}{B_{R3}} = 1.997 \quad \frac{B_{X3}}{c_{0;6311}} = 0.103$$

nach TB 14-3A

$$1.879 > e \quad \text{d.h.} \quad X_{6311} := 0.56$$

$$Y_{6311} := 1.4$$

$$P_{6311} := X_{6311} \cdot B_{R3} + Y_{6311} \cdot B_{X3} = 7.817 \text{ kN}$$

$$l_{10h1F} := \frac{10^6}{n_3} \cdot \left(\frac{c_{6311}}{P_{6311}} \right)^{\nu_1} = 71129 \text{ hr}$$

Übersicht der gewählten Lager

Welle	Loslager	Lebensdauer	Festlager	Lebensdauer
	(hr)		(hr)	
Antriebswelle	6006	19606	6206	28321
Vorgelegewelle	NU308	32002	NUP308	69899
Abtriebswelle	6011	37483	6311	71129

Festigkeitsnachweise

Material der Wellen: 42CrMo4

$$R_m := 1100 \frac{N}{mm^2} \quad R_{p0.2} := 900 \frac{N}{mm^2} \quad R_z := 6 \mu m$$

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

Einflussfaktoren (gelten für alle drei Wellen gleich):

Oberflächenverfestigung: $K_V := 1.2$

TB 3-12

Oberflächenrauheit: $K_{O\sigma} := 1 - 0.22 \log\left(\frac{R_z}{1 \mu m}\right) \cdot \left(\log\left(\frac{R_m}{20 \frac{N}{mm^2}}\right) - 1 \right) = 0.873$

$$K_{Or} := 0.575 \cdot K_{O\sigma} + 0.425 = 0.927$$

TB 3-10

Antriebswelle

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

Aufgrund der Passfederverbindung wird der Querschnitt der Antriebswelle aufgrund der Kerbwirkung geschwächt

$$t_{1,W1} = 4 \text{ mm}$$

$$d_1 := d_{W1} - t_{1,W1} = 26 \text{ mm}$$

Schwachstelle der Antriebswelle befindet sich beim Zahnrad_1 (mit "Pinker"-Farbe in der Isometrie-Darstellung markiert)

Statischer Festigkeitsnachweis

nach Bild 3.30

vorhandene Spannungen:

$$W_{B1} := 0.012 \cdot (d_{W1} + d_1)^3 = (2.107 \cdot 10^3) \text{ mm}^3 \quad W_{T1} := 0.2 \cdot d_1^3 = (3.515 \cdot 10^3) \text{ mm}^3$$

$$M_{Bmax1} = 27.496 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$M_{tmax1} = 50 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$\sigma_{bmax1} := \frac{M_{Bmax1}}{W_{B1}} = 13.047 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

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

Technologischer Größeneinflussfaktor: $K_{t1} := 1 - 0.26 \log\left(\frac{d_1}{16 \text{ mm}}\right) = 0.945$

TB 3-11a

Bauteilfestigkeit:

$$\sigma_{bF1} := 1.2 \cdot R_{p0.2} \cdot K_{t1} = 1020.792 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$\tau_{TF1} := 1.2 \cdot R_{p0.2} \cdot \frac{K_{t1}}{\sqrt[2]{3}} = 589.355 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Gesamtsicherheit: $S_{F1} := \frac{1}{\sqrt[2]{\left(\frac{\sigma_{bmax1}}{\sigma_{bF1}}\right)^2 + \left(\frac{\tau_{tmax1}}{\tau_{TF1}}\right)^2}} = 36.616$

$S_{F1} > S_{Fmin}$ Die Antriebswelle ist statisch fest

mit $S_{Fmin} := 2$ nach TB3-14b

Dynamischer Festigkeitsnachweis

vorhandene Spannungen:

$$\sigma_{ba1} := \frac{K_A \cdot M_{Bmax1}}{W_{B1}} = 26.095 \frac{N}{mm^2}$$

$$\tau_{ta1} := \frac{K_A \cdot M_{tmax1}}{W_{T1}} = 28.448 \frac{N}{mm^2}$$

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

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

vereinfachte Berechnung siehe S.73

Einflussfaktoren:

Technologischer Größeneinflussfaktor: $K_{T1} := 1 - 0.26 \log\left(\frac{d_1}{16 mm}\right) = 0.945$

Kerbwirkungszahl: $\beta_{KB1} := 2.5$ TB 3-09b

$$\beta_{KT1} := 2.3$$

Geometrische Größeneinflussfaktor:

$$K_{G1} := 1 - 0.2 \frac{\log\left(\frac{d_1}{7.5 mm}\right)}{\log(20)} = 0.917$$

TB 3-11c

Gesamteinflussfaktor/

Konstruktionsfaktor:

$$K_{DT1} := \left(\frac{\beta_{KT1}}{K_{G1}} + \frac{1}{K_{O\tau}} - 1 \right) \cdot \frac{1}{K_V} = 2.156 \quad K_{DB1} := \left(\frac{\beta_{KB1}}{K_{G1}} + \frac{1}{K_{O\sigma}} - 1 \right) \cdot \frac{1}{K_V} = 2.393$$

Gl. 3.16

Gestaltwechselfestigkeit:

$$\sigma_{bGW1} := K_{T1} \cdot \frac{\sigma_{bWN}}{K_{DB1}} = 217.251 \frac{N}{mm^2} \quad \tau_{tGW1} := K_{T1} \cdot \frac{\tau_{tWN}}{K_{DT1}} = 144.694 \frac{N}{mm^2}$$

Gesamtsicherheit:

$$S_{D1} := \frac{1}{\sqrt[2]{\left(\frac{\sigma_{ba1}}{\sigma_{bGW1}}\right)^2 + \left(\frac{\tau_{ta1}}{\tau_{tGW1}}\right)^2}} = 4.34$$

$$S_{D_erf} := 1.5$$

$$S_{D1} > S_{D_erf}$$

Die Antriebswelle ist dauerfest

Vorgelegewelle

$$d_{W2} := 40 \text{ mm}$$

$$t_{1,W2} := 2.5 \text{ mm}$$

$$d_2 := d_{W2} - t_{1,W2} = 37.5 \text{ mm}$$

Schwachstelle der Vorgelegewelle befindet sich beim Loslager (mit "Pinker"-Farbe in der Isometrie-Darstellung markiert)

Statischer Festigkeitsnachweis

nach Bild 3.30

vorhandene Spannungen:

$$W_{B2} := \frac{\pi}{32} \cdot d_{W2}^3 = (6.283 \cdot 10^3) \text{ mm}^3$$

$$W_{T2} := \frac{\pi}{16} \cdot d_{W2}^3 = (1.257 \cdot 10^4) \text{ mm}^3$$

$$M_{Bmax2} = 266.955 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$M_{tmax2} := 50 \text{ N} \cdot \text{m} \cdot i_{12} = 169.048 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$\sigma_{bmax2} := \frac{M_{Bmax2}}{W_{B2}} = 42.487 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$\tau_{tmax2} := \frac{M_{tmax2}}{W_{T2}} = 13.452 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Technologischer Größeneinflussfaktor: $K_{t2} := 1 - 0.26 \log\left(\frac{d_2}{16 \text{ mm}}\right) = 0.904$

TB 3-11a

Bauteilfestigkeit:

$$\sigma_{bF2} := 1.2 \cdot R_{p0.2} \cdot K_{t2} = 976.129 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$\tau_{TF2} := 1.2 \cdot R_{p0.2} \cdot \frac{K_{t2}}{\sqrt[2]{3}} = 563.568 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Gesamtsicherheit: $S_{F2} := \frac{1}{\sqrt{\left(\frac{\sigma_{bmax2}}{\sigma_{bF2}}\right)^2 + \left(\frac{\tau_{tmax2}}{\tau_{TF2}}\right)^2}} = 20.144$

$S_{F2} > S_{Fmin}$ Die Antriebswelle ist statisch fest

mit $S_{Fmin} := 2$ nach TB3-14b

Dynamischer Festigkeitsnachweis

vorhandene Spannungen:

$$\sigma_{ba2} := \frac{K_A \cdot M_{Bmax2}}{W_{B2}} = 84.974 \frac{N}{mm^2}$$

$$\tau_{ta2} := \frac{K_A \cdot M_{tmax2}}{W_{T2}} = 26.905 \frac{N}{mm^2}$$

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

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

vereinfachte Berechnung siehe S.73

Einflussfaktoren:

Technologischer Größeneinflussfaktor: $K_{T2} := 1 - 0.26 \log\left(\frac{d_2}{16 mm}\right) = 0.904$

Kerbwirkungszahl: $\beta_{KB2} := 2.9$

$\beta_{KT2} := 1.9$

TB 3-09b

Geometrische Größeneinflussfaktor:

$$K_{G2} := 1 - 0.2 \frac{\log\left(\frac{d_2}{7.5 mm}\right)}{\log(20)} = 0.893$$

Gesamteinflussfaktor/
Konstruktionsfaktor:

TB 3-11c

$$K_{DT2} := \left(\frac{\beta_{KT2}}{K_{G2}} + \frac{1}{K_{O\tau}} - 1 \right) \cdot \frac{1}{K_V} = 1.839 \quad K_{DB2} := \left(\frac{\beta_{KB2}}{K_{G2}} + \frac{1}{K_{O\sigma}} - 1 \right) \cdot \frac{1}{K_V} = 2.829$$

Gl. 3.16

Gestaltwechselfestigkeit:

$$\sigma_{bGW2} := K_{T2} \cdot \frac{\sigma_{bWN}}{K_{DB2}} = 175.745 \frac{N}{mm^2} \quad \tau_{tGW2} := K_{T2} \cdot \frac{\tau_{tWN}}{K_{DT2}} = 162.147 \frac{N}{mm^2}$$

Gesamtsicherheit:

$$S_{D2} := \frac{1}{\sqrt[2]{\left(\frac{\sigma_{ba2}}{\sigma_{bGW2}}\right)^2 + \left(\frac{\tau_{ta2}}{\tau_{tGW2}}\right)^2}} = 1.956$$

$$S_{D_erf} := 1.5$$

$$S_{D2} > S_{D_erf}$$

Die Vorgelegewelle ist dauerfest

Abtriebswelle

$d_{W3} = 55 \text{ mm}$ Aufgrund der Passfederverbindung wird der Querschnitt der Abtriebswelle aufgrund der Kerbwirkung geschwächt
 $t_{1,W3} := 6 \text{ mm}$

$$d_3 := d_{W3} - t_{1,W3} = 49 \text{ mm}$$

Schwachstelle der Abtriebswelle befindet sich beim Zahnrad_4 (mit "Pinker"-Farbe in der Isometrie-Darstellung markiert)

Statischer Festigkeitsnachweis

nach Bild 3.30

vorhandene Spannungen:

$$W_{B3} := 0.012 \cdot (d_{W3} + d_3)^3 = (1.35 \cdot 10^4) \text{ mm}^3 \quad W_{T3} := 0.2 \cdot d_3^3 = (2.353 \cdot 10^4) \text{ mm}^3$$

$$M_{Bmax3} = 121.15 \text{ N} \cdot \text{m} \quad M_{tmax3} := 50 \text{ N} \cdot \text{m} \cdot i_{ges} = 501.105 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$\sigma_{bmax3} := \frac{M_{Bmax3}}{W_{B3}} = 8.975 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \quad \tau_{tmax3} := \frac{M_{tmax3}}{W_{T3}} = 21.297 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$\text{Technologischer Größeneinflussfaktor: } K_{t3} := 1 - 0.26 \log\left(\frac{d_3}{16 \text{ mm}}\right) = 0.874$$

TB 3-11a

Bauteilfestigkeit:

$$\sigma_{bF3} := 1.2 \cdot R_{p0.2} \cdot K_{t3} = 943.51 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$\tau_{TF3} := 1.2 \cdot R_{p0.2} \cdot \frac{K_{t3}}{\sqrt[2]{3}} = 544.736 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Gesamtsicherheit: $S_{F3} := \frac{1}{\sqrt[2]{\left(\frac{\sigma_{bmax3}}{\sigma_{bF3}}\right)^2 + \left(\frac{\tau_{tmax3}}{\tau_{TF3}}\right)^2}} = 24.853$

$S_{F3} > S_{Fmin}$ Die Antriebswelle ist statisch fest

mit $S_{Fmin} := 2$ nach TB3-14b

Dynamischer Festigkeitsnachweis

vorhandene Spannungen:

$$\sigma_{ba3} := \frac{K_A \cdot M_{Bmax3}}{W_{B3}} = 17.95 \frac{N}{mm^2}$$

$$\tau_{ta3} := \frac{K_A \cdot M_{tmax3}}{W_{T3}} = 42.593 \frac{N}{mm^2}$$

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

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

vereinfachte Berechnung siehe S.73

Einflussfaktoren:

Technologischer Größeneinflussfaktor: $K_{T3} := 1 - 0.26 \log\left(\frac{d_3}{16 mm}\right) = 0.874$

Kerbwirkungszahl: $\beta_{KB3} := 2.5$ TB 3-09b

$$\beta_{KT3} := 2.3$$

Geometrische Größeneinflussfaktor:

$$K_{G3} := 1 - 0.2 \frac{\log\left(\frac{d_3}{7.5 mm}\right)}{\log(20)} = 0.875$$

TB 3-11c

Gesamteinflussfaktor/
Konstruktionsfaktor:

$$K_{DT3} := \left(\frac{\beta_{KT3}}{K_{G3}} + \frac{1}{K_{O\tau}} - 1 \right) \cdot \frac{1}{K_V} = 2.257 \quad K_{DB3} := \left(\frac{\beta_{KB3}}{K_{G3}} + \frac{1}{K_{O\sigma}} - 1 \right) \cdot \frac{1}{K_V} = 2.503$$

Gl. 3.16

Gestaltwechselfestigkeit:

$$\sigma_{bGW3} := K_{T3} \cdot \frac{\sigma_{bWN}}{K_{DB3}} = 191.986 \frac{N}{mm^2} \quad \tau_{tGW3} := K_{T3} \cdot \frac{\tau_{tWN}}{K_{DT3}} = 127.748 \frac{N}{mm^2}$$

Gesamtsicherheit:

$$S_{D3} := \frac{1}{\sqrt[2]{\left(\frac{\sigma_{ba3}}{\sigma_{bGW3}}\right)^2 + \left(\frac{\tau_{ta3}}{\tau_{tGW3}}\right)^2}} = 2.888$$

$$S_{D_erf} := 1.5$$

$$S_{D3} > S_{D_erf} \quad \text{Die Abtriebswelle ist dauerfest}$$

Fliehkraftkupplung

Anzahl der Fliehkörper: $N_{FK} := 2$

Schaltdrehzahl: $n_S := 1400 \cdot \frac{1}{min}$

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

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

Haftreibwert: $\mu_{0;FK} := 0.9$

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

Gesamtfederkraft: $F_F := 25 \text{ N}$

Winkelgeschwindigkeit:
 $\omega_{FK} := 2 \pi \cdot n_S = 146.608 \frac{1}{s}$

Fliehkraft:
 $F_{Flieh} := m_{FK} \cdot r_{FK} \cdot \omega_{FK}^2 = 537.345 \text{ N}$

Kontaktkraft:
 $F_{N;FK} := F_{Flieh} - F_F = 512.345 \text{ N}$

Reibkraft an einem Fliehkörper:
 $F_{R;FK} := \mu_{0;FK} \cdot F_{N;FK} = 461.111 \text{ N}$

Reibmoment:
 $M_{R;FK} := N_{FK} \cdot F_{R;FK} \cdot \frac{D_R}{2} = 64.555 \text{ N} \cdot \text{m}$

Schmierstoffberechnung

Ölstand soll bis zur unteren Zahnradstufe (Zahnräder 3 & 4) reichen

Kraft-Geschwindigkeits-Faktor (für Stirnradgetriebe):

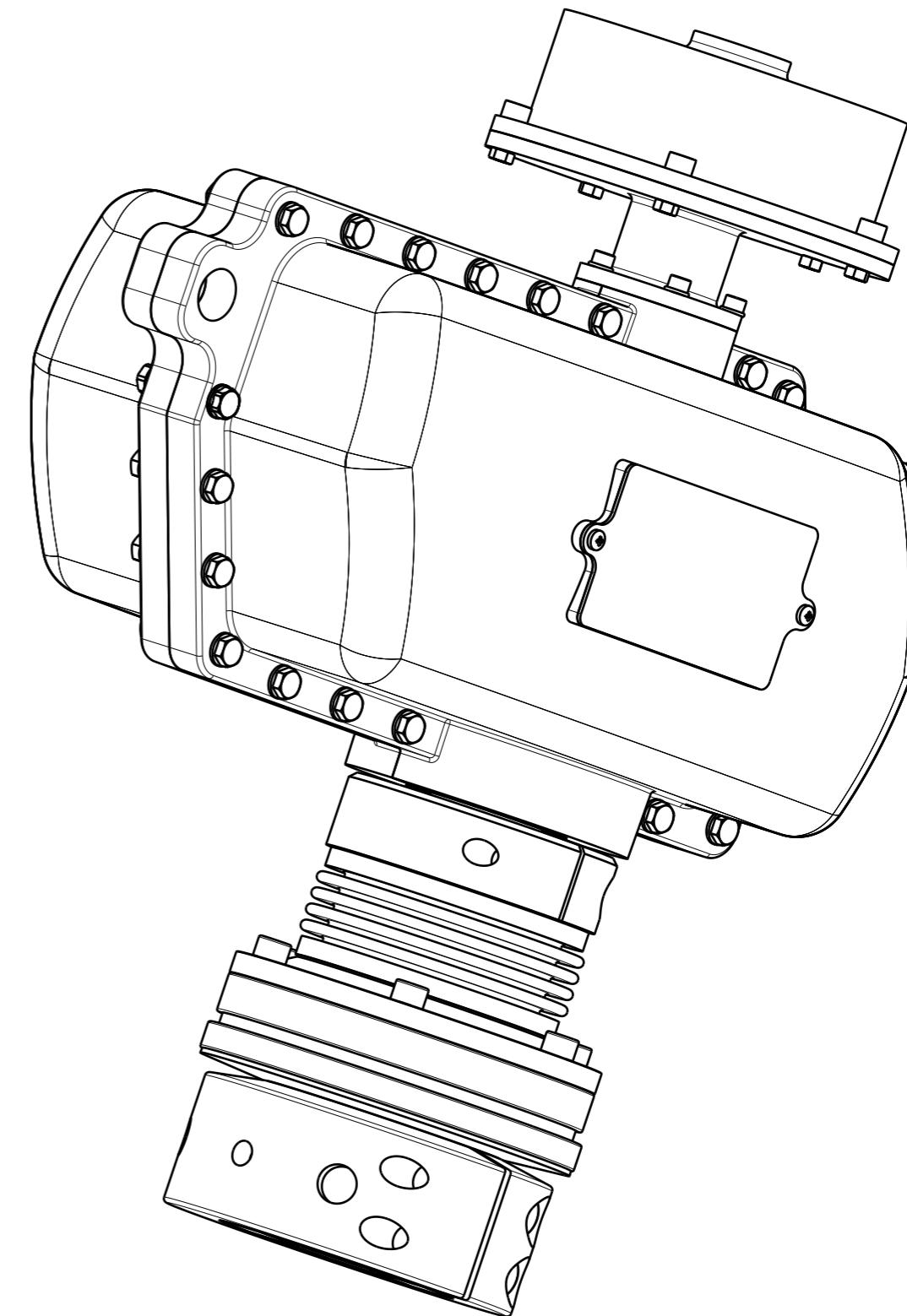
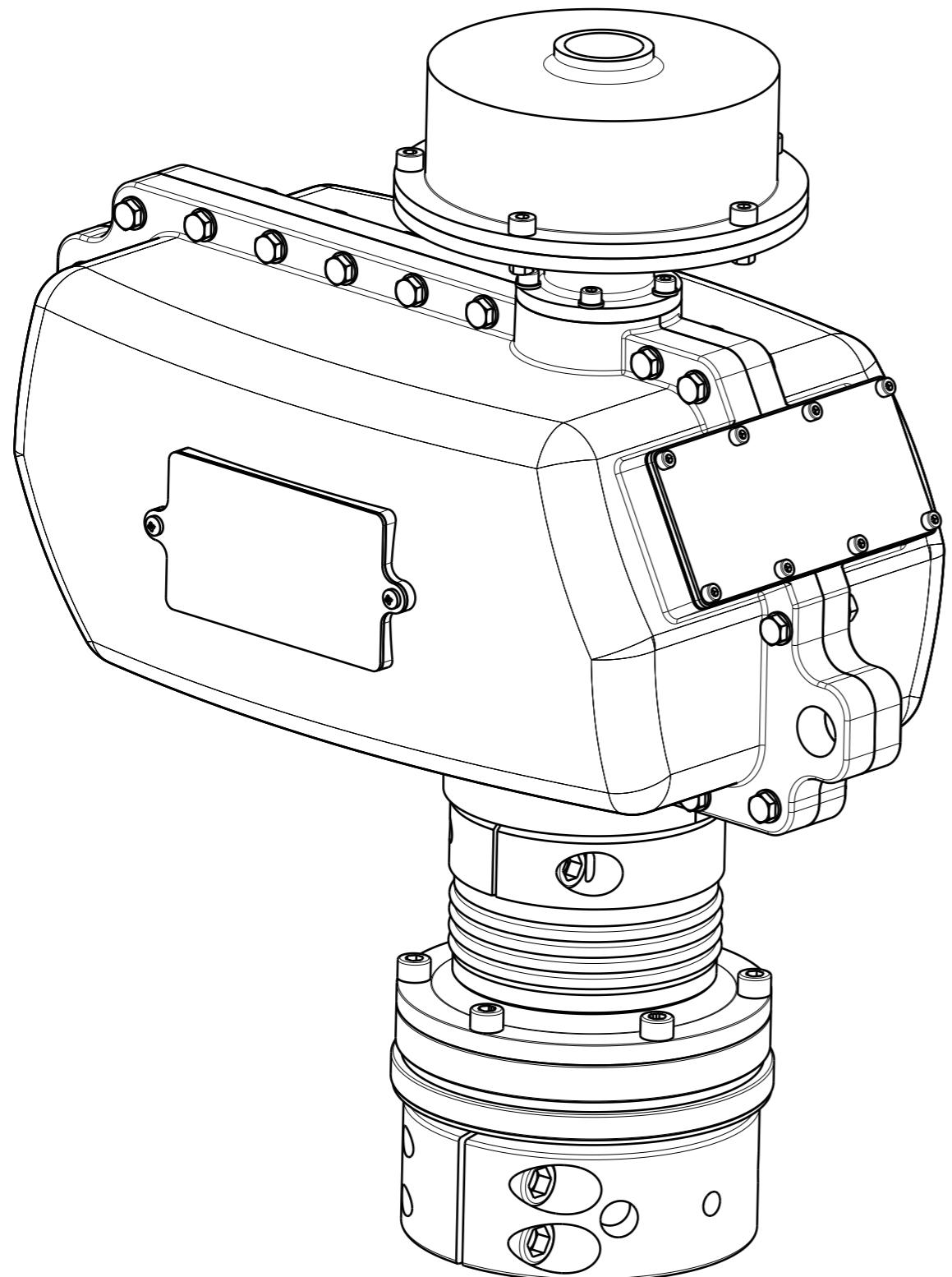
$$k_v := \left(3 \cdot \frac{F_{t3}}{b_3 \cdot d_{T3}} \cdot \frac{i_{23} + 1}{i_{23}} \right) \cdot \frac{1}{\pi \cdot d_{T3} \cdot \frac{n_{an}}{i_{ges}}} = 5.71 \frac{\text{kg}}{\text{mm}^2 \cdot \text{s}} \quad k_v = 5.71 \frac{\text{MPa} \cdot \text{s}}{\text{m}}$$

Gl.20-2

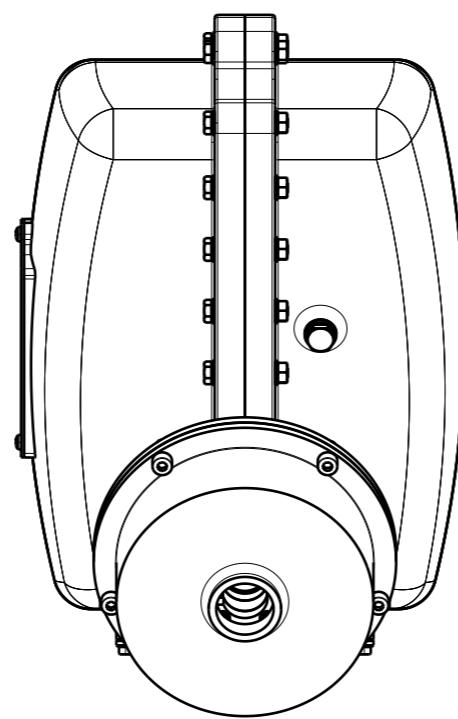
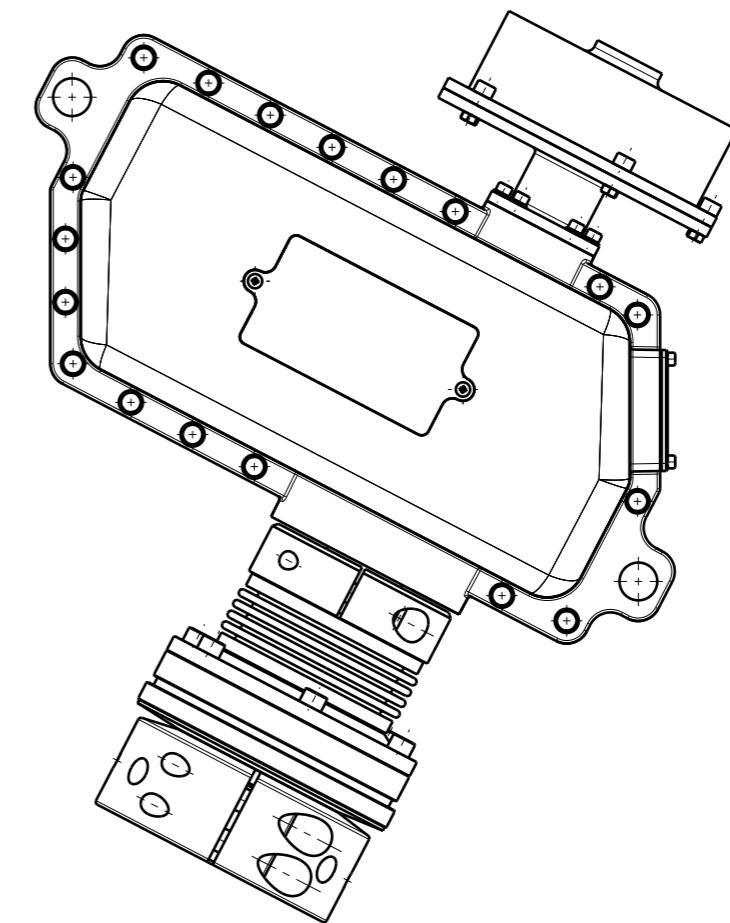
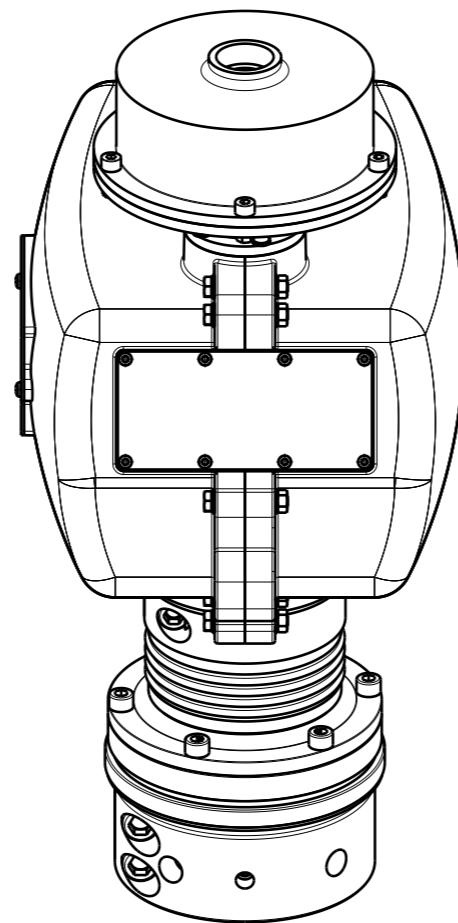
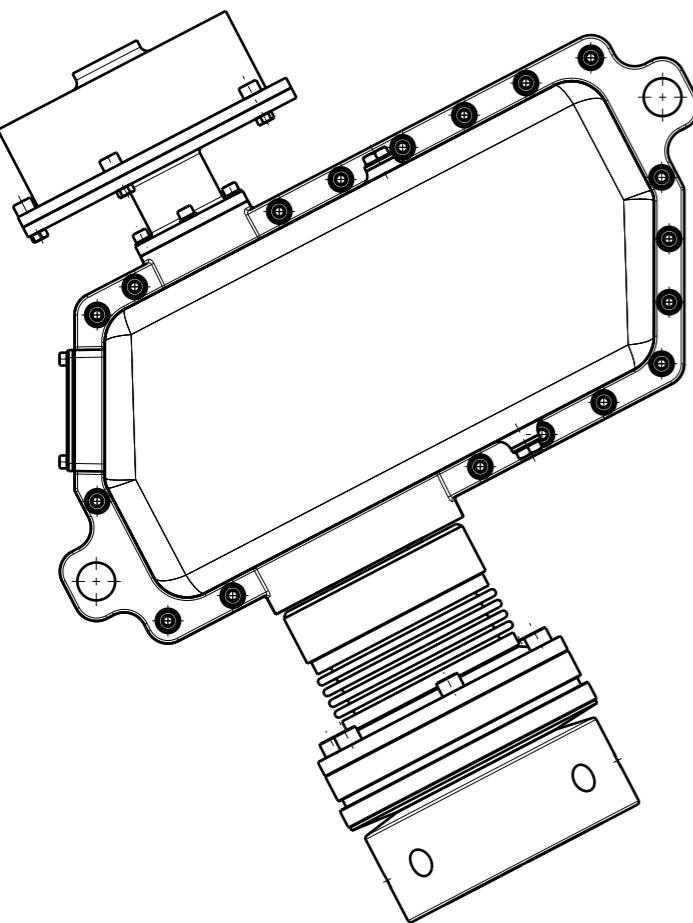
CLP 150 wird als Schmieröl verwendet

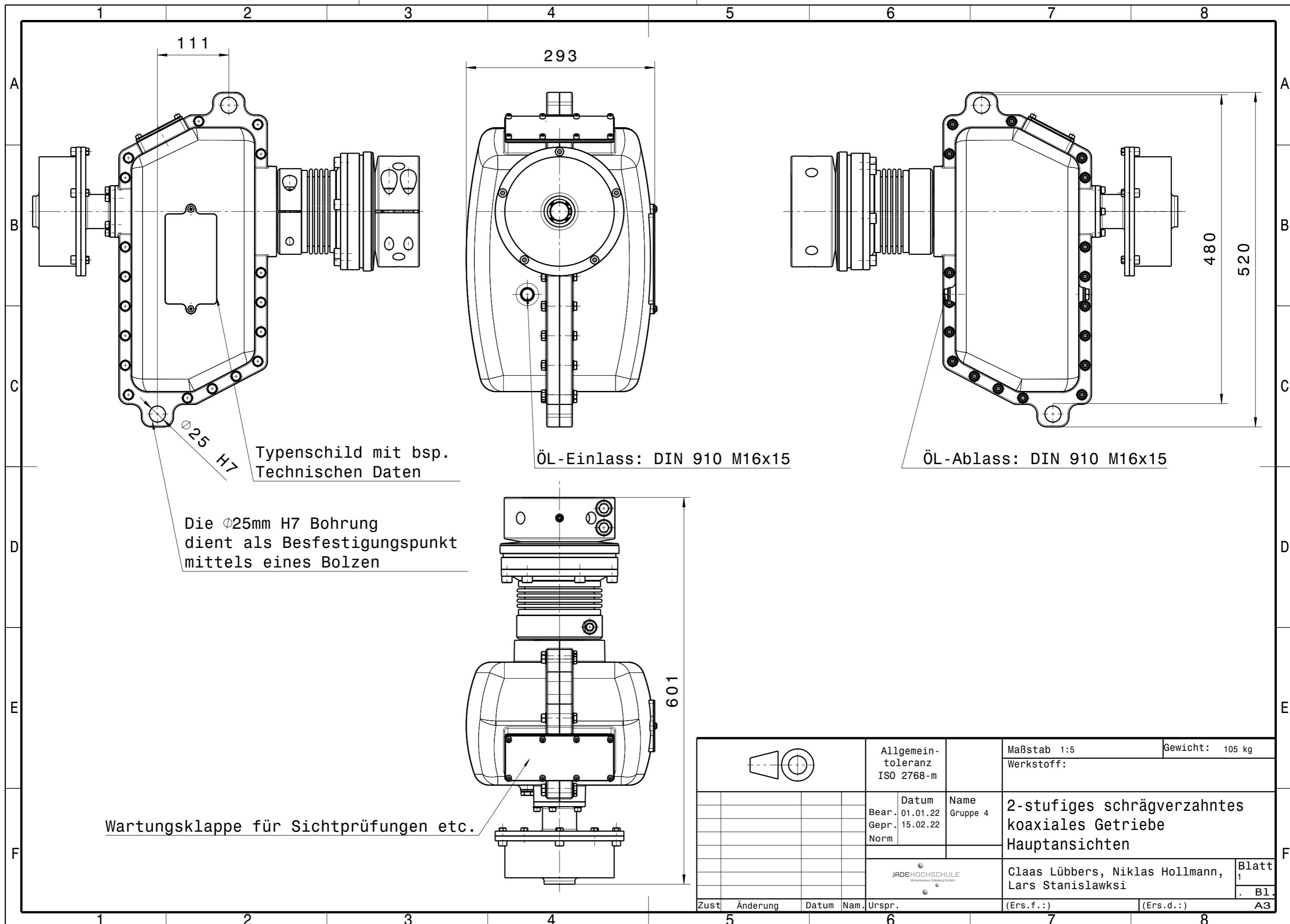
TB 20-7a

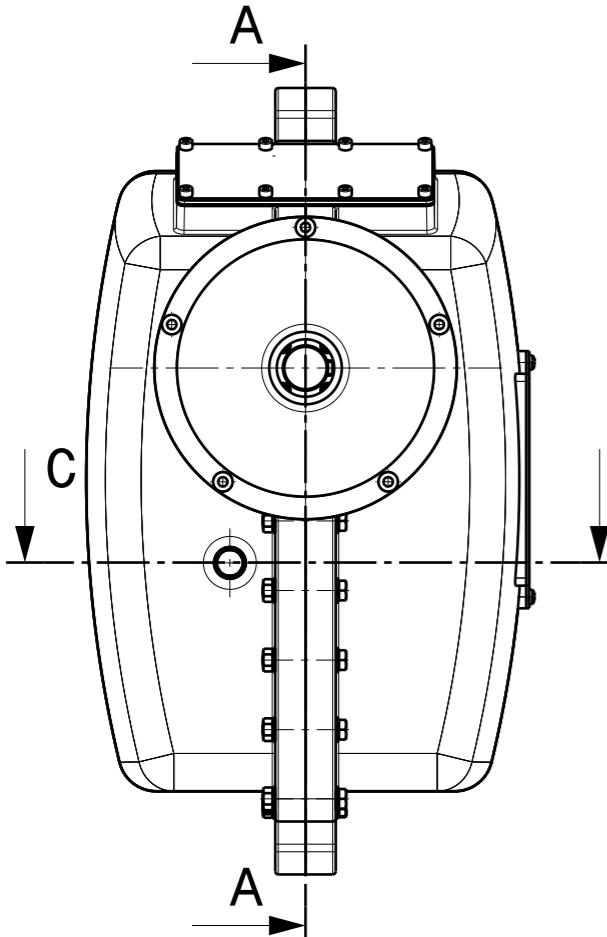
CLP 150 nach DIN 51517; Viskositätsklasse 150, d.h. bei 40°C hat das Öl eine kinematische Viskosität im Bereich von 135 bis 165 mm²/s



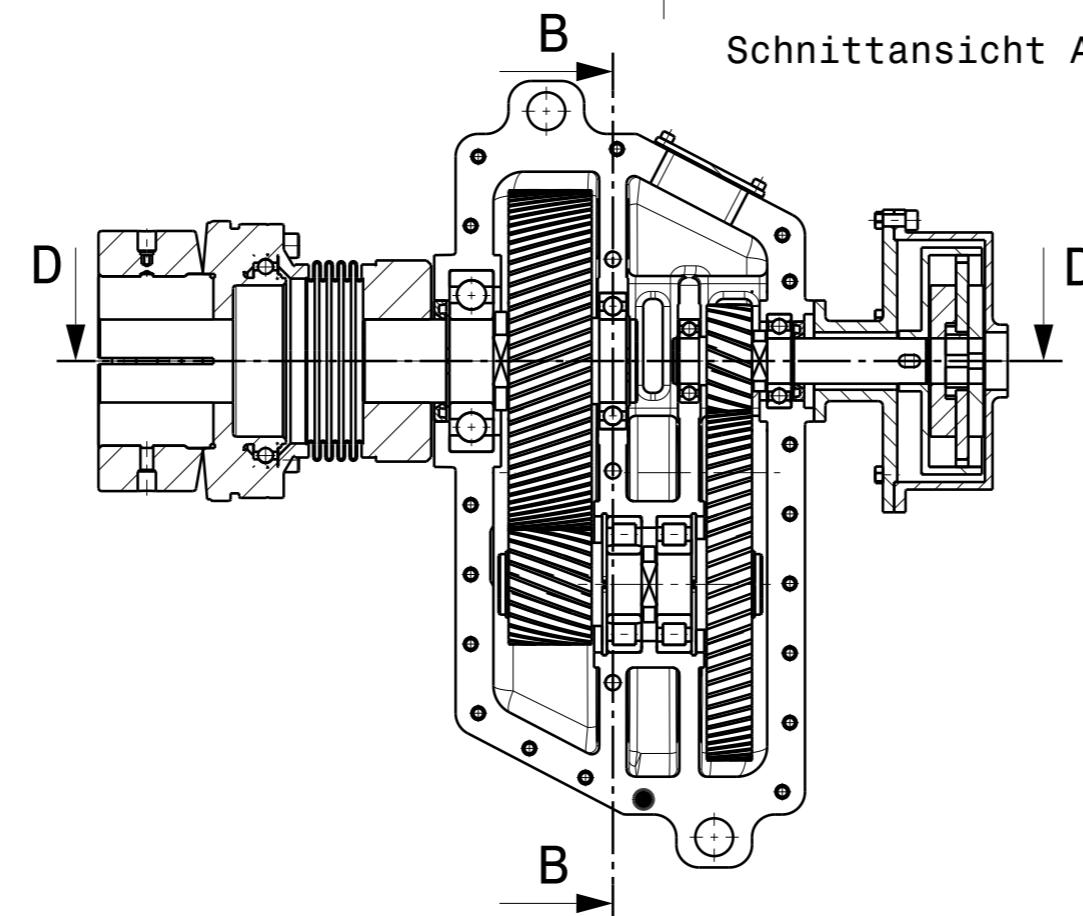
							Maßstab 1:2	Gewicht: 105 kg
Werkstoff:								
				Bear. 01.01.22 Gepr. 15.02.22 Norm	Datum Name Gruppe 4		2-stufiges schrägverzahntes Stirnradgetriebe Isometrische Ansicht	
							Claas Lübbers, Niklas Hollmann, Lars Stanislawksi	
				JADEHOCHSCHULE Wilhelmshaven Oldenburg Esfleth			Blatt 0.1	
Zust.	Änderung	Datum	Nam.	(Urspr.)		(Ers.f.:)	(Ers.d.:)	A3



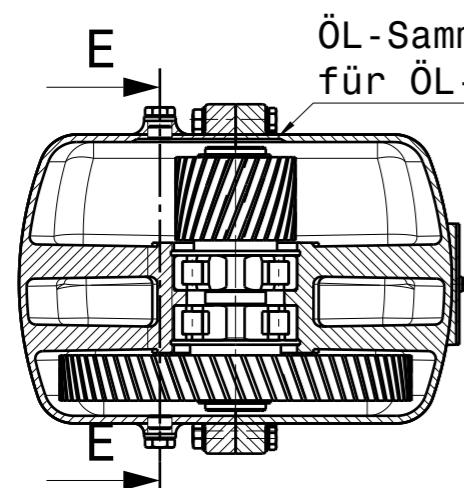
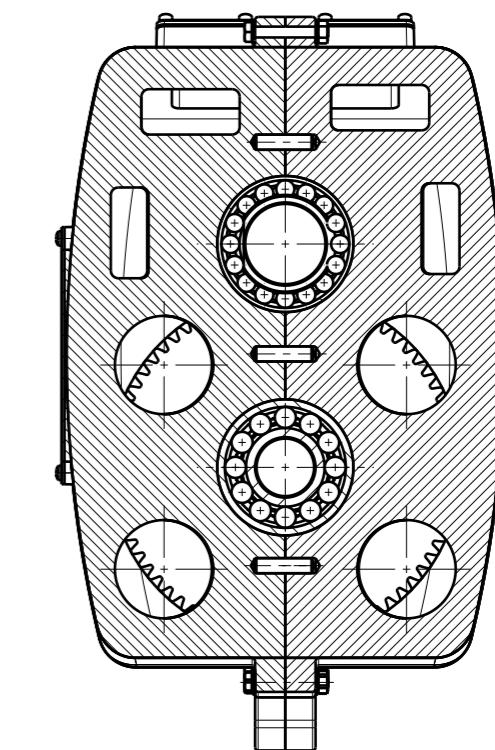




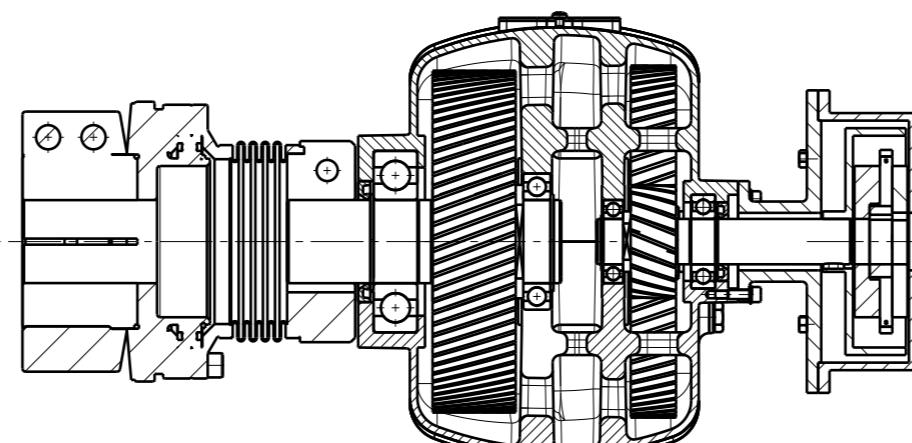
Schnittansicht A-A



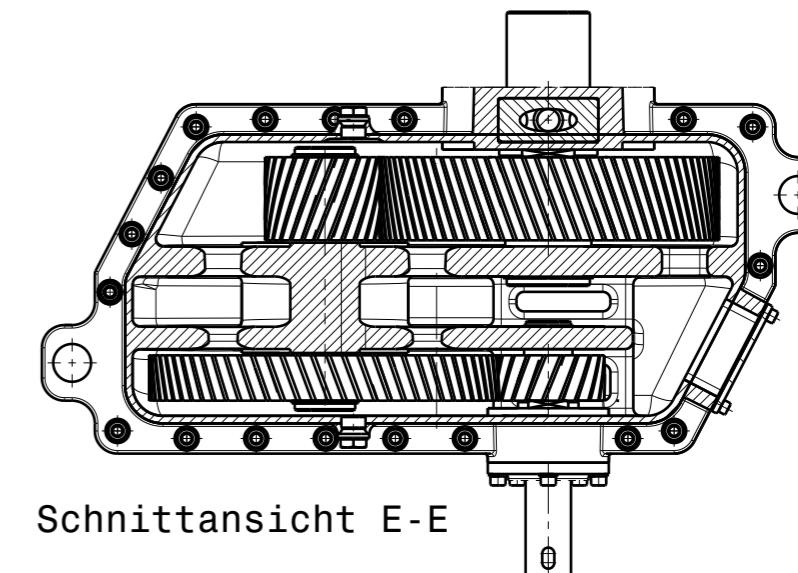
Schnittansicht B-B



Schnittansicht C-C



Schnittansicht D-D



Schnittansicht E-E

1

2

3

4

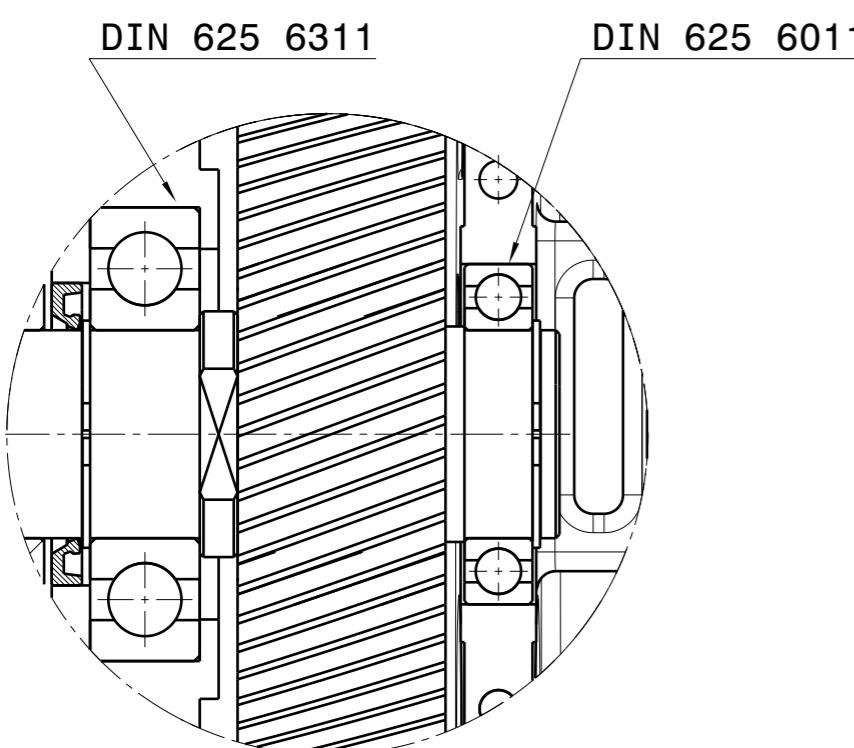
5

6

7

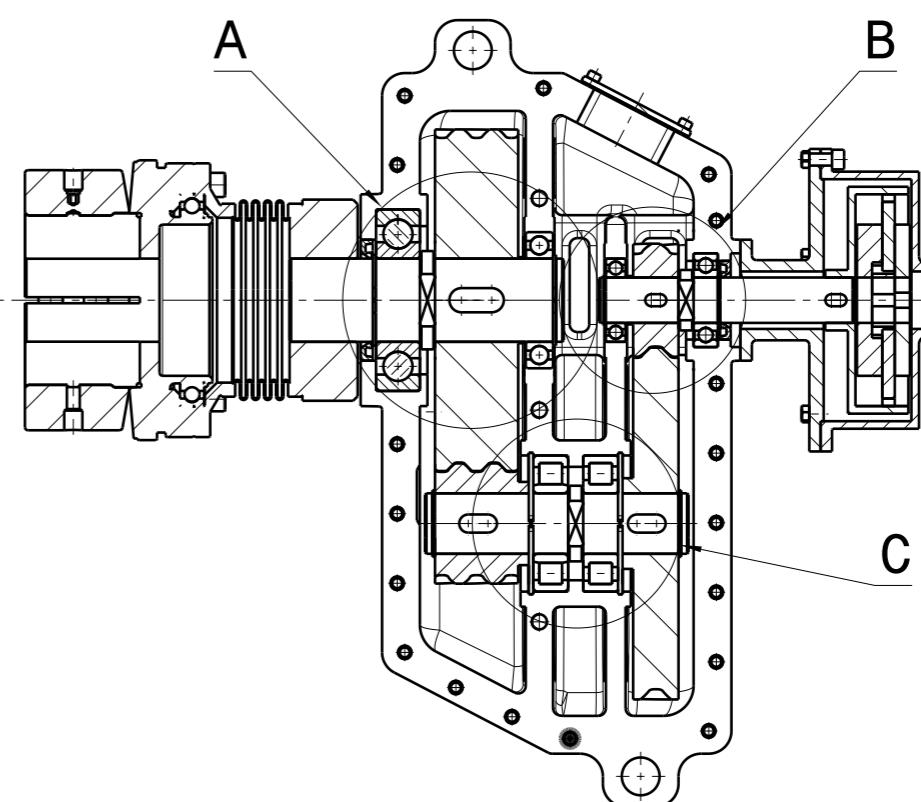
8

A

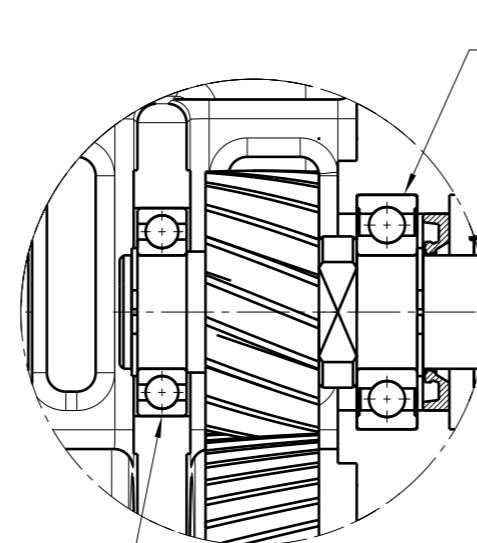
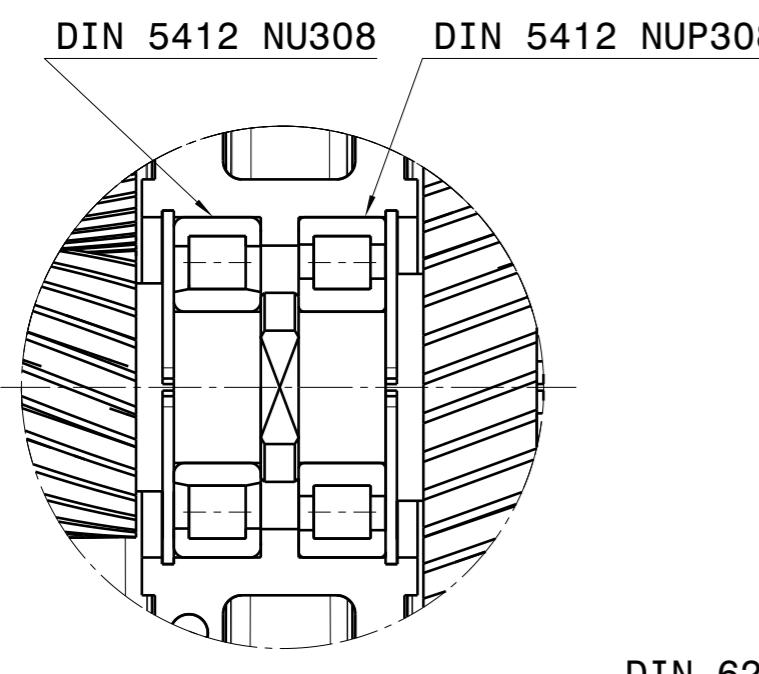


Detail A

Maßstab: 1:2



D



Detail B

Maßstab: 1:2

F

Detail C

Maßstab: 1:2

DIN 625 6006

DIN 625 6206-2RS

	Allgemein-toleranz ISO 2768-m		Maßstab 1:5	Gewicht: 105 kg
			Werkstoff:	
		Bear. 01.01.22	Datum Gepr. 15.02.22	Name Gruppe 4
		Norm		
				2-stufiges schrägverzahntes koaxiales Getriebe Detailansicht-Lagerungen
				Claas Lübbers, Niklas Hollmann, Lars Stanislawksi
				Blatt 3 . Bl. A3
Zust.	Änderung	Datum	Nam.	Urspr.
				(Ers.f.:)
				(Ers.d.:)

1

2

3

4

5

6

7

8

1

2

3

4

5

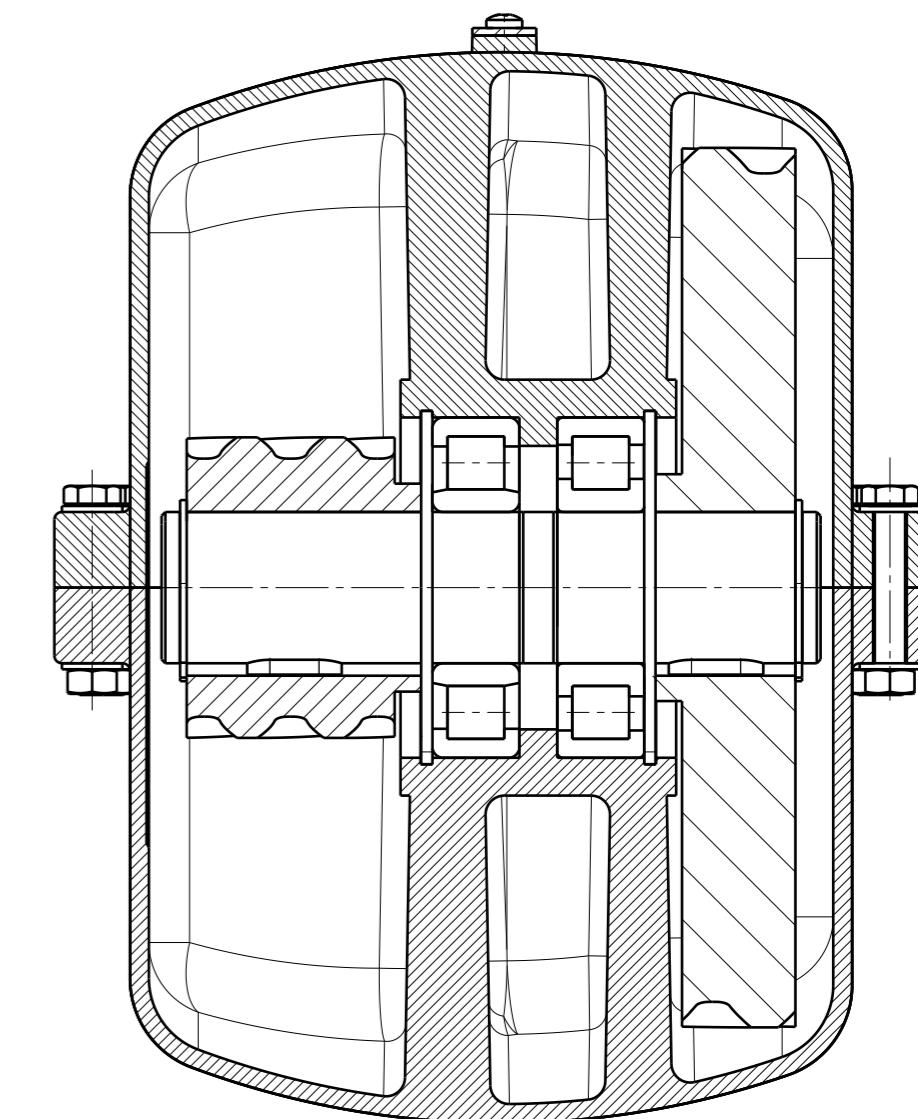
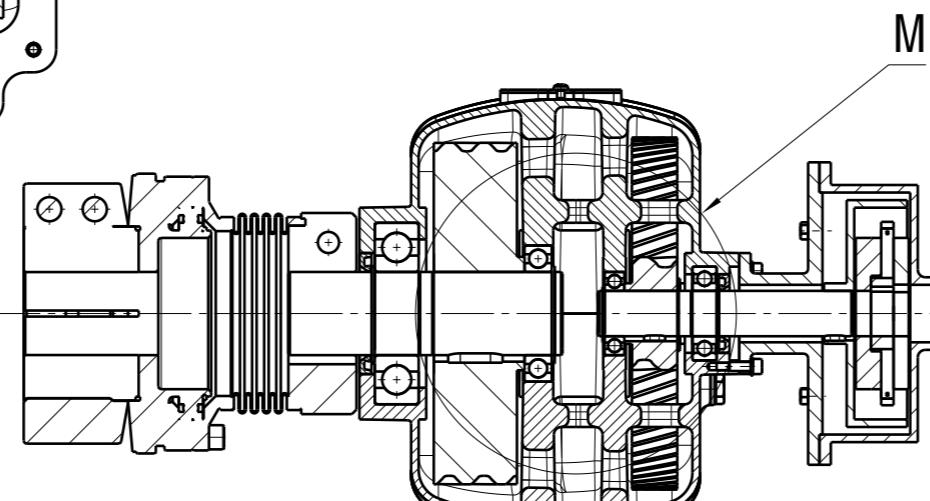
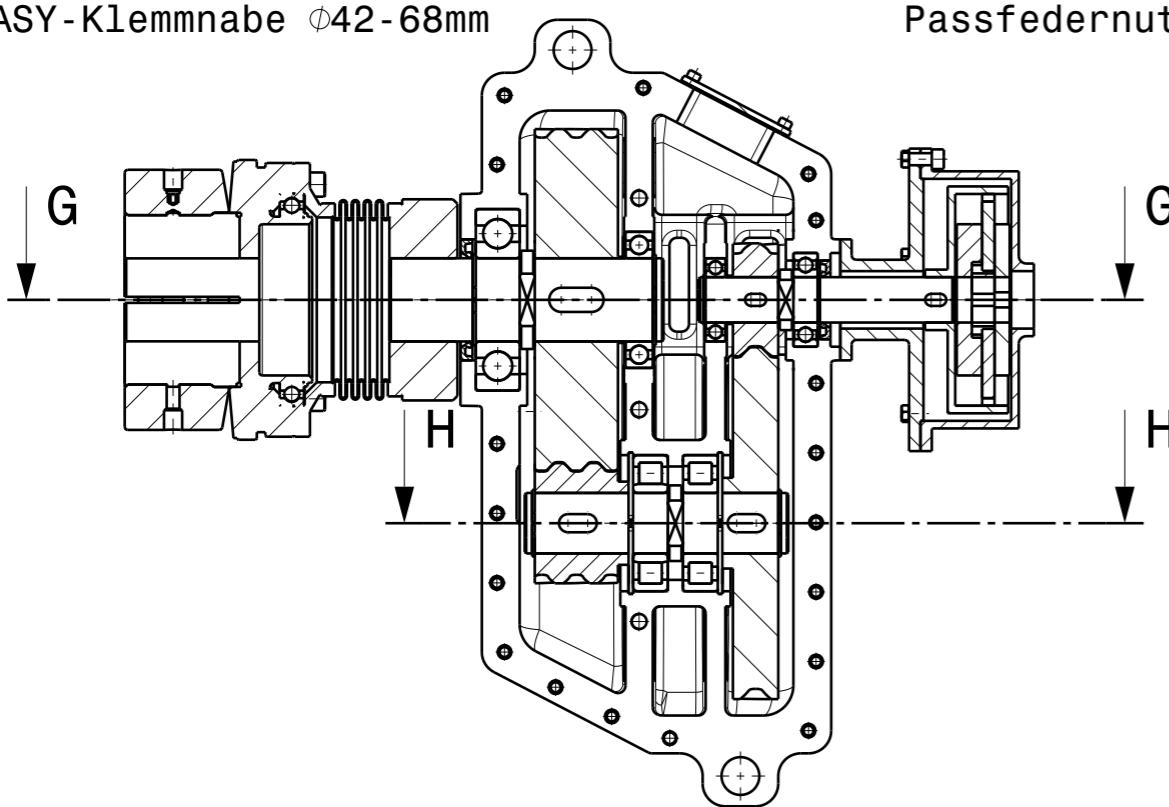
6

7

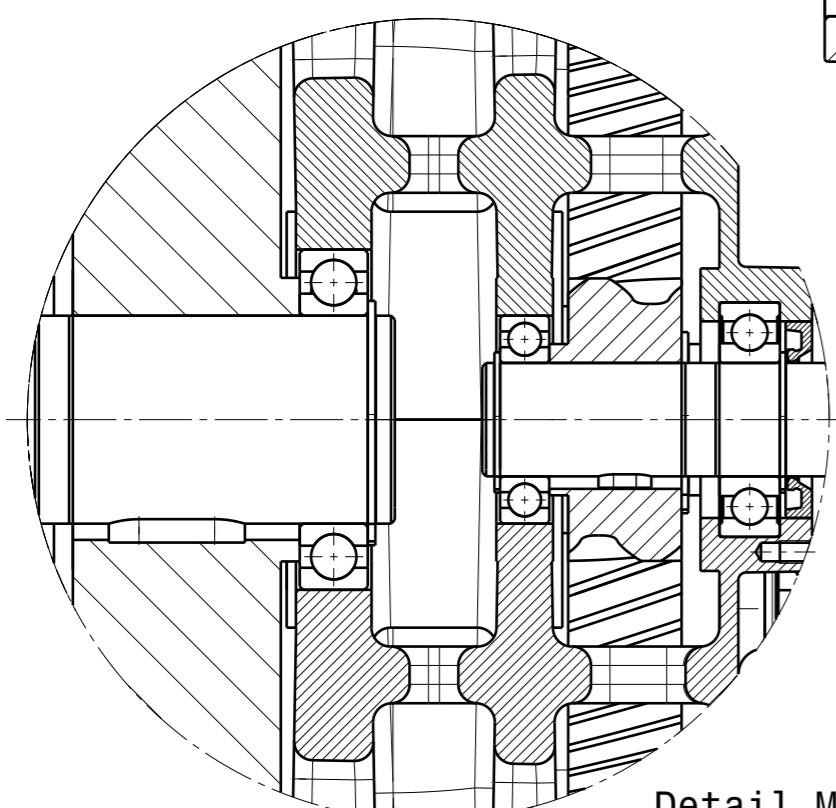
8

Anschluss am Abtrieb:
EASY-Klemmnabe Ø42-68mm

Anschluss am Antrieb:
Passfedernut für Passfeder DIN 6885 - A8x7x14



Schnittansicht G-G



Detail M
Maßstab: 1:2

	Allgemein-toleranz ISO 2768-m		Maßstab 1:5 Werkstoff:	Gewicht: 105 kg
Bear. Gepr. Norm	Datum 15.02.22	Name Gruppe 4	2-stufiges schrägverzahntes koaxiales Getriebe Welle-Nabe-Verbindungen	
			Claas Lübbers, Niklas Hollmann, Lars Stanislawksi	Blatt 4 B1 A3
Zust.	Änderung	Datum	Nam.	Urspr.
				(Ers.f.:)
				(Ers.d.:)

5

6

7

8

1

2

3

4

5

6

7

8

