
Konstruktives Projekt 4

Verfasser:

Jennifer Wozniak

Matrikelnummer: 10004257

Schaufelder Straße 33A

30167 Hannover

Studiengang:

B.Sc. Maschinenbau

Eingereicht am:

17. Juni 2018

Inhaltsverzeichnis

1	Anforderungsliste	1
2	Vorauslegung	2
2.1	Übersetzungen und Drehzahlen	2
2.2	Torsionsmomente & Mindestdurchmesser	4
2.3	Zahnräder	11
2.3.1	Stirnräder	11
2.3.2	Planetengetriebe	21
2.3.3	Kegelräder	23
2.4	Endgültige Abmaße	25
2.5	Kräfte	27
2.6	Auslegung der Lamellenkupplung	30
3	Berechnung der Schnittkräfte	31
3.1	Berechnung der Lagerreaktionen der Hohlwelle	31
3.2	Berechnung der Lagerreaktionen von Welle II	32
3.3	Berechnung der Schnittkraftverläufe	34
3.4	Resultierende Momente	40
4	Dauerfestigkeitsberechnung für Welle I	41
4.1	Werkstoffkennwerte	41
4.2	Freistichberechnung	41
4.3	Berechnung der Sicherungsringnut	47
5	Lagerlebensdauerberechnung	55
5.1	Lagerkräfte im Gang 1	55
5.2	Lagerkräfte im Gang 2	58
5.3	Lagerkräfte im Gang 3	60
5.4	Lagerkräfte im Gang 4	63
5.5	Berechnung der äquivalenten dynamischen Lagerbelastung	63
5.5.1	Gang 1	63
5.5.2	Gang 2	65
5.5.3	Gang 3	67
5.5.4	Gang 4	69
5.6	Bestimmung der Lastkollektive und der Lebensdauer	71

6	Schwachstellenberechnung	73
6.1	Berechnung Welle-Nabe-Verbindungen	73
6.2	Berechnung der Schraubenverbindungen	76
6.2.1	Verschraubung Lagerdeckel	76
6.3	Schweißnahtberechnung	82
7	Passungsberechnung	86
8	Quellen	92
8.1	Literatur	92
8.2	Internet	93
A	Anhang	94

1 Anforderungsliste

Anforderungsliste Fräsmaschine			KPIV 2018				Bearbeiter: Jennifer Wozniak, 10004257						
Nr.	Anforderungen	Art	Variable	- Tolerant	Wert exakt	+ Tolerant	Einheit	Quelle/initiator	Verantwortung Datum	Erstellung Datum	Was	Modifikation Wer	Wann
1	Geometrie								Jennifer Wozniak	12.04.18			
1.1	Achsabstand	F	a	214,785	215	215,215	mm	IMKT					
1.2	Schnitttiefe SF	F	a _{0,SF}		2		mm	IMKT					
1.3	Arbeitsengriff SF	F	a _{0,SF}		120		mm	IMKT					
1.4	Schnitttiefe UF	F	a _{0,UF}		2		mm	IMKT					
1.5	Arbeitsengriff UF	F	a _{0,UF}		52		mm	IMKT					
2	Bauteile								Jennifer Wozniak	12.04.18			
2.1	Stirnradpaarungen	F	β		Schragverzahn 20°			IMKT					
2.2	Hohlrad	F			feststehend			IMKT					
2.3	Vertikalkopf	F			optional			IMKT					
2.4	Hohlwelle mit kompakter Bauweise	W			Nadellager			IMKT					
3	Technische Voraussetzungen								Jennifer Wozniak	12.04.18			
3.1	Anzahl Gänge	F			4			IMKT					
3.2	Schalbetätigung 1	F			im Stillstand schaltbar			IMKT					
3.3	Schalbetätigung 2	F			im Betrieb schaltbar			IMKT					
3.4	Zul. Torsionsspannung	F	τ _{zul}		44,00		N/mm²	IMKT					
3.5	Nennlastwert Zahnräder	F	B _{zul}		4,00		N/mm²	IMKT					
3.6	Geforderte Wälzlagerlebensdauer	F	L _{10h}		10000,00		h	IMKT					
4	Technische Daten								Jennifer Wozniak	12.04.18			
4.1	Vorschub Gang 1	F	f _{0,1}		0,06		mm	IMKT					
4.2	Vorschub Gang 2	F	f _{0,2}		0,09		mm	IMKT					
4.3	Vorschub Gang 3	F	f _{0,3}		0,12		mm	IMKT					
4.4	Vorschub Gang 4	F	f _{0,4}		0,15		mm	IMKT					
4.5	Schnittgeschwindigkeit Gang 1	F	V _{0,1}		20		m/min	IMKT					
4.6	Schnittgeschwindigkeit Gang 2	F	V _{0,2}		40		m/min	IMKT					
4.7	Schnittgeschwindigkeit Gang 3	F	V _{0,3}		80		m/min	IMKT					
4.8	Schnittgeschwindigkeit Gang 4	F	V _{0,4}		160		m/min	IMKT					
4.9	Übersetzung erste Getriebestufe	F	i _{1,2} /i _{1,3}		-3			IMKT					
4.10	Standübersetzung Planetengetriebe	F	i _{1,12}		-3			IMKT					
4.11	Übersetzung Kegelradstufe	F	i _{1,11}		1			IMKT					
4.12	Antriebsdrehzahl	F	n ₁		1200,00		1/min	IMKT					

2 Vorauslegung

2.1 Übersetzungen und Drehzahlen

Festlegen der Gänge:

Gang 1: $Z1/Z2$ und $Z6/Z7$

Gang 2: $Z1/Z2$ und $Z4/Z5$

Gang 3: $Z1/Z3$ und $Z6/Z7$

Gang 4: $Z1/Z3$ und $Z4/Z5$

Gegeben:

$$v_{c,1} = 20 \frac{\text{m}}{\text{min}}, v_{c,2} = 40 \frac{\text{m}}{\text{min}}, v_{c,3} = 80 \frac{\text{m}}{\text{min}}, v_{c,4} = 160 \frac{\text{m}}{\text{min}}$$

$$D_{WZ,U} = 120\text{mm}; D_{WZ,S} = 120\text{mm}$$

$$n_{an} = n_I = 1200 \frac{1}{\text{min}}$$

$$i_{1,2} = i_{1,3} = -3$$

$$\text{Planetengetriebe: } i_0 = -3$$

$$n_{10} = 0$$

Berechnungen:

Verwendete Formeln aus den Skripten KL II¹ S. 34 und KL III² S. 2

Mithilfe der Schnittgeschwindigkeiten werden die Abtriebsdrehzahlen der einzelnen Gänge bestimmt. Anschließend können dann die fehlenden Übersetzungen ermittelt werden.

- Gang 1:

$$n_{II,1} = \frac{n_{an}}{i_{1,2}} = 400 \frac{1}{\text{min}}$$

$$\text{Formel nach Willis: } n_9 = \frac{n_8 - i_0 \cdot n_{10}}{1 - i_0}$$

$$n_{9,1} = n_{III,1} = \frac{n_{8,1}}{1 - i_0} = \frac{400 \frac{1}{\text{min}}}{1 - (-3)} = 100 \frac{1}{\text{min}}$$

$$n_{IV,1} = n_{ab,1} = \frac{v_{c,1}}{\pi \cdot D_{WZ}} = 53,05 \frac{1}{\text{min}}$$

$$\Rightarrow i_{6,7} = \frac{n_{III,1}}{n_{IV,1}} = -1,89$$

- Gang 2:

$$n_{II,2} = \frac{n_{an}}{i_{1,2}} = 400 \frac{1}{\text{min}}$$

$$n_{IV,2} = n_{ab,2} = \frac{v_{c,2}}{\pi \cdot D_{WZ}} = 106,1 \frac{1}{\text{min}}$$

$$\Rightarrow i_{4,5} = \frac{n_{III,2}}{n_{IV,2}} = 3,77$$

- Gang 3:

$$n_{III,3} = \frac{n_{an}}{i_{1,3}} = 400 \frac{1}{\text{min}}$$

$$n_{IV,3} = \frac{n_{III,3}}{i_{6,7}} = 212,2 \frac{1}{\text{min}}$$

$$\text{Überprüfung der Abtriebsdrehzahl: } n_{IV,3} = n_{ab,3} = \frac{v_{c,3}}{\pi \cdot D_{WZ}} = 212,2 \frac{1}{\text{min}}$$

¹Vgl. [Den17]

²Vgl. [Pol17a]

- Gang 4:

$$n_{\text{III},4} = n_{9,4} = \frac{n_{an}}{i_{1,3}} = 400 \frac{1}{\text{min}}$$

$$\text{Formel nach Willis: } n_8 = i_0 \cdot n_{10} + n_9 \cdot (1 - i_0)$$

$$n_{8,4} = n_{\text{II},4} = n_{9,4} \cdot (1 - i_0) = 400 \frac{1}{\text{min}} \cdot (1 - (-3)) = 1600 \frac{1}{\text{min}}$$

$$n_{\text{IV},4} = \frac{n_{\text{II},4}}{i_{4,5}} = 424,4 \frac{1}{\text{min}}$$

$$\text{Überprüfung der Abtriebsdrehzahl: } n_{\text{IV},4} = n_{ab,4} = \frac{v_{c,4}}{\pi \cdot D_{WZ}} = 424,4 \frac{1}{\text{min}}$$

2.2 Torsionsmomente & Mindestdurchmesser

Um die wirkenden Torsionsmomente zu bestimmen, wird zunächst die benötigte Schnittleistung für das Umfangs- sowie das Stirnfräsen berechnet. Die verwendeten Formeln stammen aus dem Aufgabenblatt, welches vom IMKT ausgehändigt wurde.

Schnittleistung:

- Umfangsfräsen:

gegeben:

$$D_{WZ,U} = 120 \text{ mm}, a_e = 52 \text{ mm} \implies u_U = \frac{D_{WZ,U}}{2} - a_e = 8 \text{ mm}$$

$$z = 12, a_p = b = 2 \text{ mm}, \kappa = 90^\circ$$

$$f_{z,1} = 0,06 \text{ mm}, f_{z,2} = 0,09 \text{ mm}, f_{z,3} = 0,12 \text{ mm}, f_{z,4} = 0,15 \text{ mm}$$

Rechnung:

$$\varphi_s = \arccos\left(1 - \frac{2 \cdot (u_U + a_e)}{D_{WZ,U}}\right) - \arccos\left(1 - \frac{2 \cdot u_U}{D_{WZ,U}}\right) = 60,07^\circ$$

$$z_{iE} = \text{RUNDEN}\left(\frac{\varphi \cdot z}{360^\circ}\right) = 2$$

$$h_m = \frac{114,6^\circ}{\varphi_s} \cdot f_z \cdot \frac{a_e}{D_{WZ,U}} \cdot \sin(\kappa)$$

$$h_{m,1} = \frac{114,6^\circ}{60,07^\circ} \cdot 0,06 \text{ mm} \cdot \frac{52 \text{ mm}}{120 \text{ mm}} \cdot \sin(90^\circ) = 0,05 \text{ mm}$$

$$h_{m,2} = 0,074 \text{ mm}$$

$$h_{m,3} = 0,099 \text{ mm}$$

$$h_{m,4} = 0,12 \text{ mm}$$

$$F_{cz} = b \cdot h_m^{1-z} \cdot k_{c1.1} \cdot K_{V,c}$$

$$F_{cz,1} = 2 \text{ mm} \cdot 0,05 \text{ mm}^{0,7} \cdot 2500 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \cdot 1,7 = 926,1 \text{ N}$$

$$F_{cz,2} = 1237,8 \text{ N}$$

$$F_{cz,3} = 1535,3 \text{ N}$$

$$F_{cz,4} = 1770,2 \text{ N}$$

$$\implies P_c = z_{iE} \cdot v_c \cdot F_{cz}$$

$$P_{c,1} = 2 \cdot 0,34 \frac{\text{m}}{\text{s}} \cdot 926,1 \text{ N} = 629,75 \text{ W}$$

$$P_{c,2} = 1658,7 \text{ W}$$

$$P_{c,3} = 4114,6 \text{ W}$$

$$P_{c,4} = 9452,87 \text{ W}$$

- Stirnfräsen:

gegeben:

$$D_{WZ,S} = 120 \text{ mm}, a_e = 120 \text{ mm} \implies u_S = \frac{D_{WZ,S}}{2} - a_e = 0 \text{ mm}$$

$$z = 6, a_p = b = 2 \text{ mm}, \kappa = 90^\circ$$

$$f_{z,1} = 0,06 \text{ mm}, f_{z,2} = 0,09 \text{ mm}, f_{z,3} = 0,12 \text{ mm}, f_{z,4} = 0,15 \text{ mm}$$

Rechnung:

$$\varphi_s = \arccos\left(1 - \frac{2 \cdot (u_S + a_e)}{D_{WZ,S}}\right) - \arccos\left(1 - \frac{2 \cdot u_S}{D_{WZ,S}}\right) = 180^\circ$$

$$z_{iE} = \text{RUNDEN}\left(\frac{\varphi \cdot z}{360^\circ}\right) = 3$$

$$h_m = \frac{114,6^\circ}{\varphi_s} \cdot f_z \cdot \frac{a_e}{D_{WZ,S}} \cdot \sin(\kappa)$$

$$h_{m,1} = \frac{114,6^\circ}{180^\circ} \cdot 0,06 \text{ mm} \cdot \frac{120 \text{ mm}}{120 \text{ mm}} \cdot \sin(90^\circ) = 0,038 \text{ mm}$$

$$h_{m,2} = 0,057 \text{ mm}$$

$$h_{m,3} = 0,0764 \text{ mm}$$

$$h_{m,4} = 0,0955 \text{ mm}$$

$$F_{cz} = b \cdot h_m^{1-z} \cdot k_{c1.1} \cdot K_{V,c}$$

$$F_{cz,1} = 2 \text{ mm} \cdot 0,038 \text{ mm}^{0,7} \cdot 2500 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \cdot 1,7 = 755,9 \text{ N}$$

$$F_{cz,2} = 1020,39 \text{ N}$$

$$F_{cz,3} = 1267,38 \text{ N}$$

$$F_{cz,4} = 1494,93 \text{ N}$$

$$\implies P_c = z_{iE} \cdot v_c \cdot F_{cz}$$

$$P_{c,1} = 3 \cdot 0,34 \frac{\text{m}}{\text{s}} \cdot 755,9 \text{ N} = 771,02 \text{ W}$$

$$P_{c,2} = 2050,98 \text{ W}$$

$$P_{c,3} = 5094,87 \text{ W}$$

$$P_{c,4} = 11974,39 \text{ W}$$

Torsionsmomente:

Die verwendete Formel zur Berechnung der Torsionsmomente stammt aus dem Skript zur Konstruktionslehre III³ Seite 2.

$$T = \frac{P}{2\pi \cdot n}$$

³Vgl. [Pol17a]

- Umfangsfräsen:

Gang 1:

$$T_{I,1,U} = \frac{P_{c,1,U}}{2\pi \cdot n_{an}} = \frac{629,75 \text{ W}}{2\pi \cdot 1200 \frac{1}{\text{min}}} = 5 \text{ Nm}$$

$$T_{II,1,U} = \frac{P_{c,1,U}}{2\pi \cdot n_{II,1}} = \frac{629,75 \text{ W}}{2\pi \cdot 400 \frac{1}{\text{min}}} = 15 \text{ Nm}$$

$$T_{III,1,U} = \frac{P_{c,1,U}}{2\pi \cdot n_{III,1}} = \frac{629,75 \text{ W}}{2\pi \cdot 100 \frac{1}{\text{min}}} = 60,14 \text{ Nm}$$

$$T_{IV,1,U} = \frac{P_{c,1,U}}{2\pi \cdot n_{IV,1}} = \frac{629,75 \text{ W}}{2\pi \cdot 53,05 \frac{1}{\text{min}}} = 112,36 \text{ Nm}$$

Gang 2:

$$T_{I,2,U} = \frac{P_{c,2,U}}{2\pi \cdot n_{an}} = \frac{1658,7 \text{ W}}{2\pi \cdot 1200 \frac{1}{\text{min}}} = 13,2 \text{ Nm}$$

$$T_{II,2,U} = \frac{P_{c,2,U}}{2\pi \cdot n_{II,2}} = 39,6 \text{ Nm}$$

$$T_{IV,2,U} = \frac{P_{c,2,U}}{2\pi \cdot n_{IV,2}} = 149,29 \text{ Nm}$$

Gang 3:

$$T_{I,3,U} = \frac{P_{c,3,U}}{2\pi \cdot n_{an}} = \frac{4114,6 \text{ W}}{2\pi \cdot 1200 \frac{1}{\text{min}}} = 32,74 \text{ Nm}$$

$$T_{III,3,U} = \frac{P_{c,3,U}}{2\pi \cdot n_{III,3}} = 98,23 \text{ Nm}$$

$$T_{IV,3,U} = \frac{P_{c,3,U}}{2\pi \cdot n_{IV,3}} = 185,16 \text{ Nm}$$

Gang 4:

$$T_{I,4,U} = \frac{P_{c,4,U}}{2\pi \cdot n_{an}} = \frac{9452,87 \text{ W}}{2\pi \cdot 1200 \frac{1}{\text{min}}} = 75,22 \text{ Nm}$$

$$T_{II,4,U} = \frac{P_{c,4,U}}{2\pi \cdot n_{II,4}} = 56,42 \text{ Nm}$$

$$T_{III,4,U} = \frac{P_{c,4,U}}{2\pi \cdot n_{III,4}} = 225,67 \text{ Nm}$$

$$T_{IV,4,U} = \frac{P_{c,4,U}}{2\pi \cdot n_{IV,4}} = 212,35 \text{ Nm}$$

- Stirnfräsen:

Gang 1:

$$T_{I,1,S} = \frac{P_{c,1,S}}{2\pi \cdot n_{an}} = \frac{771,02 \text{ W}}{2\pi \cdot 1200 \frac{1}{\text{min}}} = 6,12 \text{ Nm}$$

$$T_{II,1,S} = \frac{P_{c,1,S}}{2\pi \cdot n_{II,1}} = \frac{771,02 \text{ W}}{2\pi \cdot 400 \frac{1}{\text{min}}} = 18,4 \text{ Nm}$$

$$T_{III,1,S} = \frac{P_{c,1,S}}{2\pi \cdot n_{III,1}} = \frac{771,02 \text{ W}}{2\pi \cdot 100 \frac{1}{\text{min}}} = 73,63 \text{ Nm}$$

$$T_{IV,1,S} = \frac{P_{c,1,S}}{2\pi \cdot n_{IV,1}} = \frac{771,02 \text{ W}}{2\pi \cdot 53,05 \frac{1}{\text{min}}} = 138,79 \text{ Nm}$$

Gang 2:

$$T_{I,2,S} = \frac{P_{c,2,S}}{2\pi \cdot n_{an}} = \frac{2050,98 \text{ W}}{2\pi \cdot 1200 \frac{1}{\text{min}}} = 16,32 \text{ Nm}$$

$$T_{II,2,S} = \frac{P_{c,2,S}}{2\pi \cdot n_{II,2}} = 48,96 \text{ Nm}$$

$$T_{IV,2,S} = \frac{P_{c,2,S}}{2\pi \cdot n_{IV,2}} = 184,59 \text{ Nm}$$

Gang 3:

$$T_{I,3,S} = \frac{P_{c,3,S}}{2\pi \cdot n_{an}} = \frac{5094,87 \text{ W}}{2\pi \cdot 1200 \frac{1}{\text{min}}} = 40,54 \text{ Nm}$$

$$T_{III,3,S} = \frac{P_{c,3,S}}{2\pi \cdot n_{III,3}} = 121,63 \text{ Nm}$$

$$T_{IV,3,S} = \frac{P_{c,3,S}}{2\pi \cdot n_{IV,3}} = 229,28 \text{ Nm}$$

Gang 4:

$$T_{I,4,S} = \frac{P_{c,4,S}}{2\pi \cdot n_{an}} = \frac{11974,39 \text{ W}}{2\pi \cdot 1200 \frac{1}{\text{min}}} = 95,29 \text{ Nm}$$

$$T_{II,4,S} = \frac{P_{c,4,S}}{2\pi \cdot n_{II,4}} = 71,47 \text{ Nm}$$

$$T_{III,4,S} = \frac{P_{c,4,S}}{2\pi \cdot n_{III,4}} = 285,87 \text{ Nm}$$

$$T_{IV,4,S} = \frac{P_{c,4,S}}{2\pi \cdot n_{IV,4}} = 268,99 \text{ Nm}$$

Auf Welle V und VI im Vertikalkopf wirkt das gleiche Torsionsmoment wie auf Welle IV. Das maximale Moment liegt demnach beim Stirnfräsen im 4. Gang vor, also ist $T_{V,4,S} = T_{VI,4,S} = 268,99 \text{ Nm}$

Auf jeden Welle wirken im vierten Gang beim Stirnfräsen die höchsten Torsionsmomente. Im Folgenden wird das Getriebe deshalb auf Basis dieser Momente ausgelegt.

Mindestdurchmesser:

Mithilfe der berechneten Torsionsmomente kann nun auf die Mindestdurchmesser der jeweiligen Wellen geschlossen werden. Die verwendeten Formeln stammen aus dem Skript zur Konstruktionslehre III⁴ Seiten 150 - 153 und dem Roloff/Matek⁵ Seite 391

$$\tau_t = \frac{M}{W_p} \implies W_p = \frac{M}{\tau_{zul}} \text{ mit } W_p = \frac{\pi \cdot d^3}{16}$$

$$\tau_{zul} = 44 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \text{ (Einsatzstahl) , } S = 2$$

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{T \cdot S}{\tau_{zul}} \cdot \frac{16}{\pi}}$$

$$d_I \geq \sqrt[3]{\frac{95290 \text{ Nmm} \cdot 2}{44 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}} \cdot \frac{16}{\pi}} = 28,05 \text{ mm} \implies d_I = 29 \text{ mm}$$

$$d_{II} \geq \sqrt[3]{\frac{71470 \text{ Nmm} \cdot 2}{44 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}} \cdot \frac{16}{\pi}} = 25,48 \text{ mm} \implies d_{II} = 26 \text{ mm}$$

$$d_{IV} \geq \sqrt[3]{\frac{268990 \text{ Nmm} \cdot 2}{44 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}} \cdot \frac{16}{\pi}} = 39,64 \text{ mm} \implies d_{IV} = 40 \text{ mm}$$

$$d_V = d_{VI} = d_{IV} = 40 \text{ mm}$$

Hohlwelle:

$$d_{a,III} \geq \sqrt[3]{\frac{16 \cdot T_{III} \cdot S}{\pi \cdot (1 - k^4) \cdot \tau_{zul}}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 285870 \text{ Nmm} \cdot 2}{\pi \cdot (1 - 0,6^4) \cdot 44 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}}} = 42,36 \text{ mm}$$

Wähle $d_{i,III} = 62 \text{ mm}$, damit der Mindestdurchmesser der Welle 2 eingehalten werden kann und ausreichend Raum für die Lager gelassen wird.

$$\implies d_{a,III} \geq \frac{d_{i,III}}{k} = 103,3 \text{ mm} \implies d_{a,III} = 104 \text{ mm}$$

⁴Vgl. [Pol17a]

⁵Vgl. [Wit+17a]

2.3 Zahnräder

2.3.1 Stirnräder

Breiten-/ Durchmesserhältnisse:

Formeln aus dem Skript zur Konstruktionslehre III⁶ Seiten 150 - 153:

$$b \cdot d^2 \geq \frac{2 \cdot M}{B_{zul}}$$

$$\frac{b}{d} = (0,1...0,5) + \frac{i}{20}$$

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{2 \cdot M}{\left(\frac{b}{d}\right) \cdot 4 \frac{N}{mm^2}}}$$

- $Z_1/Z_2/Z_3$:

$$\left(\frac{b}{d}\right)_{1,2} = (0,1...0,5) + \frac{i_{1,2}}{20} \text{ mit } i_{1,2} = i_{1,3} = 3$$

$$\left(\frac{b}{d}\right)_{1,2} = \left(\frac{b}{d}\right)_{1,3} = (0,25...0,65)$$

$$d_1 \geq \sqrt[3]{\frac{2 \cdot 95290 \text{ Nmm}}{(0,25...0,65) \cdot 4 \frac{N}{mm^2}}} = (41,85...57,55) \text{ mm}$$

$$d_2 \geq \sqrt[3]{\frac{2 \cdot 71470 \text{ Nmm}}{(0,25...0,65) \cdot 4 \frac{N}{mm^2}}} = (38,02...52,29) \text{ mm}$$

$$d_3 \geq \sqrt[3]{\frac{2 \cdot 285870 \text{ Nmm}}{(0,25...0,65) \cdot 4 \frac{N}{mm^2}}} = (60,36...83) \text{ mm}$$

$$b_1 = \left(\frac{b}{d}\right)_{1,2} \cdot d_1 = (10,46...37,4) \text{ mm}$$

$$b_2 = \left(\frac{b}{d}\right)_{1,2} \cdot d_2 = (9,5...33,99) \text{ mm}$$

$$b_3 = \left(\frac{b}{d}\right)_{1,3} \cdot d_3 = (15,09...53,95) \text{ mm}$$

⁶Vgl. [Pol17a]

- Z_4/Z_5 :

$$\left(\frac{b}{d}\right)_{4,5} = (0, 1...0, 5) + \frac{i_{4,5}}{20} \text{ mit } i_{4,5} = 3,77$$

$$\left(\frac{b}{d}\right)_{4,5} = (0, 29...0, 69)$$

$$d_4 \geq \sqrt[3]{\frac{2 \cdot 71470 \text{ Nmm}}{(0, 29...0, 69) \cdot 4 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}}} = (37, 29...49, 82) \text{ mm}$$

$$d_5 \geq \sqrt[3]{\frac{2 \cdot 268990 \text{ Nmm}}{(0, 29...0, 69) \cdot 4 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}}} = (58...77, 5) \text{ mm}$$

$$b_4 = \left(\frac{b}{d}\right)_{4,5} \cdot d_4 = (10, 78...34, 33) \text{ mm}$$

$$b_5 = \left(\frac{b}{d}\right)_{4,5} \cdot d_5 = (16, 76...53, 4) \text{ mm}$$

- Z_6/Z_7 :

$$\left(\frac{b}{d}\right)_{6,7} = (0, 1...0, 5) + \frac{i_{6,7}}{20} \text{ mit } i_{6,7} = 1,89$$

$$\left(\frac{b}{d}\right)_{6,7} = (0, 19...0, 59)$$

$$d_6 \geq \sqrt[3]{\frac{2 \cdot 285870 \text{ Nmm}}{(0, 19...0, 59) \cdot 4 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}}} = (62, 37...90, 95) \text{ mm}$$

$$d_7 \geq \sqrt[3]{\frac{2 \cdot 268990 \text{ Nmm}}{(0, 19...0, 59) \cdot 4 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}}} = (61, 09...89, 12) \text{ mm}$$

$$b_6 = \left(\frac{b}{d}\right)_{6,7} \cdot d_6 = (11, 84...53, 66) \text{ mm}$$

$$b_7 = \left(\frac{b}{d}\right)_{6,7} \cdot d_7 = (11, 61...52, 58) \text{ mm}$$

Profilverschiebung Z4/Z5:

Formeln zur Berechnung der Profilverschiebung aus Roloff/Matek⁷ S. 786-791 und S. 789-800 :

$$\text{Teilkreisdurchmesser: } d = z \cdot \frac{m_n}{\cos(\beta)}$$

$$\text{Wälzkreisdurchmesser: } d_w = d \cdot \frac{\cos(\alpha_t)}{\cos(\alpha_{wt})}$$

$$\text{Grundkreisdurchmesser: } d_b = d \cdot \cos(\alpha_t)$$

$$\text{Fußkreisdurchmesser: } d_f = d - 2 \cdot ((m + c) - V)$$

$$\text{Kopfrücknahme: } k = \Delta a - m_n \cdot (x_1 + x_2)$$

$$\text{Kopfkreisdurchmesser: } d_a = d + 2 \cdot (m_n + V + k)$$

$$\text{Aufteilung Profilverschiebung: } x_1 \approx \frac{x_1 + x_2}{2} + \left(0,5 - \frac{x_1 + x_2}{2}\right) \cdot \frac{\lg(u)}{\lg\left(\frac{z_1 \cdot z_2}{100}\right)}$$

$$\text{Ersatzzähnezahl: } z_n = \frac{z}{\cos^3 \beta}$$

$$\text{Profilverschiebung: } V = x \cdot m_n$$

- Vorauslegung:

$$a = 215 \text{ mm}, \alpha = \beta = 20^\circ$$

$$\left. \begin{array}{l} a = \frac{d_4 + d_5}{2} \\ i_{4,5} = \frac{d_5}{d_4} \end{array} \right\} d_4 = \frac{2 \cdot a}{1 + i_{4,5}}$$

$$d_4 = \frac{2 \cdot 215 \text{ mm}}{1 + 3,77} = 90,15 \text{ mm}$$

$$d_5 = d_4 \cdot i_{4,5} = 339,87 \text{ mm}$$

$$\text{Wähle: } m_n = 4 \text{ mm}$$

$$z_4 = \frac{90,15 \text{ mm} \cdot \cos(20^\circ)}{4} \text{ mm} = 21,18 \implies z_4 = 21$$

$$z_5 = \frac{339,87 \text{ mm} \cdot \cos(20^\circ)}{4} \text{ mm} = 79,84 \implies z_5 = 80$$

$$\implies d_4 = \frac{21 \cdot 4 \text{ mm}}{\cos(20^\circ)} = 89,39093 \text{ mm}$$

$$\implies d_5 = \frac{80 \cdot 4 \text{ mm}}{\cos(20^\circ)} = 340,53689 \text{ mm}$$

$$a^* = 214,96391 \text{ mm}$$

⁷Vgl. [Wit+17a]

- Modul und Eingriffswinkel:

$$m_t = \frac{m_n}{\cos(\beta)} = 4,257 \text{ mm}$$

$$\text{Eingriffswinkel Teilkreis: } \alpha_t = \tan^{(-1)} \left(\frac{\tan(\alpha)}{\cos(\beta)} \right) = 21,17283^\circ$$

$$\text{Eingriffswinkel Wälzkreis: } \alpha_{\omega t} = \arccos \left(\frac{a^*}{a} \cdot \cos(\alpha_t) \right) = 21,19765^\circ$$

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

$$\text{inv}(\alpha_t) = 0,017793$$

$$\text{inv}(\alpha_{\omega t}) = 0,017858$$

- Profilverschiebungsfaktoren:

$$x_4 + x_5 = \frac{\text{inv}(\alpha_{\omega t}) - \text{inv}(\alpha_t)}{2 \cdot \tan(\alpha_n)} \cdot (z_4 + z_5) = \frac{a - a^*}{m_n} = 0,009$$

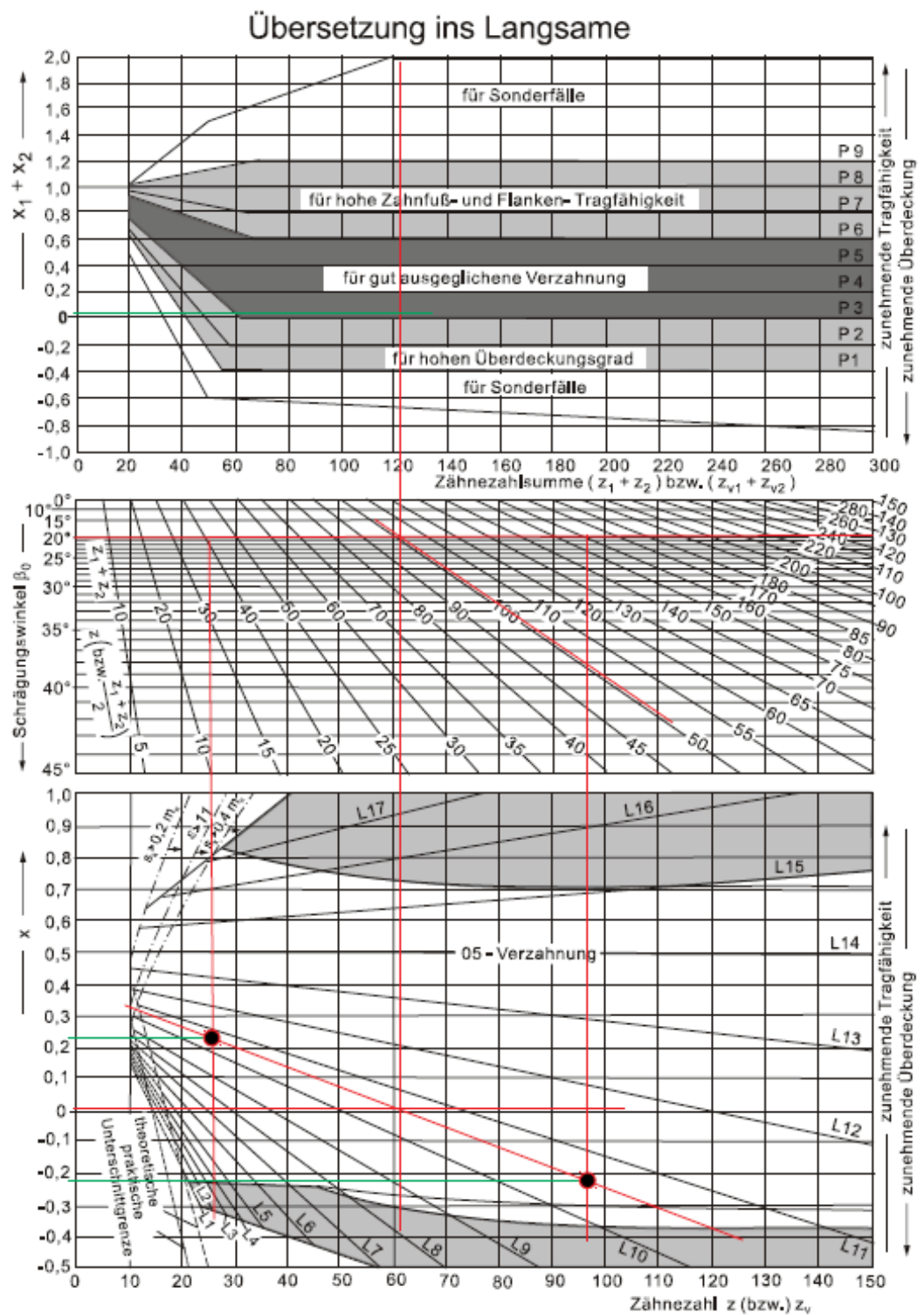
$$z_{n,4} = \frac{21}{\cos^3(20^\circ)} = 25,3, \quad z_{n,5} = \frac{80}{\cos^3(20^\circ)} = 96,41$$

$$x_4 = \frac{0,009}{2} + \left(0,5 - \frac{0,009}{2} \right) \cdot \frac{\lg(3,77)}{\lg\left(\frac{21 \cdot 80}{100}\right)} = 0,238$$

$$x_5 = 0,009 - 0,238 = -0,229$$

$$V_4 = 0,238 \cdot 4 \text{ mm} = 0,953 \text{ mm}, \quad V_5 = -0,229 \cdot 4 \text{ mm} = -0,916 \text{ mm}$$

- Graphische Bestimmung der Profilverschiebungsfaktoren und Ersatzzähnezahlen:



Aus der graphischen Kennzeichnung sind folgende Werte abzulesen:

$$x_4 \approx 0,23$$

$$x_5 \approx -0,22$$

$$z_{n,4} \approx 25$$

$$z_{n,5} \approx 96$$

Die graphisch ermittelten Werte der Zahnradstufe 4/5 stimmen ungefähr mit den berechneten überein.

- endgültige Werte:

$$z_4 = 21, z_5 = 80$$

$$d_4 = 89,39 \text{ mm}$$

$$d_{w,4} = 89,39 \text{ mm} \cdot \frac{\cos(21,17283^\circ)}{\cos(21,19765^\circ)} = 89,41 \text{ mm}$$

$$d_{b,4} = 89,39 \text{ mm} \cdot \cos(21,17283^\circ) = 83,36 \text{ mm}$$

$$d_{f,4} = 89,39 \text{ mm} - 2 \cdot ((4,257 \text{ mm} + 1,06) - 0,953) = 80,66 \text{ mm}$$

$$k_4 = -0,039 \text{ mm} - 4 \text{ mm} \cdot (0,009) = -0,051 \text{ mm}$$

$$d_{a,4} = 89,39 \text{ mm} + 2 \cdot (4 \text{ mm} + 0,953 \text{ mm} - 0,051 \text{ mm}) = 99,2 \text{ mm}$$

$$d_5 = 340,54 \text{ mm}$$

$$d_{w,5} = 340,54 \text{ mm} \cdot \frac{\cos(21,17283^\circ)}{\cos(21,19765^\circ)} = 340,6 \text{ mm}$$

$$d_{b,5} = 340,54 \text{ mm} \cdot \cos(21,17283^\circ) = 317,55 \text{ mm}$$

$$d_{f,5} = 340,54 \text{ mm} - 2 \cdot ((4,257 \text{ mm} + 1,06) + 0,916) = 328,1 \text{ mm}$$

$$k_5 = -0,039 \text{ mm} - 4 \text{ mm} \cdot (0,009) = -0,051 \text{ mm}$$

$$d_{a,5} = 340,54 \text{ mm} + 2 \cdot (4 \text{ mm} - 0,916 \text{ mm} - 0,051 \text{ mm}) = 346,6 \text{ mm}$$

Profilverschiebung Z6/Z7:

- Vorauslegung:

$$a = 215 \text{ mm}, \alpha = \beta = 20^\circ$$

$$\left. \begin{array}{l} a = \frac{d_6 + d_7}{2} \\ i_{6,7} = \frac{d_7}{d_6} \end{array} \right\} d_6 = \frac{2 \cdot a}{1 + i_{6,7}}$$

$$d_6 = \frac{2 \cdot 215 \text{ mm}}{1 + 1,89} = 148,79 \text{ mm}$$

$$d_7 = d_6 \cdot i_{6,7} = 281,21 \text{ mm}$$

$$\text{Wähle: } m_n = 4 \text{ mm}$$

$$z_6 = \frac{148,79 \text{ mm} \cdot \cos(20^\circ)}{4} \text{ mm} = 34,95 \implies z_6 = 35$$

$$z_7 = \frac{281,21 \text{ mm} \cdot \cos(20^\circ)}{4} \text{ mm} = 66,06 \implies z_7 = 66$$

$$\implies d_6 = \frac{35 \cdot 4 \text{ mm}}{\cos(20^\circ)} = 148,98489 \text{ mm}$$

$$\implies d_7 = \frac{66 \cdot 4 \text{ mm}}{\cos(20^\circ)} = 280,942932 \text{ mm}$$

$$a^* = 214,96391 \text{ mm}$$

- Modul und Eingriffswinkel:

$$m_t = \frac{m_n}{\cos(\beta)} = 4,257 \text{ mm}$$

$$\text{Eingriffswinkel Teilkreis: } \alpha_t = \tan^{-1} \left(\frac{\tan(\alpha)}{\cos(\beta)} \right) = 21,17283^\circ$$

$$\text{Eingriffswinkel Wälzkreis: } \alpha_{\omega t} = \arccos \left(\frac{a^*}{a} \cdot \cos(\alpha_t) \right) = 21,19765^\circ$$

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

$$\text{inv}(\alpha_t) = 0,017793$$

$$\text{inv}(\alpha_{\omega t}) = 0,017858$$

- Profilverschiebungsfaktoren:

$$x_6 + x_7 = \frac{\operatorname{inv}(\alpha_{\omega t}) - \operatorname{inv}(\alpha_t)}{2 \cdot \tan(\alpha_n)} \cdot (z_6 + z_7) = \frac{a - a^*}{m_n} = 0,009$$

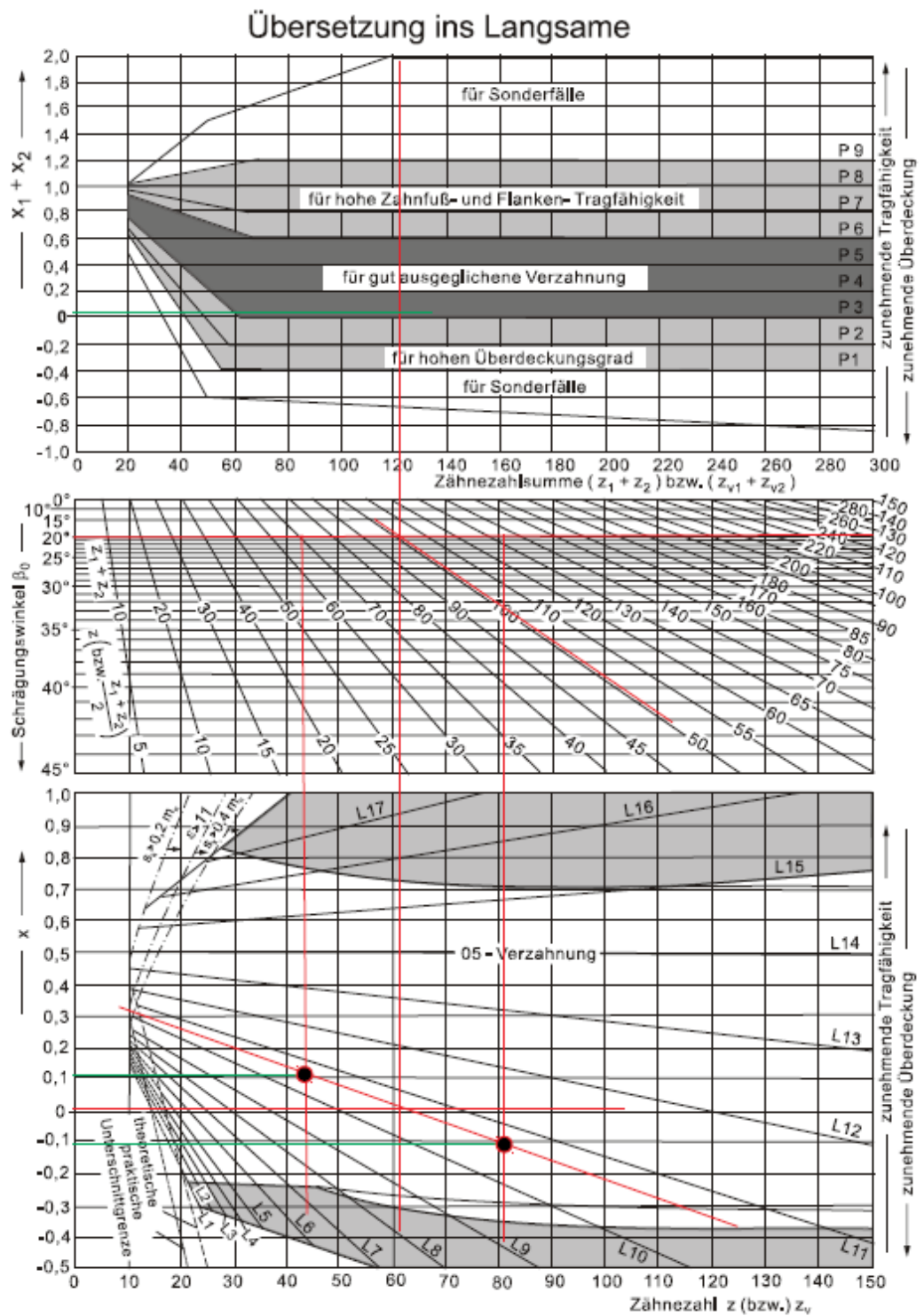
$$z_{n,6} = \frac{35}{\cos^3(20^\circ)} = 42,18, \quad z_{n,7} = \frac{66}{\cos^3(20^\circ)} = 79,54$$

$$x_6 = \frac{0,009}{2} + \left(0,5 - \frac{0,009}{2}\right) \cdot \frac{\lg(1,89)}{\lg\left(\frac{35 \cdot 66}{100}\right)} = 0,105$$

$$x_7 = 0,009 - 0,105 = -0,096$$

$$V_6 = 0,105 \cdot 4 \text{ mm} = 0,42 \text{ mm}, \quad V_7 = -0,096 \cdot 4 \text{ mm} = -0,384 \text{ mm}$$

- Graphische Bestimmung der Profilverschiebungsfaktoren und Ersatzzähnezahlen:



Aus der graphischen Kennzeichnung sind folgende Werte abzulesen:

$$x_6 \approx 0,105$$

$$x_7 \approx -0,105$$

$$z_{n,6} \approx 43$$

$$z_{n,7} \approx 81$$

Die graphisch ermittelten Werte stimmen ungefähr mit den berechneten überein. Die Werte von Zahnrad 7 weisen leichte Abweichungen auf, was an Ungenauigkeiten in der Zeichnung liegt.

- endgültige Werte:

$$z_6 = 35, z_7 = 66$$

$$d_6 = 148,98 \text{ mm}$$

$$d_{w,6} = 148,98 \text{ mm} \cdot \frac{\cos(21,17283^\circ)}{\cos(21,19765^\circ)} = 149 \text{ mm}$$

$$d_{b,6} = 148,98 \text{ mm} \cdot \cos(21,17283^\circ) = 138,9 \text{ mm}$$

$$d_{f,6} = 148,98 \text{ mm} - 2 \cdot ((4,257 \text{ mm} + 1,06) - 0,42) = 139,19 \text{ mm}$$

$$k_6 = -0,039 \text{ mm} - 4 \text{ mm} \cdot (0,009) = -0,051 \text{ mm}$$

$$d_{a,6} = 148,98 \text{ mm} + 2 \cdot (4 \text{ mm} + 0,42 \text{ mm} - 0,051 \text{ mm}) = 157,72 \text{ mm}$$

$$d_7 = 280,94 \text{ mm}$$

$$d_{w,7} = 280,94 \text{ mm} \cdot \frac{\cos(21,17283^\circ)}{\cos(21,19765^\circ)} = 280,99 \text{ mm}$$

$$d_{b,7} = 280,94 \text{ mm} \cdot \cos(21,17283^\circ) = 261,98 \text{ mm}$$

$$d_{f,7} = 280,94 \text{ mm} - 2 \cdot ((4,257 \text{ mm} + 1,06) + 0,384) = 269,54 \text{ mm}$$

$$k_7 = -0,039 \text{ mm} - 4 \text{ mm} \cdot (0,009) = -0,051 \text{ mm}$$

$$d_{a,7} = 280,94 \text{ mm} + 2 \cdot (4 \text{ mm} - 0,384 \text{ mm} - 0,051 \text{ mm}) = 288,1 \text{ mm}$$

Erste Getriebestufe:

Die verwendeten Formeln stammen aus dem Roloff/Matek⁸ Seite 796:

$$d = z \cdot \frac{m_n}{\cos(\beta)}$$

$$d_a = m_n \cdot \left(\frac{z}{\cos(\alpha_n)} + 2 \right), d_f = d - 2,5 \cdot m_n$$

Wähle: $m_n = 4 \text{ mm}$, $d_2 = d_3 = 210 \text{ mm}$

$$m_t = \frac{m_n}{\cos(\beta)} = 4,26 \text{ mm}$$

$$d_1 = \frac{d_3}{i_{1,3}} = 70 \text{ mm}$$

$$z_1 = \frac{70 \text{ mm} \cdot \cos(20^\circ)}{4 \text{ mm}} \text{ mm} = 16,4 \implies z_1 = 17$$

$$z_2 = z_3 = z_1 \cdot i_{1,3} = 19 \cdot 3 = 51$$

$$d_{1,neu} = \frac{17 \cdot 4 \text{ mm}}{\cos(20^\circ)} = 72,36 \text{ mm}$$

$$d_{2,neu} = d_{3,neu} = \frac{51 \cdot 4 \text{ mm}}{\cos(20^\circ)} = 217,1 \text{ mm}$$

$$d_{1,a} = 4 \text{ mm} \cdot \left(\frac{17}{\cos(20^\circ)} + 2 \right) = 80,36 \text{ mm}$$

$$d_{1,f} = 72,36 \text{ mm} - 2,5 \cdot 4 \text{ mm} = 62,36 \text{ mm}$$

$$d_{2,a} = d_{3,a} = 4 \text{ mm} \cdot \left(\frac{51}{\cos(20^\circ)} + 2 \right) = 225,09 \text{ mm}$$

$$d_{2,f} = d_{3,f} = 217,1 \text{ mm} - 2,5 \cdot 4 \text{ mm} = 207,1 \text{ mm}$$

2.3.2 Planetengetriebe

Um das Planetengetriebe auszulegen, werden zunächst die Einzelübersetzungen ermittelt (siehe Roloff/Matek⁹ Seite 884). Anschließend wird der Minstdurchmesser des Sonnenrades (Z8) bestimmt. Damit lassen sich dann durch Übersetzungsverhältnisse die Durchmesser der Planetenräder bestimmen.

⁸Vgl. [Wit+17a]

⁹Vgl. [Wit+17a]

Die verwendeten Formeln für Fuß- und Kopfkreisdurchmesser stammen aus dem Roloff/-Matek¹⁰ S. 780: $d_a = m_n \cdot (z + 2)$, $d_f = m_n \cdot (z - 2,5)$

Wähle $m = 4$ mm

$$i_{8,9} = 1 - i_0 = 4$$

$$i_{9,8} = \frac{1}{1 - i_0} = 0,25$$

$$\left(\frac{b}{d}\right)_{9,8} = (0,1...0,5) + \frac{0,25}{20} = (0,11...0,51)$$

- Sonnenrad

$$d_8 \geq \sqrt[3]{\frac{2 \cdot 71470 \text{ Nmm}}{(0,11...0,51) \cdot 4 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}}} = (41,23...68,74) \text{ mm}$$

$$b_8 = \left(\frac{b}{d}\right)_{9,8} \cdot d_8 = (4,54...35,1) \text{ mm}$$

wähle: $d_8 = 112$ mm, $b_8 = 35$ mm

$$z_8 = \frac{d_8}{m} = 28$$

$$d_{8,a} = 4 \text{ mm} \cdot (28 + 2) = 120 \text{ mm}$$

$$d_{8,f} = 4 \text{ mm} \cdot (28 - 2,5) = 102 \text{ mm}$$

- Planetenräder

$$d_9 = \frac{i_{8,9} \cdot d_8}{2} - d_8 = 112 \text{ mm}$$

$$z_9 = \frac{d_9}{m} = 28$$

wähle $b_9 = 28$ mm

$$d_{9,a} = 4 \text{ mm} \cdot (28 + 2) = 120 \text{ mm}$$

$$d_{9,f} = 4 \text{ mm} \cdot (28 - 2,5) = 102 \text{ mm}$$

$$\text{Anzahl Planeten: } \frac{z_8 + z_{10}}{4} = 32,25 \implies 4 \text{ Planeten}$$

¹⁰Vgl. [Wit+17a]

- Hohlrad:

$$d_{10} = d_8 + 2 \cdot d_9 = 336 \text{ mm}$$

$$\text{wähle } b_{10} = 30 \text{ mm}$$

$$z_{10} = \frac{d_{10}}{m} = 84$$

$$d_{10,f} = 4 \text{ mm} \cdot (84 + 2, 5) = 346 \text{ mm}$$

$$d_{10,f} = 4 \text{ mm} \cdot (84 - 2) = 328 \text{ mm}$$

2.3.3 Kegelräder

Die Abmaße der Kegelräder werden mit den Formeln aus Roloff/Matek¹¹ Seite 832 bis 835 ermittelt. Dabei werden zunächst Richtwerte ermittelt, auf deren Basis dann die endgültigen Abmaße bestimmt werden.

$$\text{Achsenwinkel } \sum = \delta_{11} + \delta_{12} = 90^\circ$$

$$\delta_{11} = \delta_{12} = 45^\circ, \text{ da die Übersetzung } i_{11,12} = 1$$

Nach Tabelle 22-1 aus Roloff/Matek Tabellenbuch¹²: $z_{11} = z_{12} = 30$

mittlerer Modul:

aus Roloff/Matek¹³ Seite 841

$$m'_m \geq \frac{(2, 4 \dots 2, 6) \cdot d_{sh}}{z}$$

$$m'_m \geq \frac{(2, 4 \dots 2, 6) \cdot d_{IV}}{z_{11}} = \frac{(2, 4 \dots 2, 6) \cdot 40 \text{ mm}}{30} = (3, 2 \dots 3, 5) \text{ mm}$$

Breitenverhältnis:

$$\frac{b}{d} = \frac{\left((0, 1 \dots 0, 5) + \frac{i}{10}\right) \cdot i}{\sqrt{i^2 + 1}} \text{ mit } i_{11,12} = 1$$

$$\frac{b}{d} = (0, 14 \dots 0, 42)$$

$$\left. \begin{array}{l} F_t \geq B_{zul} \cdot d \cdot b \\ T = \frac{d}{2} \cdot F_t \end{array} \right\} b \cdot d^2 \geq \frac{2 \cdot T}{B_{zul}}$$

$$\Rightarrow d^3 \geq \frac{2 \cdot T}{(0, 19 \dots 0, 51) \cdot B_{zul}} \text{ mit } T_{IV} = 268,99 \text{ Nm und } B_{zul} = 4 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

¹¹Vgl. [Wit+17a]

¹²Vgl. [Wit+17b]

¹³Vgl. [Wit+17a]

$$d_{11} \geq \sqrt[3]{\frac{2 \cdot 268990 \text{ Nmm}}{(0,14 \dots 0,42) \cdot 4 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}}} = (68,42 \dots 98,67) \text{ mm}$$

$$b_{11} = (68,42 \cdot 0,14 \dots 98,67 \cdot 0,42) \text{ mm} = (9,58 \dots 41,44) \text{ mm}$$

äußerer Teilkreisdurchmesser:

$$d_{e,min} = d_{m,min} + b_{min} \cdot \sin \delta_{11} = 68,42 \text{ mm} + 9,58 \text{ mm} \cdot \sin 45^\circ = 75,2 \text{ mm}$$

$$d_{e,max} = d_{m,max} + b_{max} \cdot \sin \delta_{11} = 98,67 \text{ mm} + 41,44 \text{ mm} \cdot \sin 45^\circ = 128 \text{ mm}$$

äußere Teilkegellänge:

$$R_{e,min} = \frac{d_{e,min}}{2 \cdot \sin \delta_{11}} = 53,17 \text{ mm}$$

$$R_{e,max} = \frac{d_{e,max}}{2 \cdot \sin \delta_{11}} = 90,5 \text{ mm}$$

äußerer Modul:

$$m_e = \frac{d_e}{z_{11}} = \frac{(75,2 \dots 128)}{30} = (2,5 \dots 4,3) \text{ mm}$$

endgültige Abmaße:

$$b = 28 \text{ mm}$$

$$m_e = 4 \text{ mm}$$

$$d_{e,11} = d_{e,12} = z_{11} \cdot m_e = 30 \cdot 4 \text{ mm} = 120 \text{ mm}$$

$$R_e \geq 3 \cdot b = 84 \text{ mm}$$

$$R_e = \frac{d_{e,11}}{2 \cdot \sin \delta_{11}} = 84,85 \text{ mm}$$

- Zahnkopf-, Zahnfuß-, und Zahnhöhe:

$$h_{ae} = m_e = 4 \text{ mm}; h_{fe} = 1,25 \cdot m_e = 5 \text{ mm}; h_e = 2,25 \cdot m_e = 9 \text{ mm}$$

- äußerer Kopfkreisdurchmesser:

$$d_{ae,11} = m_e \cdot (z_{11} + 2 \cdot \cos \delta_{11}) = 125,66 \text{ mm}$$

$$d_{ae,12} = m_e \cdot (z_{12} + 2 \cdot \cos \delta_{12}) = 125,66 \text{ mm}$$

2.4 Endgültige Abmaße

Bei der Konstruktion haben sich aufgrund der vorgegebenen Achsabstände und anderen konstruktiven Gründen einige Änderungen in den endgültigen Abmaßen der Zahnräder verändert. Deshalb werden im Folgenden alle endgültigen Werte dargestellt.

Stirnräder:

$d_1 = 72,36 \text{ mm}$	$b_1 = 32 \text{ mm}$
$d_2 = 217,1 \text{ mm}$	$b_2 = 30 \text{ mm}$
$d_3 = 217,1 \text{ mm}$	$b_3 = 30 \text{ mm}$
$d_4 = 89,4 \text{ mm}$	$b_4 = 32 \text{ mm}$
$d_5 = 340,5 \text{ mm}$	$b_5 = 30 \text{ mm}$
$d_6 = 149 \text{ mm}$	$b_6 = 32 \text{ mm}$
$d_7 = 280,9 \text{ mm}$	$b_7 = 30 \text{ mm}$
$d_8 = 112 \text{ mm}$	$b_8 = 35 \text{ mm}$
$d_9 = 112 \text{ mm}$	$b_9 = 28 \text{ mm}$
$d_{10} = 336 \text{ mm}$	$b_{10} = 30 \text{ mm}$

Kegelräder:

$$d_{e,11} = d_{e,12} = 120 \text{ mm}$$

$$b_{11} = b_{12} = 28 \text{ mm}$$

$$R_e = 84,85 \text{ mm}$$

Überprüfung der Gesamtübersetzung:

- geforderte Gesamtübersetzung:

$$i_{ges,1} = \frac{n_{an}}{n_{IV,1}} = \frac{1200 \frac{1}{\min}}{53,05 \frac{1}{\min}} = 22,62$$

$$i_{ges,2} = \frac{n_{an}}{n_{IV,2}} = \frac{1200 \frac{1}{\min}}{106,1 \frac{1}{\min}} = 11,31$$

$$i_{ges,3} = \frac{n_{an}}{n_{IV,3}} = \frac{1200 \frac{1}{\min}}{212,2 \frac{1}{\min}} = 5,66$$

$$i_{ges,4} = \frac{n_{an}}{n_{IV,4}} = \frac{1200 \frac{1}{\min}}{424,4 \frac{1}{\min}} = 2,83$$

- tatsächliche Gesamtübersetzung:

$$i_{ges,1} = i_{1,2} \cdot i_{8,9} \cdot i_{6,7} = \frac{z_2}{z_1} \cdot i_{8,9} \cdot \frac{z_7}{z_6} = \frac{57}{19} \cdot 4 \cdot \frac{66}{35} = 22,63$$

$$i_{ges,2} = i_{1,2} \cdot i_{4,5} = \frac{z_2}{z_1} \cdot \frac{z_5}{z_4} = \frac{57}{19} \cdot \frac{80}{21} = 11,4$$

$$i_{ges,3} = i_{1,3} \cdot i_{6,7} = \frac{z_3}{z_1} \cdot \frac{z_7}{z_6} = \frac{57}{19} \cdot \frac{66}{35} = 5,66$$

$$i_{ges,4} = i_{1,3} \cdot i_{9,8} \cdot i_{4,5} = \frac{z_3}{z_1} \cdot i_{9,8} \cdot \frac{z_5}{z_4} = \frac{57}{19} \cdot 0,25 \cdot \frac{80}{21} = 2,857$$

maximale prozentuale Abweichung im Gang 4: $\frac{2,857}{2,83} = 1,00954$

\Rightarrow 0,95% Abweichung

Diese Abweichung liegt innerhalb der maximal erlaubten Abweichung von 1 Prozent.

2.5 Kräfte

In allen Schaltstellungen wirkt beim Stirnfräsen ein höheres Moment auf die Zahnräder als beim Umfangsfräsen. Deswegen wird im Folgenden nur mit den Werten der Torsionsmomente vom Stirnfräsen gerechnet.

Stirnradpaarungen:

Um die Zahnräder richtig auszulegen, werden die Kräfte für die jeweils höchstbelastete Stellung berechnet, in der das Zahnradpaar am Leistungsfluss beteiligt ist. Die verwendeten Formeln stammen aus dem Skript KL III¹⁴ S. 7

$$F_t = \frac{2 \cdot T}{d}$$

$$F_r = \frac{F_t \cdot \tan \alpha_n}{\cos(\beta)}$$

$$F_a = F_t \cdot \tan(\beta)$$

- Z1, Gang 4:

$$F_{t,1} = \frac{2 \cdot T_{I,4,S}}{d_1} = \frac{2 \cdot 95,29 \text{ Nm}}{0,0724 \text{ m}} = 2632,32 \text{ N}$$

$$F_{r,1} = \frac{2632,32 \text{ N} \cdot \tan(20^\circ)}{\cos(20^\circ)} = 1019,57 \text{ N}$$

$$F_{a,1} = 2632,32 \cdot \tan(20^\circ) = 958,1 \text{ N}$$

- Z2, Gang 2:

$$F_{t,2} = \frac{2 \cdot T_{II,2,S}}{d_2} = \frac{2 \cdot 48,96 \text{ Nm}}{0,2171 \text{ m}} = 451 \text{ N}$$

$$F_{r,2} = \frac{451 \text{ N} \cdot \tan(20^\circ)}{\cos(20^\circ)} = 174,69 \text{ N}$$

$$F_{a,2} = 451 \cdot \tan(20^\circ) = 164,15 \text{ N}$$

¹⁴Vgl. [Pol17a]

- Z3, Gang 4:

$$F_{t,3} = \frac{2 \cdot T_{III,4,S}}{d_3} = \frac{2 \cdot 285,87 \text{ Nm}}{0,2171 \text{ m}} = 2633,53 \text{ N}$$

$$F_{r,3} = \frac{2633,53 \text{ N} \cdot \tan(20^\circ)}{\cos(20^\circ)} = 1020,04 \text{ N}$$

$$F_{a,3} = 2633,53 \cdot \tan(20^\circ) = 958,53 \text{ N}$$

- Z4, Gang 4:

$$F_{t,4} = \frac{2 \cdot T_{II,4,S}}{d_4} = \frac{2 \cdot 71,47 \text{ Nm}}{0,0894 \text{ m}} = 1598,88 \text{ N}$$

$$F_{r,4} = \frac{1598,88 \text{ N} \cdot \tan(20^\circ)}{\cos(20^\circ)} = 619,29 \text{ N}$$

$$F_{a,4} = 1598,88 \cdot \tan(20^\circ) = 581,94 \text{ N}$$

- Z5, Gang 4:

$$F_{t,5} = \frac{2 \cdot T_{IV,4,S}}{d_5} = \frac{2 \cdot 268,99 \text{ Nm}}{0,3405 \text{ m}} = 1579,97 \text{ N}$$

$$F_{r,5} = \frac{1579,97 \text{ N} \cdot \tan(20^\circ)}{\cos(20^\circ)} = 611,97 \text{ N}$$

$$F_{a,5} = 1579,97 \cdot \tan(20^\circ) = 575,06 \text{ N}$$

- Z6, Gang 3:

$$F_{t,6} = \frac{2 \cdot T_{III,3,S}}{d_6} = \frac{2 \cdot 121,63 \text{ Nm}}{0,149 \text{ m}} = 1632,62 \text{ N}$$

$$F_{r,6} = \frac{1632,62 \text{ N} \cdot \tan(20^\circ)}{\cos(20^\circ)} = 632,36 \text{ N}$$

$$F_{a,6} = 1632,62 \cdot \tan(20^\circ) = 594,23 \text{ N}$$

- Z7, Gang 3:

$$F_{t,7} = \frac{2 \cdot T_{IV,3,S}}{d_7} = \frac{2 \cdot 229,28 \text{ Nm}}{0,2809 \text{ m}} = 1632,47 \text{ N}$$

$$F_{r,7} = \frac{1632,47 \text{ N} \cdot \tan(20^\circ)}{\cos(20^\circ)} = 632,3 \text{ N}$$

$$F_{a,7} = 1632,47 \cdot \tan(20^\circ) = 594,17 \text{ N}$$

Planetengetriebe:

Auf die Zahnräder des Planetengetriebes wirken im vierten Gang die höchsten Torsionsmomente. Da vier Planetenräder mit dem Sonnenrad im Eingriff sind, wirkt auf jedes Planetenrad nur 1/4 der zur Momentenübertragung benötigten Kraft.

$$F_{t,8} = F_{t,9} = F_{t,10} = \frac{2 \cdot T_{II,4,S}}{d_8 \cdot 4} = \frac{2 \cdot 71,47 \text{ Nm}}{0,112 \text{ m} \cdot 4} = 319,1 \text{ N}$$

$$F_{r,8} = F_{r,9} = F_{r,10} = 319,1 \text{ N} \cdot \tan(20^\circ) = 116,13 \text{ N}$$

$$F_{a,8} = F_{a,9} = F_{a,10} = 0 \text{ N}$$

Kegelräder:

Formel aus Roloff/Matek¹⁵ Seite 795

- Höchstbelastung, Gang 4

$$d_{m,11} = d_{m,12} = d_{11} - b_{11} \cdot \sin \delta_{11} = 120 \text{ mm} - 28 \text{ mm} \cdot \sin(45^\circ) = 100,2 \text{ mm}$$

$$F_{tm,11,4} = F_{tm,12,4} = \frac{2 \cdot T_{V,4}}{d_{m,11}} = \frac{2 \cdot 268,99 \text{ Nm}}{0,1002 \text{ m}} = 5369,06 \text{ N}$$

$$F_{r,11,4} = F_{r,12,4} = F_{tm,11,4} \cdot \tan \alpha \cdot \cos \delta_{11} = 1381,81 \text{ N}$$

$$F_{a,11,4} = F_{a,12,4} = F_{tm,11,4} \cdot \tan \alpha \cdot \sin \delta_{11} = 1381,81 \text{ N}$$

- Mindestbelastung, Gang 1

$$d_{m,11} = d_{m,12} = d_{11} - b_{11} \cdot \sin \delta_{11} = 120 \text{ mm} - 28 \text{ mm} \cdot \sin(45^\circ) = 100,2 \text{ mm}$$

$$F_{tm,11,1} = F_{tm,12,1} = \frac{2 \cdot T_{V,1}}{d_{m,11}} = \frac{2 \cdot 6,12 \text{ Nm}}{0,1002 \text{ m}} = 122,2 \text{ N}$$

$$F_{r,11,1} = F_{r,12,1} = F_{tm,11,1} \cdot \tan \alpha \cdot \cos \delta_{11} = 47,3 \text{ N}$$

$$F_{a,11,1} = F_{a,12,1} = F_{tm,11,1} \cdot \tan \alpha \cdot \sin \delta_{11} = 44,5 \text{ N}$$

¹⁵Vgl. [Wit+17a]

2.6 Auslegung der Lamellenkupplung

Die verwendeten Formeln stammen aus dem Skript KL III ¹⁶ Seite 93

- Bestimmung des effektiven Reibradius:

$$r_i = 50 \text{ mm}$$

$$r_a = 81 \text{ mm}$$

$$r_{eff} = \frac{2}{3} \cdot \left(\frac{r_a^3 - r_i^3}{r_a^2 - r_i^2} \right) = 66,7 \text{ mm}$$

- Bestimmung der Normalkraft:

$$\mu = 0,43 \text{ (siehe Datenblatt im Anhang)}$$

$$z = 8 \text{ Anzahl sich im Eingriff befindlicher Lamellen}$$

$$M_N = T_{IV,4,S} = 268,99 \text{ Nm}$$

$$F_N = \frac{M_N}{z \cdot \mu \cdot r_{eff}} = 1172,3 \text{ N}$$

- Bestimmung des Anpressdrucks:

$$p = \frac{F_N}{A_r} = \frac{F_N}{\pi \cdot (r_a^2 - r_i^2)} = \frac{1172,3 \text{ N}}{12758 \text{ mm}^2} = 0,09 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} = 0,09 \text{ MPa}$$

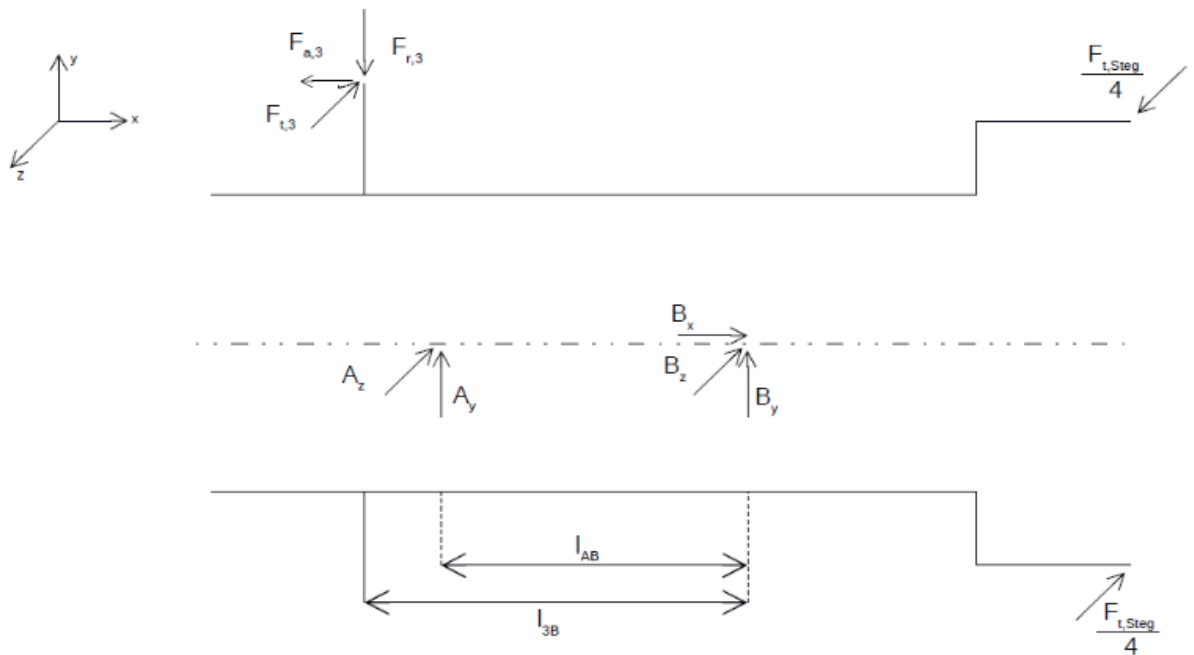
$$p_{zul} = 2 \text{ MPa (laut Aufgabenstellung)}$$

$$\Rightarrow p < p_{zul} : \text{Die maximal zulässige Flächenpressung wird also nicht überschritten.}$$

¹⁶Vgl. [Pol17a]

3 Berechnung der Schnittkräfte

3.1 Berechnung der Lagerreaktionen der Hohlwelle



- Gegebene Werte:

$$l_{AB} = 171 \text{ mm} , l_{3B} = 175,8 \text{ mm} , d_3 = 217,1 \text{ mm}$$

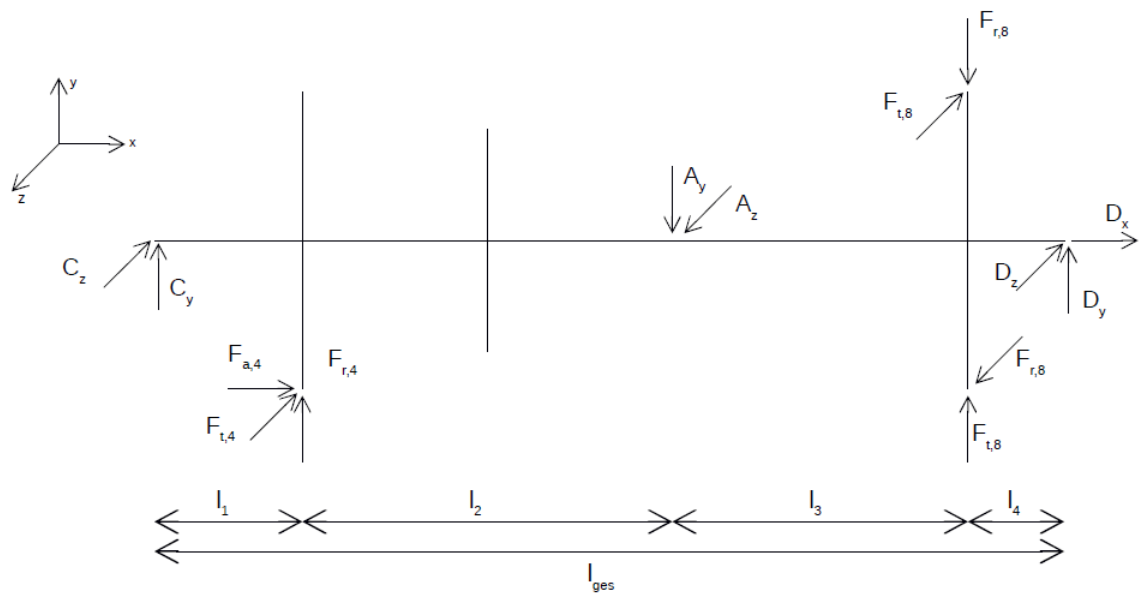
$$F_{t,3} = 2633,53 \text{ N} , F_{r,3} = 1020,04 \text{ N} , F_{a,3} = 958,53 \text{ N}$$

- Momentensummen:

$$\begin{aligned} \sum M_y^{(B)} &\stackrel{!}{=} 0 = -A_z \cdot l_{AB} - F_{t,3} \cdot l_{3B} \\ \Rightarrow A_z &= -F_{t,3} \cdot \frac{l_{3B}}{l_{AB}} = -2707,45 \text{ N} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \sum M_z^{(B)} &\stackrel{!}{=} 0 = -A_y \cdot l_{AB} + F_{r,3} \cdot l_{3B} + F_{a,3} \cdot \frac{d_3}{2} \\ \Rightarrow A_y &= \frac{F_{r,3} \cdot l_{3B} + F_{a,3} \cdot \frac{d_3}{2}}{l_{AB}} = 1657,14 \text{ N} \end{aligned}$$

3.2 Berechnung der Lagerreaktionen von Welle II



- Gegebene Werte:

$$l_1 = 118,5 \text{ mm} , l_2 = 226,5 \text{ mm} , l_3 = 273 \text{ mm} , l_4 = 47 \text{ mm} , l_{ges} = 665 \text{ mm}$$

$$d_4 = 89,4 \text{ mm} , d_8 = 112 \text{ mm}$$

$$F_{t,4} = 1598,88 \text{ N} , F_{r,4} = 619,29 \text{ N} , F_{a,4} = 581,94 \text{ N}$$

$$F_{t,8} = 319,1 \text{ N} , F_{r,8} = 116,13 \text{ N}$$

- Gleichgewichte:

$$\sum F_x \stackrel{!}{=} 0 = F_{a,4} + D_x \implies D_x = -F_{a,4} = -581,94 \text{ N}$$

$$\sum F_y \stackrel{!}{=} 0 = C_y + F_{r,4} - A_y + D_y - F_{r,8} + F_{r,8}$$

$$\sum F_z \stackrel{!}{=} 0 = A_z - C_z - D_z - F_{t,4} + F_{t,8} - F_{t,8}$$

$$\sum M_y^{(D)} \stackrel{!}{=} 0 = A_z \cdot (l_3 + l_4) - F_{t,4} \cdot (l_2 + l_3 + l_4) - C_z \cdot l_{ges} + l_4 \cdot F_{t,8} - l_4 \cdot F_{t,8}$$

$$\implies C_z = \frac{(l_3 + l_4) \cdot A_z - F_{t,4} \cdot (l_2 + l_3 + l_4)}{l_{ges}} = -2616,8 \text{ N}$$

$$\implies D_z = A_z - C_z - F_{t,4} = -1689,53 \text{ N}$$

$$\sum M_z^{(D)} \stackrel{!}{=} 0 = (l_3 + l_4) \cdot A_y - \frac{d_4}{2} \cdot F_{a,4} - (l_2 + l_3 + l_4) \cdot F_{r,4} - l_{ges} \cdot C_y$$

$$\implies C_y = \frac{(l_3 + l_4) \cdot A_y + \frac{d_4}{2} \cdot F_{a,4} - (l_2 + l_3 + l_4) \cdot F_{r,4}}{l_{ges}} = 327,62 \text{ N}$$

$$\implies D_y = A_y - C_y - F_{r,4} = 710,23 \text{ N}$$

$$C_x = \underline{0 \text{ N}}$$

$$D_x = \underline{-581,94 \text{ N}}$$

$$C_y = \underline{327,26 \text{ N}}$$

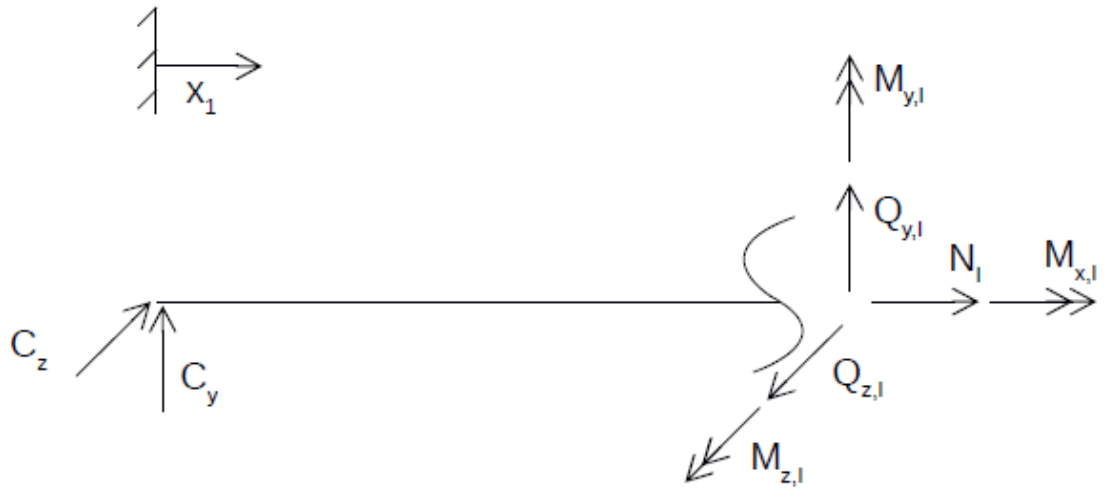
$$D_y = \underline{710,23 \text{ N}}$$

$$C_z = \underline{-2616,8 \text{ N}}$$

$$D_z = \underline{-1689,53 \text{ N}}$$

3.3 Berechnung der Schnittkraftverläufe

i) Bereich I: $0 \leq x_1 \leq l_1$



$$\sum F_x \stackrel{!}{=} 0 = N_I \quad \Rightarrow \quad N_I = 0 \text{ N}$$

$$\sum F_y \stackrel{!}{=} 0 = Q_{y,I} + C_y \quad \Rightarrow \quad Q_{y,I} = -C_y = -327,26 \text{ N}$$

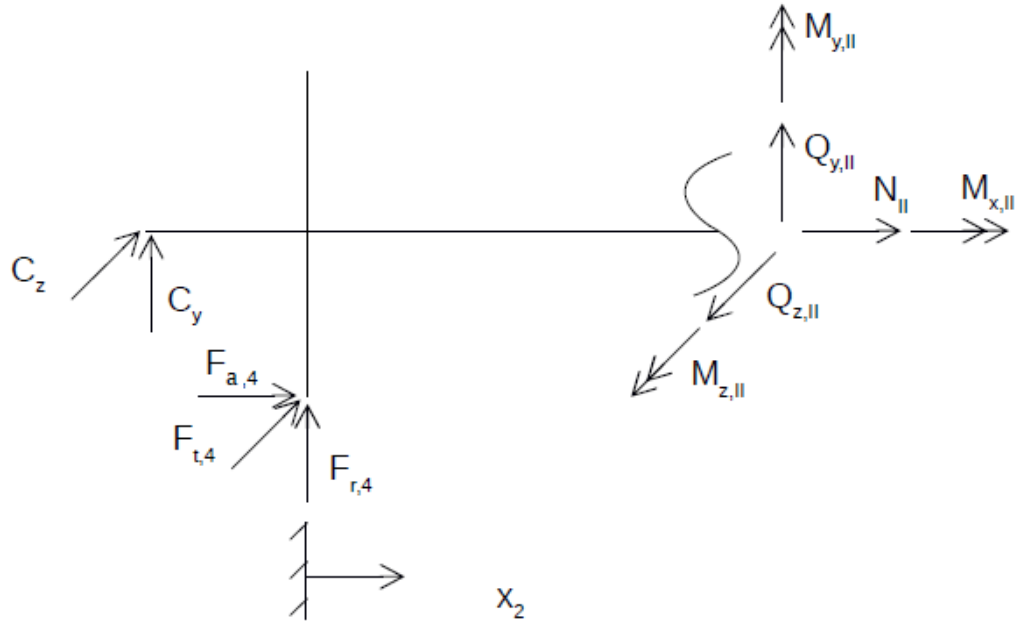
$$\sum F_z \stackrel{!}{=} 0 = Q_{z,I} - C_z \quad \Rightarrow \quad Q_{z,I} = C_z = -2616,8 \text{ N}$$

$$\sum M_x^{(P)} \stackrel{!}{=} 0 = M_{x,I} \quad \Rightarrow \quad M_{x,I} = 0 \text{ Nm}$$

$$\sum M_y^{(P)} \stackrel{!}{=} 0 = M_{y,I} - x_1 \cdot C_z \quad \Rightarrow \quad M_{y,I} = x_1 \cdot C_z = -2616,8 \text{ N} \cdot x_1$$

$$\sum M_z^{(P)} \stackrel{!}{=} 0 = M_{z,I} - x_1 \cdot C_y \quad \Rightarrow \quad M_{z,I} = x_1 \cdot C_y = 327,26 \text{ N} \cdot x_1$$

ii) Bereich II: $0 \leq x_2 \leq l_2$



$$\sum F_x \stackrel{!}{=} 0 = F_{a,4} + N_{II} \Rightarrow N_{II} = -F_{a,4} = -581,94 \text{ N}$$

$$\sum F_y \stackrel{!}{=} 0 = C_y + F_{r,4} + Q_{y,II} \Rightarrow Q_{y,II} = -C_y - F_{r,4} = -946,55 \text{ N}$$

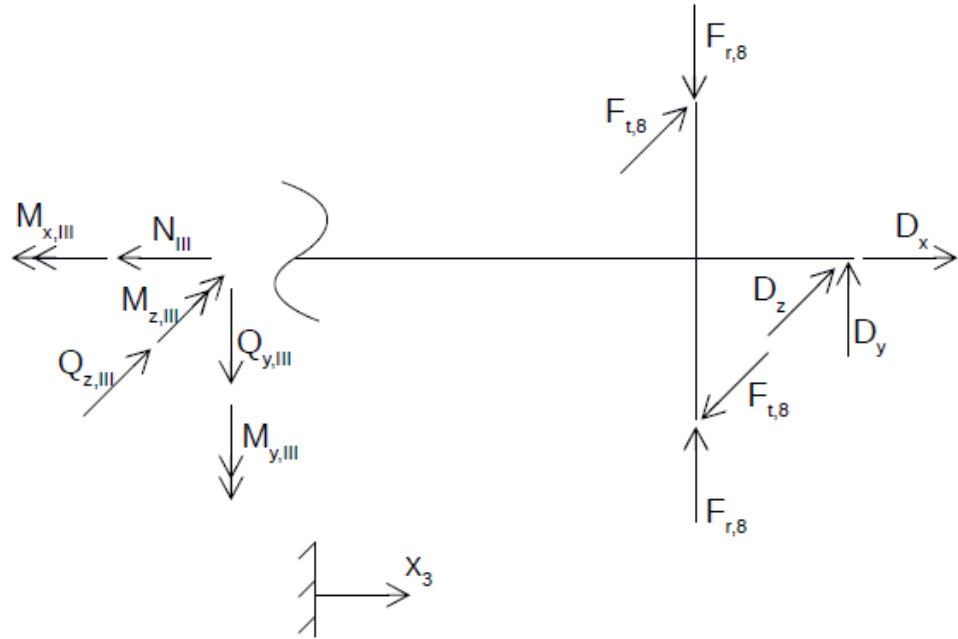
$$\sum F_z \stackrel{!}{=} 0 = -C_z - F_{t,4} + Q_{z,II} \Rightarrow Q_{z,II} = C_z + F_{t,4} = -1017,92 \text{ N}$$

$$\begin{aligned} \sum M_x^{(P)} \stackrel{!}{=} 0 &= M_{x,II} + r_4 \cdot F_{t,4} \\ \Rightarrow M_{x,II} &= -\frac{d_4}{2} \cdot F_{t,4} = -71,5 \text{ Nm} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \sum M_y^{(P)} \stackrel{!}{=} 0 &= M_{y,II} - x_2 \cdot F_{t,4} - (l_1 + x_2) \cdot C_z \\ \Rightarrow M_{y,II} &= (l_1 + x_2) \cdot C_z + x_2 \cdot F_{t,4} = -310,1 \text{ Nm} - 1017,92 \text{ N} \cdot x_2 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \sum M_z^{(P)} \stackrel{!}{=} 0 &= M_{z,II} + \frac{d_4}{2} \cdot F_{a,4} - x_2 \cdot F_{r,4} - (l_1 + x_2) \cdot C_y \\ \Rightarrow M_{z,II} &= -\frac{d_4}{2} \cdot F_{a,4} + x_2 \cdot F_{r,4} + (l_1 + x_2) \cdot C_y \\ &= 12,77 \text{ Nm} + 946,55 \text{ N} \cdot x_2 \end{aligned}$$

iii) Bereich III: $0 \leq x_3 \leq l_3$



$$\sum F_x \stackrel{!}{=} 0 = D_x - N_{\text{III}} \implies N_{\text{III}} = D_x = -581,94 \text{ N}$$

$$\sum F_y \stackrel{!}{=} 0 = D_y - Q_{y,\text{III}} - F_{r,8} + F_{r,8} \implies Q_{y,\text{III}} = D_y = 710,23 \text{ N}$$

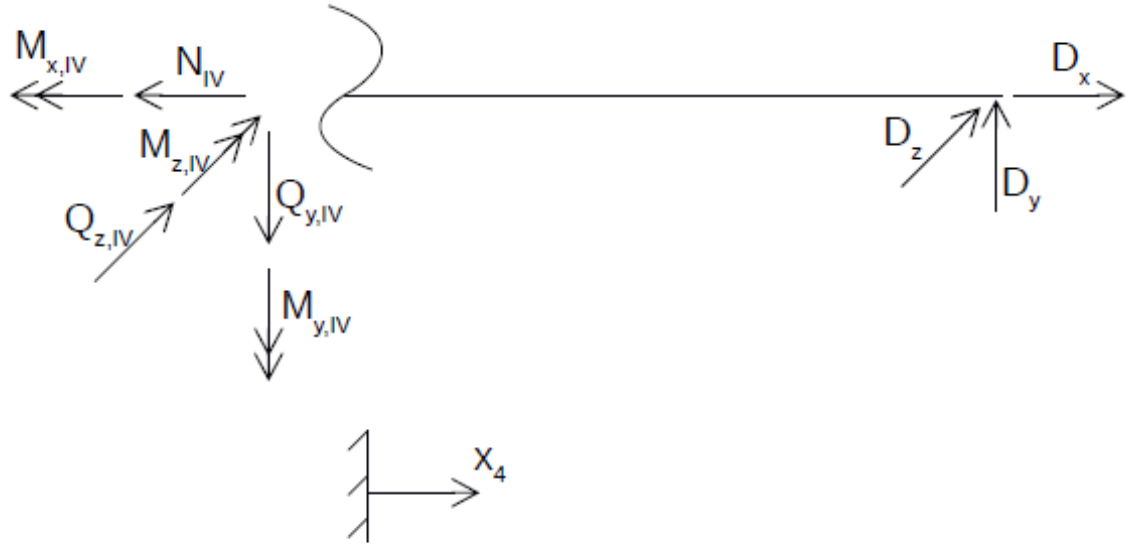
$$\sum F_z \stackrel{!}{=} 0 = -D_z - Q_{z,\text{III}} + F_{t,8} - F_{t,8} \implies Q_{z,\text{III}} = -D_z = 1689,53 \text{ N}$$

$$\begin{aligned} \sum M_x^{(\text{P})} \stackrel{!}{=} 0 &= -M_{x,\text{III}} - 4 \cdot \frac{d_8}{2} \cdot F_{t,8} \\ \implies M_{x,\text{III}} &= -4 \cdot \frac{d_8}{2} \cdot F_{t,8} = -71,5 \text{ Nm} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \sum M_y^{(\text{P})} \stackrel{!}{=} 0 &= -M_{y,\text{III}} + D_z \cdot (l_4 + (l_3 - x_3)) + F_{t,8} \cdot (l_3 - x_3) - F_{t,8} \cdot (l_3 - x_3) \\ \implies M_{y,\text{III}} &= (l_4 + (l_3 - x_3)) \cdot D_z = -540,65 \text{ Nm} + 1689,53 \text{ N} \cdot x_3 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \sum M_z^{(\text{P})} \stackrel{!}{=} 0 &= -M_{z,\text{III}} + D_y \cdot (l_4 + (l_3 - x_3)) + F_{r,8} \cdot (l_3 - x_3) - F_{r,8} \cdot (l_3 - x_3) \\ \implies M_{z,\text{III}} &= D_y \cdot (l_4 + (l_3 - x_3)) = 227,27 \text{ Nm} - 710,23 \text{ N} \cdot x_3 \end{aligned}$$

iv) Bereich IV: $0 \leq x_4 \leq l_4$



$$\sum F_x \stackrel{!}{=} 0 = D_x - N_{IV} \implies N_{IV} = D_x = -581,94 \text{ N}$$

$$\sum F_y \stackrel{!}{=} 0 = D_y - Q_{y,IV} \implies Q_{y,IV} = D_y = 710,23 \text{ N}$$

$$\sum F_z \stackrel{!}{=} 0 = -D_z - Q_{z,IV} \implies Q_{z,IV} = -D_z = 1689,53 \text{ N}$$

$$\sum M_x^{(P)} \stackrel{!}{=} 0 = -M_{x,IV} \implies M_{x,IV} = 0 \text{ Nm}$$

$$\begin{aligned} \sum M_y^{(P)} \stackrel{!}{=} 0 &= -M_{y,IV} + D_z \cdot (l_4 - x_4) \\ \implies M_{y,IV} &= (l_4 - x_4) \cdot D_z = -79,4 \text{ Nm} + 1689,53 \text{ N} \cdot x_4 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \sum M_z^{(P)} \stackrel{!}{=} 0 &= -M_{z,IV} + D_y \cdot (l_4 - x_4) \\ \implies M_{z,IV} &= D_y \cdot (l_4 - x_4) = 33,38 \text{ Nm} - 710,23 \text{ N} \cdot x_4 \end{aligned}$$

Eckwerte:

Bereich i)

$$\begin{aligned}
N_{\text{I}}(0) &= N_{\text{I}}(l_1) = 0 \text{ N} \\
Q_{y,\text{I}}(0) &= Q_{y,\text{I}}(l_1) = -327,26 \text{ N} \\
Q_{z,\text{I}}(0) &= Q_{z,\text{I}}(l_1) = -2616,8 \text{ N} \\
M_{x,\text{I}}(0) &= M_{x,\text{I}}(l_1) = 0 \text{ Nm} \\
M_{y,\text{I}}(0) &= 0 \text{ Nm} & M_{y,\text{I}}(l_1) &= -310,1 \text{ Nm} \\
M_{z,\text{I}}(0) &= 0 \text{ Nm} & M_{z,\text{I}}(l_1) &= 38,78 \text{ Nm}
\end{aligned}$$

Bereich ii)

$$\begin{aligned}
N_{\text{II}}(0) &= N_{\text{II}}(l_2) = -581,94 \text{ N} \\
Q_{y,\text{II}}(0) &= Q_{y,\text{II}}(l_2) = -946,55 \text{ N} \\
Q_{z,\text{II}}(0) &= Q_{z,\text{II}}(l_2) = -1017,92 \text{ N} \\
M_{x,\text{II}}(0) &= M_{x,\text{II}}(l_2) = -71,5 \text{ Nm} \\
M_{y,\text{II}}(0) &= -310,1 \text{ Nm} & M_{y,\text{II}}(l_2) &= -540,65 \text{ Nm} \\
M_{z,\text{II}}(0) &= 12,77 \text{ Nm} & M_{z,\text{II}}(l_2) &= 227,27 \text{ Nm}
\end{aligned}$$

Bereich iii)

$$\begin{aligned}
N_{\text{III}}(0) &= N_{\text{III}}(l_3) = -581,94 \text{ N} \\
Q_{y,\text{III}}(0) &= Q_{y,\text{III}}(l_3) = 710,23 \text{ N} \\
Q_{z,\text{III}}(0) &= Q_{z,\text{III}}(l_3) = 1689,53 \text{ N} \\
M_{x,\text{III}}(0) &= M_{x,\text{III}}(l_3) = -71,5 \text{ Nm} \\
M_{y,\text{III}}(0) &= -540,65 \text{ Nm} & M_{y,\text{III}}(l_3) &= -79,4 \text{ Nm} \\
M_{z,\text{III}}(0) &= 227,27 \text{ Nm} & M_{z,\text{III}}(l_3) &= 33,38 \text{ Nm}
\end{aligned}$$

Bereich iv)

$$N_{\text{IV}}(0) = N_{\text{IV}}(l_4) = -581,94 \text{ N}$$

$$Q_{y,\text{IV}}(0) = Q_{y,\text{IV}}(l_4) = 710,23 \text{ N}$$

$$Q_{z,\text{IV}}(0) = Q_{z,\text{IV}}(l_4) = 1689,53 \text{ N}$$

$$M_{x,\text{IV}}(0) = M_{x,\text{IV}}(l_4) = 0 \text{ Nm}$$

$$M_{y,\text{IV}}(0) = -79,4 \text{ Nm}$$

$$M_{z,\text{IV}}(0) = 33,38 \text{ Nm}$$

$$M_{y,\text{IV}}(l_4) = 0 \text{ Nm}$$

$$M_{z,\text{IV}}(l_4) = 0 \text{ Nm}$$

3.4 Resultierende Momente

$$|M_{b,res}(x)| = \sqrt{(M_y(x))^2 + (M_z(x))^2}$$

Bereich i)

$$|M_{b,res}(x = 0)| = 0 \text{ Nm}$$

$$|M_{b,res}(x = l_1)| = 312,5 \text{ Nm}$$

Bereich ii)

$$|M_{b,res}(x = l_1)| = 310,63 \text{ Nm}$$

$$|M_{b,res}(x = l_1 + l_2)| = 586,48 \text{ Nm}$$

Bereich iii)

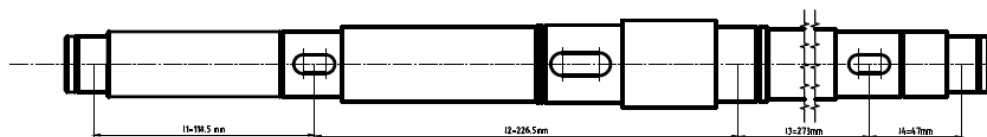
$$|M_{b,res}(x = l_1 + l_2)| = 586,48 \text{ Nm}$$

$$|M_{b,res}(x = l_1 + l_2 + l_3)| = 86,13 \text{ Nm}$$

Bereich iv)

$$|M_{b,res}(x = l_1 + l_2 + l_3)| = 86,13 \text{ Nm}$$

$$|M_{b,res}(x = l_{ges})| = 0 \text{ Nm}$$



4 Dauerfestigkeitsberechnung für Welle I

In diesem Kapitel werden die beiden am meisten gefährdeten Querschnitte der Welle I auf Dauerfestigkeit und bleibende Verformung untersucht. Der Sicherheitsfaktor sollte dabei nach DIN 743 mindestens $S_{min} = 1,2$ betragen.

4.1 Werkstoffkennwerte

Als Werkstoff wurde der Vergütungsstahl 30CrNiMo8 gewählt. Die folgenden Festigkeitswerte stammen aus der Tabelle A.4 der DIN 743 - 3.

$$R_{p0,2} = 1050 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} = \sigma_S$$

$$R_m = 1250 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} = \sigma_B$$

$$\sigma_{zdW} = 500 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$\sigma_{bW} = 625 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$\tau_{tW} = 375 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

4.2 Freistichberechnung

Die Sicherheit des Freistiches wird bei Umlaufbiegung und konstanter Torsions- und Zug-Druck-Beanspruchung berechnet.

Abmessungen:

$$D = 47 \text{ mm}$$

$$d = 39,4 \text{ mm}$$

$$r = 0,8 \text{ mm}$$

$$t = \frac{D - d}{2} = 3,8 \text{ mm}$$

$$\frac{r}{t} = 0,21$$

$$\frac{r}{d} = 0,02$$

$$\frac{d}{D} = 0,838$$

Wirkende Spannungen (nach DIN 743 - 1 Tabelle 1)

$$\sigma_{zda} = \frac{F_{zda}}{A} = \frac{N}{\frac{\pi \cdot d^2}{4}} = \frac{581,94 \text{ N}}{1219,22 \text{ mm}^2} = 0,48 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$\sigma_{ba} = \frac{M_{ba}}{A} = \frac{|M_{b,res}(x = 345 \text{ mm})|}{\frac{\pi \cdot d^3}{32}} = \frac{586480 \text{ Nmm}}{6004,66 \text{ mm}^3} = 97,67 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$\tau_{ta} = \frac{M_{ta}}{A} = \frac{M_{II}}{\frac{\pi \cdot d^3}{16}} = \frac{71500 \text{ Nmm}}{12009,32 \text{ mm}^3} = 5,95 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Gesamteinflussfaktor

Die folgenden Formeln stammen, soweit nichts anderes vermerkt, aus der DIN 743 - 2.

- Bezogenes Spannungsgefälle G' (Tabelle 2)

$$\text{Hilfsgröße } \Phi = \frac{1}{4 \cdot \sqrt{\frac{t}{r}} + 2} = 0,09$$

$$G'_{ZD} = \frac{2,3 \cdot (1 + \Phi)}{r} = 3,13 \frac{1}{\text{mm}}$$

$$G'_B = G'_{ZD} = 3,13 \frac{1}{\text{mm}}$$

$$G'_T = \frac{1,15}{r} = 1,44 \frac{1}{\text{mm}}$$

- Technologischer Größeneinflussfaktor $K_1(d_{eff})$

zur Vereinfachung wird angenommen $d_{eff} = D = 47 \text{ mm}$ und $d_B = 16 \text{ mm}$

$$\text{Streckgrenze Vergütungsstahl: } K_{1,Re}(d_{eff}) = 1 - 0,34 \lg \left(\frac{d_{eff}}{d_B} \right) = 0,84 \quad (14)$$

$$\text{Zugfestigkeit Vergütungsstahl: } K_{1,Rm}(d_{eff}) = 1 - 26 \lg \left(\frac{d_{eff}}{d_B} \right) = 0,88 \quad (12)$$

- Formzahl α

$$\alpha_{\sigma ZD} = 1 + \frac{1}{\sqrt{0,62 \cdot \frac{r}{t} + 7 \cdot \frac{r}{d} (1 + 2 \cdot \frac{r}{d})^2}} = 2,88 \quad (\text{Bild 8})$$

$$\alpha_{\sigma B} = 1 + \frac{1}{\sqrt{0,62 \cdot \frac{r}{t} + 11,6 \cdot \frac{r}{d} (1 + 2 \cdot \frac{r}{d})^2 + 0,2 \cdot (\frac{r}{t})^3 \cdot \frac{d}{D}}} = 2,62 \quad (\text{Bild 9})$$

$$\alpha_{\tau} = 1 + \frac{1}{\sqrt{3,4 \cdot \frac{r}{t} + 38 \cdot \frac{r}{d} (1 + 2 \cdot \frac{r}{d})^2 + (\frac{r}{t})^2 \cdot \frac{d}{D}}} = 1,8 \quad (\text{Bild 10})$$

- Stützziffer n (5)

$$\begin{aligned}
 n &= 1 + \sqrt{G' \cdot \text{mm}} \cdot 10^{-\left(0,33 + \frac{\sigma_S(d)}{712 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}}\right)} \\
 \text{mit } \sigma_S(d) &= K_{1,Re}(d_{eff}) \cdot \sigma_S(d_B) \\
 &= 0,84 \cdot 1050 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} = 882 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \\
 n_{ZD} = n_B &= 1 + \sqrt{3,13} \cdot 10^{-(0,33 + \frac{882}{712})} \\
 &= 1,048 \\
 n_\tau &= 1 + \sqrt{1,44} \cdot 10^{-(0,33 + \frac{882}{712})} \\
 &= 1,032
 \end{aligned}$$

Formel für σ_S aus Skript KL III ¹⁷ S.168

- Kerbwirkungszahl β (4)

$$\begin{aligned}
 \beta_{\sigma ZD} &= \frac{\alpha_{\sigma ZD}}{n_{ZD}} = 2,748 \\
 \beta_{\sigma B} &= \frac{\alpha_{\sigma B}}{n_B} = 2,5 \\
 \beta_\tau &= \frac{\alpha_{\sigma\tau}}{n_\tau} = 1,744
 \end{aligned}$$

- Geometrischer Größeneinflussfaktor $K_2(d)$

$$\text{Zug/Druck: } K_{2ZD}(d) = 1 \quad (15)$$

$$\text{Biegung/Torsion: } K_{2B,\tau}(d) = 1 - 0,2 \cdot \frac{\lg(d/7,5 \text{ mm})}{\lg 20} = 0,89 \quad (16)$$

- Einflussfaktor der Oberflächenrauheit $K_{F\sigma,\tau}$ (Skript KL III ¹⁸ S.171)

$$\text{Zug/Druck \& Biegung: } K_{F\sigma} = 1 - 0,22 \cdot \lg\left(\frac{R_z}{\mu\text{m}}\right) \cdot \left(\lg\left(\frac{\sigma_B(d)}{20} \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}\right) - 1\right) \quad (18)$$

$$\begin{aligned}
 \text{mit } \sigma_B(d) &= K_{1,Re}(d_{eff}) \cdot \sigma_B(d_B) \\
 &= 0,84 \cdot 1250 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} = 1050 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}
 \end{aligned}$$

$$\Rightarrow K_{F\sigma} = 0,873 \text{ mit } R_z = 6,3 \mu\text{m}$$

$$\text{Torsion: } K_{F\tau} = 0,575 \cdot K_{F\sigma} + 0,425 = 0,927 \quad (19)$$

¹⁷Vgl. [Pol17a]

¹⁸Vgl. [Pol17a]

- Einflussfaktor der Oberflächenverfestigung (aus dem Skript KL III ¹⁹ Seite 172)

$$K_V = 1$$

- Gesamteinflussfaktor K_σ nach DIN 743 - 1

$$\begin{aligned} \text{Zug/Druck: } K_{\sigma ZD} &= \left(\frac{\beta_{\sigma ZD}}{K_{2ZD}(d)} + \frac{1}{K_{F\sigma}} - 1 \right) \cdot \frac{1}{K_V} \\ &= \left(\frac{2,748}{1} + \frac{1}{0,873} - 1 \right) \cdot \frac{1}{1} \\ &= 2,893 \end{aligned} \quad (8)$$

$$\begin{aligned} \text{Biegung: } K_{\sigma B} &= \left(\frac{\beta_{\sigma B}}{K_{2B}(d)} + \frac{1}{K_{F\sigma}} - 1 \right) \cdot \frac{1}{K_V} \\ &= \left(\frac{2,5}{0,89} + \frac{1}{0,873} - 1 \right) \cdot \frac{1}{1} \\ &= 2,954 \end{aligned} \quad (8)$$

$$\begin{aligned} \text{Torsion: } K_\tau &= \left(\frac{\beta_\tau}{K_{2\tau}(d)} + \frac{1}{K_{F\tau}} - 1 \right) \cdot \frac{1}{K_V} \\ &= \left(\frac{1,744}{0,89} + \frac{1}{0,927} - 1 \right) \cdot \frac{1}{1} \\ &= 1,15 \end{aligned} \quad (9)$$

Vorhandene Sicherheitszahl für Dauerfestigkeitsnachweis nach Belastungsfall 1

verwendete Formeln aus der DIN 743 - 1

- Vergleichsmittelspannung

$$\sigma_{mv} = \sqrt{(\sigma_{zdm} + \sigma_{bm})^2 + 3 \cdot \tau_{tm}^2} \quad (23)$$

$$\sigma_{bm} = 0 \text{ (da Umlaufbiegung vorliegt)}$$

$$\sigma_{zdm} = \sigma_{zda} = 0,48 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$\tau_{tm} = \tau_{ta} = 5,95 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$\begin{aligned} \Rightarrow \sigma_{mv} &= \sqrt{\left(0,48 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} + 0\right)^2 + 3 \cdot \left(5,95 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}\right)^2} \\ &= 10,32 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \\ \tau_{mv} &= \frac{\sigma_{mv}}{\sqrt{3}} = 5,96 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \end{aligned} \quad (24)$$

¹⁹Vgl. [Pol17a]

- Bauteilwecheselfestigkeit σ_{WK}

$$\sigma_{zdWK} = \frac{\sigma_{zdW} \cdot K_{1,Rm}(d_{eff})}{K_{\sigma ZD}} \quad (5)$$

$$= \frac{500 \frac{N}{mm^2} \cdot 0,88}{2,893} = 152,09 \frac{N}{mm^2}$$

$$\sigma_{bWK} = \frac{\sigma_{bW} \cdot K_{1,Rm}(d_{eff})}{K_{\sigma B}} \quad (6)$$

$$= \frac{625 \frac{N}{mm^2} \cdot 0,88}{2,954} = 186,19 \frac{N}{mm^2}$$

$$\tau_{tWK} = \frac{\tau_{tW} \cdot K_{1,Rm}(d_{eff})}{K_{\tau}} \quad (7)$$

$$= \frac{375 \frac{N}{mm^2} \cdot 0,88}{1,15} = 286,96 \frac{N}{mm^2}$$

- Einflussfaktor der Mittelspannungsempfindlichkeit Ψ_K

$$\Psi_{zd\sigma K} = \frac{\sigma_{zdWK}}{2 \cdot K_{1,Rm}(d_{eff}) \cdot \sigma_B(d_B) - \sigma_{zdWK}} \quad (20)$$

$$= \frac{152,09 \frac{N}{mm^2}}{2 \cdot 0,88 \cdot 1250 \frac{N}{mm^2} - 152,09 \frac{N}{mm^2}} = 0,074$$

$$\Psi_{b\sigma K} = \frac{\sigma_{bWK}}{2 \cdot K_{1,Rm}(d_{eff}) \cdot \sigma_B(d_B) - \sigma_{bWK}} \quad (21)$$

$$= \frac{186,19 \frac{N}{mm^2}}{2 \cdot 0,88 \cdot 1250 \frac{N}{mm^2} - 186,19 \frac{N}{mm^2}} = 0,092$$

$$\Psi_{\tau K} = \frac{\tau_{tWK}}{2 \cdot K_{1,Rm}(d_{eff}) \cdot \sigma_B(d_B) - \tau_{tWK}} \quad (22)$$

$$= \frac{286,96 \frac{N}{mm^2}}{2 \cdot 0,88 \cdot 1250 \frac{N}{mm^2} - 286,96 \frac{N}{mm^2}} = 0,15$$

- Spannungsamplitude der Bauteildauerfestigkeit

$$\sigma_{zdADK} = \sigma_{zdWK} - \Psi_{zd\sigma K} \cdot \sigma_{mv} \quad (10)$$

$$= 152,09 \frac{N}{mm^2} - 0,074 \cdot 10,32 \frac{N}{mm^2} = 151,33 \frac{N}{mm^2}$$

$$\sigma_{bADK} = \sigma_{bWK} - \Psi_{b\sigma K} \cdot \sigma_{mv} \quad (11)$$

$$= 186,19 \frac{N}{mm^2} - 0,092 \cdot 10,32 \frac{N}{mm^2} = 185,24 \frac{N}{mm^2}$$

$$\tau_{tADK} = \tau_{tWK} - \Psi_{\tau K} \cdot \tau_{mv} \quad (12)$$

$$= 286,96 \frac{N}{mm^2} - 0,15 \cdot 5,96 \frac{N}{mm^2} = 286,07 \frac{N}{mm^2}$$

- vorhandene Sicherheitszahl S

$$S = \frac{1}{\sqrt{\left(\frac{\sigma_{zda}}{\sigma_{zdaDK}} + \frac{\sigma_{ba}}{\sigma_{baDK}}\right)^2 + \left(\frac{\tau_{ta}}{\tau_{taDK}}\right)^2}} \quad (2)$$

$$S = 1,88$$

Vorhandene Sicherheitszahl S für Nachweis gegen Überschreiten der Fließgrenze

verwendete Formeln aus der DIN 743 - 1

- Statische Stützwirkung K_{2F} nach Tabelle 3

$$K_{2F\sigma z d} = 1$$

$$K_{2F\sigma b} = 1,2$$

$$K_{2F\tau} = 1,2$$

- Erhöhungsfaktor der Fließgrenze γ_F nach Tabelle 2

$$\gamma_{F\sigma} = 1,1 \text{ (Für } \beta_\sigma = 2,0 \text{ bis } 3,0)$$

$$\gamma_{F\tau} = 1$$

- Bauteilfließgrenze

$$\sigma_{zd,bFK} = K_{1,Re}(d_{eff}) \cdot K_{2F\sigma} \cdot \gamma_{F\sigma} \cdot \sigma_S(d_B) \quad (31)$$

$$\begin{aligned} \sigma_{zdFK} &= 0,84 \cdot 1 \cdot 1,1 \cdot 1050 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \\ &= 970,2 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \sigma_{bFK} &= 0,84 \cdot 1,2 \cdot 1,1 \cdot 1050 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \\ &= 1164,24 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \tau_{tFK} &= K_{1,Re}(d_{eff}) \cdot K_{2F\tau} \cdot \gamma_{F\tau} \cdot \sigma_S(d_B) / \sqrt{3} \quad (32) \\ &= 0,84 \cdot 1,2 \cdot 1 \cdot 1050 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} / \sqrt{3} \\ &= 1058,4 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \end{aligned}$$

- Vorhandene Sicherheitszahl S

Für diesen Fall wird mit den wirkenden Spannungsamplituden als maximale Spannungen gerechnet, da keine stoßartige Belastung angenommen wird.

$$S = \frac{1}{\sqrt{\left(\frac{\sigma_{zdmax}}{\sigma_{zdFK}} + \frac{\sigma_{bmax}}{\sigma_{bFK}}\right)^2 + \left(\frac{\tau_{tmax}}{\tau_{tFK}}\right)^2}} \quad (25)$$

$$= 11,82$$

Die Schwachstelle 1, also der Freistich, ist gegen Dauerbruch und plastische Verformung ausreichend ausgelegt.

4.3 Berechnung der Sicherungsringnut

Die Sicherheit der Sicherungsringnut wird bei Umlaufbiegung und konstanter Torsions- und Zug-Druck-Beanspruchung berechnet.

Abmessungen:

$$D = 40 \text{ mm}$$

$$d = 37,5 \text{ mm}$$

$$m = 1,85 \text{ mm}$$

$$r = 0,175 \text{ mm}$$

$$t = \frac{D - d}{2} = 1,25 \text{ mm}$$

Wirkende Spannungen (nach DIN 743 - 1 Tabelle 1)

$$\sigma_{zda} = \frac{F_{zda}}{A} = \frac{N}{\frac{\pi \cdot d^2}{4}} = \frac{581,94 \text{ N}}{1104,47 \text{ mm}^2} = 0,53 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$\sigma_{ba} = \frac{M_{ba}}{A} = \frac{|M_{b,res}(x = 345 \text{ mm})|}{\frac{\pi \cdot d^3}{32}} = \frac{586480 \text{ Nmm}}{5177,19 \text{ mm}^3} = 113,28 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$\tau_{ta} = \frac{M_{ta}}{A} = \frac{M_{II}}{\frac{\pi \cdot d^3}{16}} = \frac{71500 \text{ Nmm}}{10354,37 \text{ mm}^3} = 6,9 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Gesamteinflussfaktor

Die folgenden Formeln stammen, soweit nichts anderes vermerkt, aus der DIN 743 - 2. Als Bezugsdurchmesser dient $d_{BK} = 30 \text{ mm}$.

- Bezogenes Spannungsgefälle G' (Tabelle 2)

$$\begin{aligned}\text{Hilfsgröße } \Phi &= \frac{1}{4 \cdot \sqrt{\frac{t}{r}} + 2} = 0,09 \\ G'_{ZD} &= \frac{2,3 \cdot (1 + \Phi)}{r} = 3,13 \frac{1}{\text{mm}} \\ G'_B &= G'_{ZD} = 3,13 \frac{1}{\text{mm}} \\ G'_T &= \frac{1,15}{r} = 1,44 \frac{1}{\text{mm}}\end{aligned}$$

- Technologischer Größeneinflussfaktor $K_1(d_{eff})$

zur Vereinfachung wird angenommen $d_{eff} = D = 40 \text{ mm}$ und $d_B = 16 \text{ mm}$

$$\text{Streckgrenze Vergütungsstahl: } K_{1,Re}(d_{eff}) = 1 - 0,34 \lg \left(\frac{d_{eff}}{d_B} \right) = 0,86 \quad (14)$$

$$\text{Zugfestigkeit Vergütungsstahl: } K_{1,Rm}(d_{eff}) = 1 - 26 \lg \left(\frac{d_{eff}}{d_B} \right) = 0,897 \quad (12)$$

- Strukturradius ρ^* nach Kapitel 4.2.4

$$\begin{aligned}\sigma_S(d) &= \sigma_S(d_B) \cdot K_{1,Re}(d_{eff}) = 1050 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \cdot 0,86 = 903 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \quad (\text{Bild3}) \\ \rho^* &= 10^{-\left(0,514 + 0,00152 \cdot \sigma_S(d) / \left(\frac{\text{N}}{\text{mm}^2}\right)\right)} \cdot \text{mm} = 0,013 \text{ mm}\end{aligned}$$

- korrigierter Rundungsradius r_f nach Kapitel 4.2.4

$$\text{Zug/Druck, Biegung: } r_{f,ZD} = r_{f,B} = r + 2,9 \cdot \rho^* = 0,175 \text{ mm} + 2,9 \cdot 0,013 \text{ mm} = 0,213 \text{ mm}$$

$$\text{Torsion: } r_{f,\tau} = r + \rho^* = 0,175 \text{ mm} + 0,013 \text{ mm} = 0,188 \text{ mm}$$

- Hilfsgröße $\beta^*(d_{BK})$ nach Kapitel 4.2.4

$$\text{Zug/Druck: } \beta_{\sigma,ZD}^*(d_{BK}) = 0,9 \cdot (1,27 + 1,17 \cdot \sqrt{t/r_{f,ZD}}) = 3,694$$

$$\text{Biegung: } \beta_{\sigma,B}^*(d_{BK}) = 0,9 \cdot (1,14 + 1,08 \cdot \sqrt{t/r_{f,B}}) = 3,381$$

$$\text{Torsion: } \beta_{\tau}^*(d_{BK}) = (1,48 + 0,45 \cdot \sqrt{t/r_{f,\tau}}) = 2,64$$

- Kerbwirkungszahl $\beta(d_{BK})$ nach Kapitel 4.2.4

$$\text{Für } m/t \geq 1,4 \text{ gilt: } \beta(d_{BK}) = \beta^*(d_{BK})$$

$$\implies \beta_{\sigma,ZD}(d_{BK}) = 3,694$$

$$\beta_{\sigma,B}(d_{BK}) = 3,381$$

$$\beta_{\tau}(d_{BK}) = 2,64$$

- Geometrischer Größeneinflussfaktor $K_3(d)$ und $K_3(d_{BK})$ (17)

$$K_3(d) = 1 - 0,2 \cdot \lg(\beta(d_{BK})) \cdot \frac{\lg(d/7,5 \text{ mm})}{\lg(20)}$$

$$K_{3,ZD}(d) = 1 - 0,2 \cdot \lg(3,694) \cdot \frac{\lg(37,5/7,5 \text{ mm})}{\lg(20)} = 0,939$$

$$K_{3,B}(d) = 1 - 0,2 \cdot \lg(3,381) \cdot \frac{\lg(37,5/7,5 \text{ mm})}{\lg(20)} = 0,943$$

$$K_{3,\tau}(d) = 1 - 0,2 \cdot \lg(2,64) \cdot \frac{\lg(37,5/7,5 \text{ mm})}{\lg(20)} = 0,955$$

$$K_{3,ZD}(d_{BK}) = 1 - 0,2 \cdot \lg(3,694) \cdot \frac{\lg(30/7,5 \text{ mm})}{\lg(20)} = 0,947$$

$$K_{3,B}(d_{BK}) = 1 - 0,2 \cdot \lg(3,381) \cdot \frac{\lg(30/7,5 \text{ mm})}{\lg(20)} = 0,951$$

$$K_{3,\tau}(d_{BK}) = 1 - 0,2 \cdot \lg(2,64) \cdot \frac{\lg(30/7,5 \text{ mm})}{\lg(20)} = 0,961$$

- Kerbwirkungszahl $\beta(d)$ (3)

$$\beta(d) = \beta(d_{BK}) \cdot \frac{K_3(d_{BK})}{K_3(d)}$$

$$\beta_{\sigma,ZD}(d) = 3,694 \cdot \frac{0,947}{0,939} = 3,725$$

$$\beta_{\sigma,B}(d) = 3,381 \cdot \frac{0,951}{0,943} = 3,41$$

$$\beta_{\tau}(d) = 2,64 \cdot \frac{0,961}{0,955} = 2,657$$

- Geometrischer Größeneinflussfaktor $K_2(d)$

$$\text{Zug/Druck: } K_{2ZD}(d) = 1 \quad (15)$$

$$\text{Biegung/Torsion: } K_{2B,\tau}(d) = 1 - 0,2 \cdot \frac{\lg(d/7,5 \text{ mm})}{\lg 20} = 0,893 \quad (16)$$

- Einflussfaktor der Oberflächenverfestigung (aus dem Skript KL III ²⁰ Seite 172)

$$K_V = 1$$

- Einflussfaktor der Oberflächenrauheit $K_{F\sigma,\tau}(Rz)$

$$\text{Zug/Druck \& Biegung: } K_{F\sigma}(Rz) = 1 - 0,22 \cdot \lg\left(\frac{Rz}{\mu m}\right) \cdot \left(\lg\left(\frac{\sigma_B(d)}{20 \frac{N}{mm^2}}\right) - 1\right) \quad (18)$$

$$\begin{aligned} \text{mit } \sigma_B(d) &= K_{1,Re}(d_{eff}) \cdot \sigma_B(d_B) \\ &= 0,86 \cdot 1250 \frac{N}{mm^2} = 1075 \frac{N}{mm^2} \\ \Rightarrow K_{F\sigma}(Rz) &= 1 - 0,22 \cdot \lg\left(\frac{6,3 \mu m}{\mu m}\right) \cdot \left(\lg\left(\frac{1075 \frac{N}{mm^2}}{20 \frac{N}{mm^2}}\right) - 1\right) \\ &= 0,872 \end{aligned}$$

$$\text{Torsion: } K_{F\tau}(Rz) = 0,575 \cdot K_{F\sigma}(Rz) + 0,425 = 0,926 \quad (19)$$

- Einflussfaktor der Oberflächenrauheit $K_{F\sigma,\tau}(Rz_B)$

Gültig für die Probe mit der mittleren Rauheit der Kerbe $Rz_B = 20 \mu m$

$$\text{Zug/Druck \& Biegung: } K_{F\sigma}(Rz_B) = 1 - 0,22 \cdot \lg\left(\frac{Rz_B}{\mu m}\right) \cdot \left(\lg\left(\frac{\sigma_B(d)}{20 \frac{N}{mm^2}}\right) - 1\right) \quad (18)$$

$$\begin{aligned} \Rightarrow K_{F\sigma}(Rz_B) &= 1 - 0,22 \cdot \lg\left(\frac{20 \mu m}{\mu m}\right) \cdot \left(\lg\left(\frac{1075 \frac{N}{mm^2}}{20 \frac{N}{mm^2}}\right) - 1\right) \\ &= 0,79 \end{aligned}$$

$$\text{Torsion: } K_{F\tau}(Rz_B) = 0,575 \cdot K_{F\sigma}(Rz_B) + 0,425 = 0,879 \quad (19)$$

- Einflussfaktor der Oberflächenrauheit $K_{F\sigma,\tau}$

$$\text{Zug/Druck \& Biegung: } K_{F\sigma} = \frac{K_{F\sigma}(Rz)}{K_{F\sigma}(Rz_B)} = 1,104 \quad (20)$$

$$\text{Torsion: } K_{F\tau} = \frac{K_{F\tau}(Rz)}{K_{F\tau}(Rz_B)} = 1,053 \quad (20)$$

²⁰Vgl. [Pol17a]

- Gesamteinflussfaktor K_σ nach DIN 743 - 1

$$\begin{aligned}\text{Zug/Druck: } K_{\sigma ZD} &= \left(\frac{\beta_{\sigma ZD}}{K_{2ZD}(d)} + \frac{1}{K_{F\sigma}} - 1 \right) \cdot \frac{1}{K_V} \\ &= \left(\frac{3,725}{1} + \frac{1}{1,104} - 1 \right) \cdot \frac{1}{1} \\ &= 3,631\end{aligned}\quad (8)$$

$$\begin{aligned}\text{Biegung: } K_{\sigma B} &= \left(\frac{\beta_{\sigma B}}{K_{2B}(d)} + \frac{1}{K_{F\sigma}} - 1 \right) \cdot \frac{1}{K_V} \\ &= \left(\frac{3,41}{0,893} + \frac{1}{1,104} - 1 \right) \cdot \frac{1}{1} \\ &= 3,724\end{aligned}\quad (8)$$

$$\begin{aligned}\text{Torsion: } K_\tau &= \left(\frac{\beta_\tau}{K_{2\tau}(d)} + \frac{1}{K_{F\tau}} - 1 \right) \cdot \frac{1}{K_V} \\ &= \left(\frac{2,657}{0,893} + \frac{1}{1,053} - 1 \right) \cdot \frac{1}{1} \\ &= 2,925\end{aligned}\quad (9)$$

Vorhandene Sicherheitszahl für Dauerfestigkeitsnachweis nach Belastungsfall 1

verwendete Formeln aus der DIN 743 - 1

- Vergleichsmittelspannung

$$\sigma_{mv} = \sqrt{(\sigma_{zdm} + \sigma_{bm})^2 + 3 \cdot \tau_{tm}^2} \quad (23)$$

$$\sigma_{bm} = 0 \text{ (da Umlaufbiegung vorliegt)}$$

$$\sigma_{zdm} = \sigma_{zda} = 0,53 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$\tau_{tm} = \tau_{ta} = 6,9 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$\begin{aligned}\Rightarrow \sigma_{mv} &= \sqrt{\left(4,22 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} + 0\right)^2 + 3 \cdot \left(6,9 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}\right)^2} \\ &= 11,96 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \\ \tau_{mv} &= \frac{\sigma_{mv}}{\sqrt{3}} = 6,9 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}\end{aligned}\quad (24)$$

- Bauteilwecheselfestigkeit σ_{WK}

$$\begin{aligned}\sigma_{zdWK} &= \frac{\sigma_{zdW} \cdot K_{1,Rm}(d_{eff})}{K_{\sigma ZD}} \\ &= \frac{500 \frac{N}{mm^2} \cdot 0,897}{3,631} = 123,52 \frac{N}{mm^2}\end{aligned}\quad (5)$$

$$\begin{aligned}\sigma_{bWK} &= \frac{\sigma_{bW} \cdot K_{1,Rm}(d_{eff})}{K_{\sigma B}} \\ &= \frac{625 \frac{N}{mm^2} \cdot 0,897}{3,724} = 150,54 \frac{N}{mm^2}\end{aligned}\quad (6)$$

$$\begin{aligned}\tau_{tWK} &= \frac{\tau_{tW} \cdot K_{1,Rm}(d_{eff})}{K_{\tau}} \\ &= \frac{375 \frac{N}{mm^2} \cdot 0,897}{2,925} = 115 \frac{N}{mm^2}\end{aligned}\quad (7)$$

- Einflussfaktor der Mittelspannungsempfindlichkeit Ψ_K

$$\begin{aligned}\Psi_{zd\sigma K} &= \frac{\sigma_{zdWK}}{2 \cdot K_{1,Rm}(d_{eff}) \cdot \sigma_B(d_B) - \sigma_{zdWK}} \\ &= \frac{123,52 \frac{N}{mm^2}}{2 \cdot 0,897 \cdot 1250 \frac{N}{mm^2} - 123,52 \frac{N}{mm^2}} = 0,058\end{aligned}\quad (20)$$

$$\begin{aligned}\Psi_{b\sigma K} &= \frac{\sigma_{bWK}}{2 \cdot K_{1,Rm}(d_{eff}) \cdot \sigma_B(d_B) - \sigma_{bWK}} \\ &= \frac{150,54 \frac{N}{mm^2}}{2 \cdot 0,897 \cdot 1250 \frac{N}{mm^2} - 150,54 \frac{N}{mm^2}} = 0,072\end{aligned}\quad (21)$$

$$\begin{aligned}\Psi_{\tau K} &= \frac{\tau_{tWK}}{2 \cdot K_{1,Rm}(d_{eff}) \cdot \sigma_B(d_B) - \tau_{tWK}} \\ &= \frac{115 \frac{N}{mm^2}}{2 \cdot 0,897 \cdot 1250 \frac{N}{mm^2} - 115 \frac{N}{mm^2}} = 0,054\end{aligned}\quad (22)$$

- Spannungsamplitude der Bauteildauerfestigkeit

$$\begin{aligned}\sigma_{zdADK} &= \sigma_{zdWK} - \Psi_{zd\sigma K} \cdot \sigma_{mv} \\ &= 123,52 \frac{N}{mm^2} - 0,058 \cdot 11,96 \frac{N}{mm^2} = 122,83 \frac{N}{mm^2}\end{aligned}\quad (10)$$

$$\begin{aligned}\sigma_{bADK} &= \sigma_{bWK} - \Psi_{b\sigma K} \cdot \sigma_{mv} \\ &= 150,54 \frac{N}{mm^2} - 0,072 \cdot 11,96 \frac{N}{mm^2} = 149,68 \frac{N}{mm^2}\end{aligned}\quad (11)$$

$$\begin{aligned}\tau_{tADK} &= \tau_{tWK} - \Psi_{\tau K} \cdot \tau_{mv} \\ &= 115 \frac{N}{mm^2} - 0,054 \cdot 6,9 \frac{N}{mm^2} = 114,63 \frac{N}{mm^2}\end{aligned}\quad (12)$$

- vorhandene Sicherheitszahl S

$$S = \frac{1}{\sqrt{\left(\frac{\sigma_{zda}}{\sigma_{zdADK}} + \frac{\sigma_{ba}}{\sigma_{bADK}}\right)^2 + \left(\frac{\tau_{ta}}{\tau_{tADK}}\right)^2}} \quad (2)$$

$$S = 1,3$$

Vorhandene Sicherheitszahl S für Nachweis gegen Überschreiten der Fließgrenze

verwendete Formeln aus der DIN 743 - 1

- Statische Stützwirkung K_{2F} nach Tabelle 3

$$K_{2F\sigma zd} = 1$$

$$K_{2F\sigma b} = 1,2$$

$$K_{2F\tau} = 1,2$$

- Erhöhungsfaktor der Fließgrenze γ_F nach Tabelle 2

$$\gamma_{F\sigma} = 1,15 \text{ (Für } \beta_\sigma > 3,0)$$

$$\gamma_{F\tau} = 1$$

- Bauteilfließgrenze

$$\sigma_{zd,bFK} = K_{1,Re}(d_{eff}) \cdot K_{2F\sigma} \cdot \gamma_{F\sigma} \cdot \sigma_S(d_B) \quad (31)$$

$$\begin{aligned} \sigma_{zdFK} &= 0,86 \cdot 1 \cdot 1,15 \cdot 1050 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \\ &= 1038,45 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \sigma_{bFK} &= 0,86 \cdot 1,2 \cdot 1,15 \cdot 1050 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \\ &= 1246,14 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \tau_{tFK} &= K_{1,Re}(d_{eff}) \cdot K_{2F\tau} \cdot \gamma_{F\tau} \cdot \sigma_S(d_B) / \sqrt{3} \quad (32) \\ &= 0,86 \cdot 1,2 \cdot 1 \cdot 1050 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} / \sqrt{3} \\ &= 625,62 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \end{aligned}$$

- Vorhandene Sicherheitszahl S

Für diesen Fall wird mit den wirkenden Spannungsamplituden als maximale Spannungen gerechnet, da keine stoßartige Belastung angenommen wird.

$$S = \frac{1}{\sqrt{\left(\frac{\sigma_{zdmax}}{\sigma_{zdFK}} + \frac{\sigma_{bmax}}{\sigma_{bFK}}\right)^2 + \left(\frac{\tau_{tmax}}{\tau_{tFK}}\right)^2}} \quad (25)$$

$$= 10,86$$

Die Schwachstelle 2, also die Sicherungsringnut, ist ebenfalls gegen Dauerbruch und plastische Verformung ausreichend ausgelegt, da er die geforderte Sicherheit von 1,2 erfüllt.

5 Lagerlebensdauerberechnung

5.1 Lagerkräfte im Gang 1

Berechnung der Zahnradkräfte

Die Berechnung der Kräfte und die verwendeten Formeln entsprechen dem Kapitel 3.2. Im 1. Gang sind Z1/Z2 und Z6/Z7 im Eingriff.

- Gegebene Werte:

$$n_{II,1} = 400 \frac{1}{\text{min}}$$

$$T_{II,1,S} = 18,4 \text{ Nm}$$

$$T_{III,1,S} = 73,63 \text{ Nm}$$

$$d_2 = 217,1 \text{ mm} , d_6 = 149 \text{ mm} , d_8 = 112 \text{ mm}$$

- Z2, Gang 1:

$$F_{t,2,1} = \frac{2 \cdot T_{II,1,S}}{d_2} = \frac{2 \cdot 18,4 \text{ Nm}}{0,2171 \text{ m}} = 169,5 \text{ N}$$

$$F_{r,2,1} = \frac{169,5 \text{ N} \cdot \tan(20^\circ)}{\cos(20^\circ)} = 65,65 \text{ N}$$

$$F_{a,2,1} = 169,5 \cdot \tan(20^\circ) = 61,7 \text{ N}$$

- Z8, Gang 1:

$$F_{t,8,1} = \frac{2 \cdot T_{II,1,S}}{d_8 \cdot 4} = \frac{2 \cdot 18,4 \text{ Nm}}{0,112 \text{ m} \cdot 4} = 328,57 \text{ N}$$

$$F_{r,8,1} = 328,57 \text{ N} \cdot \tan(20^\circ) = 115,59 \text{ N}$$

$$F_{a,8,1} = 0 \text{ N}$$

- Z6, Gang 1:

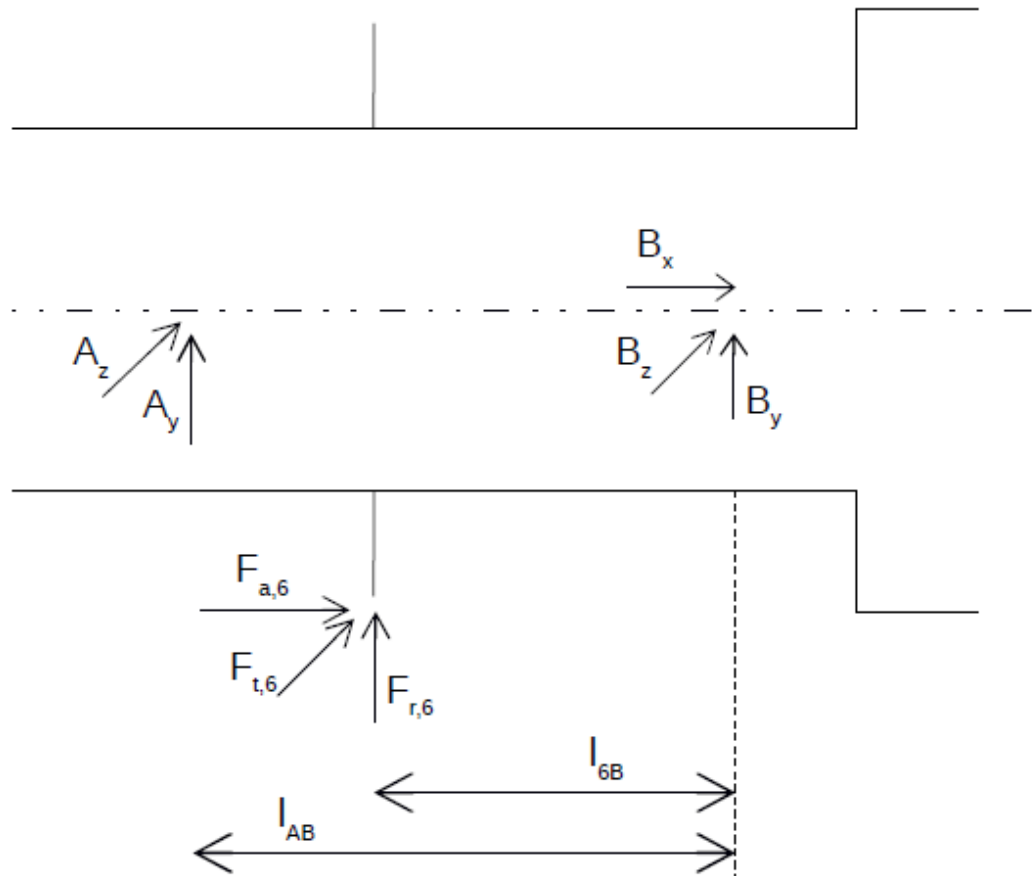
$$F_{t,6,1} = \frac{2 \cdot T_{III,1,S}}{d_6} = \frac{2 \cdot 73,63 \text{ Nm}}{0,149 \text{ m}} = 988,32 \text{ N}$$

$$F_{r,6,1} = \frac{988,32 \text{ N} \cdot \tan(20^\circ)}{\cos(20^\circ)} = 382,8 \text{ N}$$

$$F_{a,6,1} = 988,32 \cdot \tan(20^\circ) = 359,72 \text{ N}$$

Berechnung der Lagerkräfte

- Momentensummen Hohlwelle:

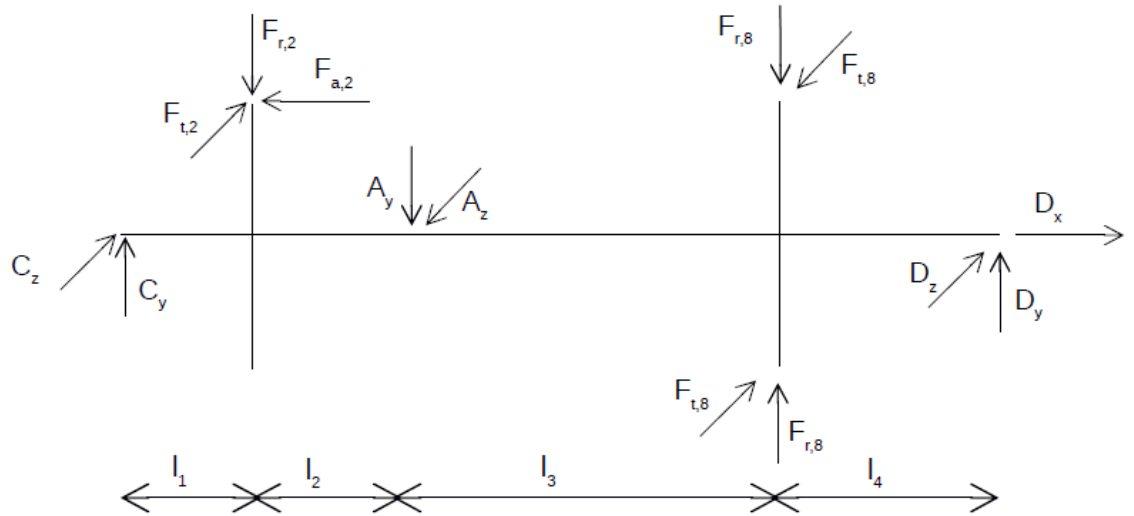


$$l_{AB} = 171 \text{ mm} , l_{6B} = 128,5 \text{ mm}$$

$$\begin{aligned} \sum M_y^{(B)} &\stackrel{!}{=} 0 = -A_z \cdot l_{AB} - F_{t,6,1} \cdot l_{6B} \\ \Rightarrow A_z &= -F_{t,6,1} \cdot \frac{l_{6B}}{l_{AB}} = -742,68 \text{ N} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \sum M_z^{(B)} &\stackrel{!}{=} 0 = -A_y \cdot l_{AB} - F_{r,6,1} \cdot l_{6B} + F_{a,6,1} \cdot \frac{d_6}{2} \\ \Rightarrow A_y &= \frac{-F_{r,6,1} \cdot l_{6B} + F_{a,6,1} \cdot \frac{d_6}{2}}{l_{AB}} = -130,9 \text{ N} \end{aligned}$$

- Gleichgewichtete Welle II:



$$l_1 = 269,5 \text{ mm} , l_2 = 75,5 \text{ mm} , l_3 = 273 \text{ mm} , l_4 = 47 \text{ mm} , l_{ges} = 665 \text{ mm}$$

$$\sum F_x \stackrel{!}{=} 0 = -F_{a,2,1} + D_x \implies D_x = F_{a,2,1} = 61,7 \text{ N}$$

$$\sum F_y \stackrel{!}{=} 0 = C_y - F_{r,2,1} - A_y + D_y - F_{r,8} + F_{r,8}$$

$$\sum F_z \stackrel{!}{=} 0 = A_z - C_z - D_z - F_{t,2,1} + F_{t,8} - F_{t,8}$$

$$\sum M_y^{(D)} \stackrel{!}{=} 0 = A_z \cdot (l_3 + l_4) - F_{t,2,1} \cdot (l_2 + l_3 + l_4) - C_z \cdot l_{ges} + l_4 \cdot F_{t,8} - l_4 \cdot F_{t,8}$$

$$\implies C_z = \frac{(l_3 + l_4) \cdot A_z - F_{t,2,1} \cdot (l_2 + l_3 + l_4)}{l_{ges}} = -458,2 \text{ N}$$

$$\implies D_z = A_z - C_z - F_{t,2,1} = -454 \text{ N}$$

$$\sum M_z^{(D)} \stackrel{!}{=} 0 = (l_3 + l_4) \cdot A_y + \frac{d_2}{2} \cdot F_{a,2,1} + (l_2 + l_3 + l_4) \cdot F_{r,2,1} - l_{ges} \cdot C_y$$

$$\implies C_y = \frac{(l_3 + l_4) \cdot A_y + \frac{d_2}{2} \cdot F_{a,2,1} + (l_2 + l_3 + l_4) \cdot F_{r,2,1}}{l_{ges}} = -13,87 \text{ N}$$

$$\implies D_y = A_y - C_y + F_{r,2,1} = -51,38 \text{ N}$$

$$\begin{array}{ll}
C_{x,1} = \underline{0 \text{ N}} & D_{x,1} = \underline{61,7 \text{ N}} \\
C_{y,1} = \underline{-13,87 \text{ N}} & D_{y,1} = \underline{-51,38 \text{ N}} \\
C_{z,1} = \underline{-458,2 \text{ N}} & D_{z,1} = \underline{-454 \text{ N}}
\end{array}$$

5.2 Lagerkräfte im Gang 2

Berechnung der Zahnradkräfte

Die Berechnung der Kräfte und die verwendeten Formeln entsprechen dem Kapitel 3.2. Im 2. Gang sind Z1/Z2 und Z4/Z5 im Eingriff.

- Gegebene Werte:

$$n_{II,2} = 400 \frac{1}{\text{min}}$$

$$T_{II,2,S} = 48,96 \text{ Nm}$$

$$d_2 = 217,1 \text{ mm} , d_4 = 89,4 \text{ mm}$$

- Z2, Gang 2:

$$F_{t,2,2} = \frac{2 \cdot T_{II,2,S}}{d_2} = \frac{2 \cdot 48,96 \text{ Nm}}{0,2171 \text{ m}} = 451 \text{ N}$$

$$F_{r,2,2} = \frac{451 \text{ N} \cdot \tan(20^\circ)}{\cos(20^\circ)} = 174,7 \text{ N}$$

$$F_{a,2,2} = 451 \cdot \tan(20^\circ) = 164,15 \text{ N}$$

- Z4, Gang 2:

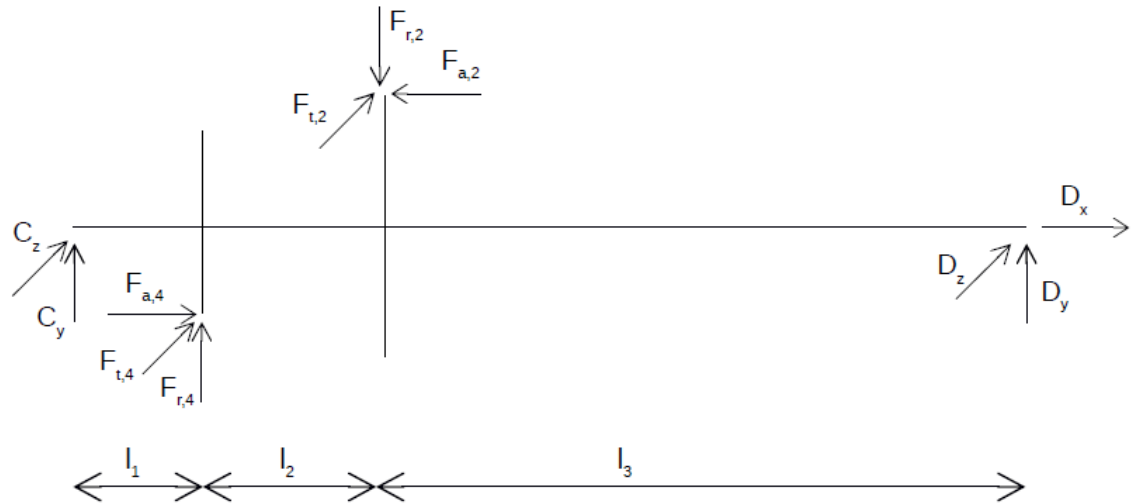
$$F_{t,4,2} = \frac{2 \cdot T_{II,2,S}}{d_4} = \frac{2 \cdot 48,96 \text{ Nm}}{0,0894 \text{ m}} = 1095,3 \text{ N}$$

$$F_{r,4,2} = \frac{1095,3 \text{ N} \cdot \tan(20^\circ)}{\cos(20^\circ)} = 424,2 \text{ N}$$

$$F_{a,4,2} = 1095,3 \cdot \tan(20^\circ) = 398,7 \text{ N}$$

Berechnung der Lagerkräfte

- Gleichgewichtete Welle II:



$$l_1 = 118 \text{ mm} , l_2 = 151,5 \text{ mm} , l_3 = 395,5 \text{ mm} , l_{ges} = 665 \text{ mm}$$

$$\sum F_x \stackrel{!}{=} 0 = F_{a,4,2} - F_{a,2,2} + D_x \implies D_x = -F_{a,4,2} + F_{a,2,2} = -234,55 \text{ N}$$

$$\sum F_y \stackrel{!}{=} 0 = C_y + F_{r,4,2} - F_{r,2,2} + D_y$$

$$\sum F_z \stackrel{!}{=} 0 = -C_z - D_z - F_{t,2,2} - F_{t,4,2}$$

$$\sum M_y^{(D)} \stackrel{!}{=} 0 = -F_{t,2,2} \cdot l_3 - C_z \cdot l_{ges} - (l_2 + l_3) \cdot F_{t,4,2}$$

$$\implies C_z = \frac{-F_{t,2,2} \cdot l_3 - (l_2 + l_3) \cdot F_{t,4,2}}{l_{ges}} = -1169,2 \text{ N}$$

$$\implies D_z = -C_z - F_{t,2,2} - F_{t,4,2} = -377,1 \text{ N}$$

$$\sum M_z^{(D)} \stackrel{!}{=} 0 = \frac{d_2}{2} \cdot F_{a,2,2} + \frac{d_4}{2} \cdot F_{a,4,2} + l_3 \cdot F_{r,2,2} - (l_2 + l_3) \cdot F_{r,4,2} - l_{ges} \cdot C_y$$

$$\implies C_y = \frac{\frac{d_2}{2} \cdot F_{a,2,2} + \frac{d_4}{2} \cdot F_{a,4,2} + l_3 \cdot F_{r,2,2} - (l_2 + l_3) \cdot F_{r,4,2}}{l_{ges}} = -191,6 \text{ N}$$

$$\implies D_y = -C_y - F_{r,4,2} + F_{r,2,2} = -58,1 \text{ N}$$

$$C_{x,2} = \underline{0 \text{ N}}$$

$$D_{x,2} = \underline{-234,55 \text{ N}}$$

$$C_{y,2} = \underline{-191,6 \text{ N}}$$

$$D_{y,2} = \underline{-58,1 \text{ N}}$$

$$C_{z,2} = \underline{-1169,2 \text{ N}}$$

$$D_{z,2} = \underline{-377,1 \text{ N}}$$

5.3 Lagerkräfte im Gang 3

Berechnung der Zahnradkräfte

Die Berechnung der Kräfte und die verwendeten Formeln entsprechen dem Kapitel 3.2. Im 3. Gang sind Z1/Z3 und Z6/Z7 im Eingriff.

- Gegebene Werte:

$$n_{II,3} = \frac{n_{III,3}}{i_{9,8}} = 1600 \frac{1}{\text{min}}$$

$$T_{III,3,S} = 121,63 \text{ Nm}$$

$$d_3 = 217,1 \text{ mm} , d_6 = 149 \text{ mm}$$

- Z3, Gang 3:

$$F_{t,3,3} = \frac{2 \cdot T_{III,3,S}}{d_3} = \frac{2 \cdot 121,63 \text{ Nm}}{0,2171 \text{ m}} = 1120,5 \text{ N}$$

$$F_{r,3,3} = \frac{1120,5 \text{ N} \cdot \tan(20^\circ)}{\cos(20^\circ)} = 434 \text{ N}$$

$$F_{a,3,3} = 1120,5 \cdot \tan(20^\circ) = 407,8 \text{ N}$$

- Z6, Gang 3:

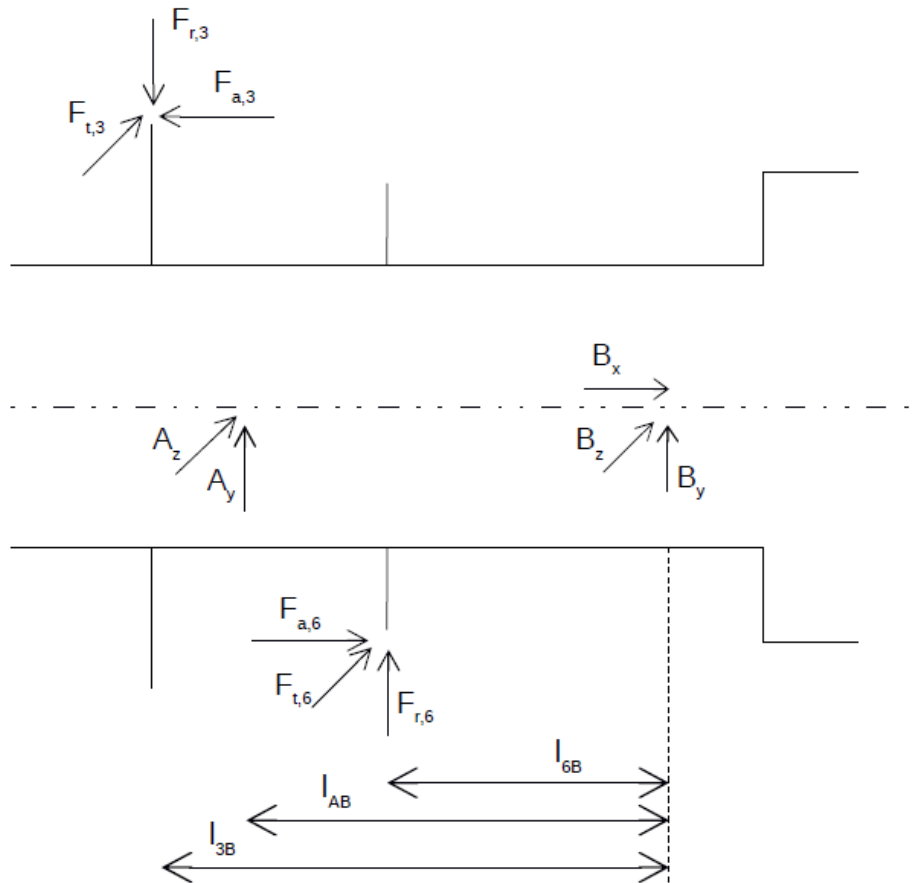
$$F_{t,6,3} = \frac{2 \cdot T_{III,3,S}}{d_6} = \frac{2 \cdot 121,63 \text{ Nm}}{0,149 \text{ m}} = 1632,6 \text{ N}$$

$$F_{r,6,3} = 1632,6 \text{ N} \cdot \tan(20^\circ) = 632,35 \text{ N}$$

$$F_{a,6,3} = 1632,6 \cdot \tan(20^\circ) = 594,2 \text{ N}$$

Berechnung der Lagerkräfte

- Momentensummen Hohlwelle:

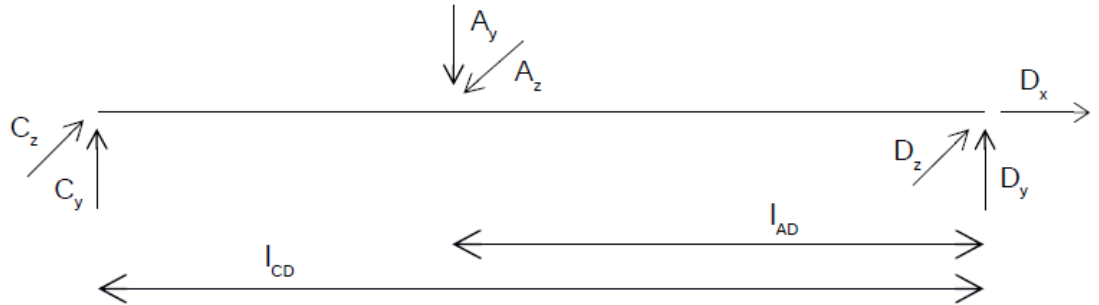


$$l_{AB} = 171 \text{ mm} , l_{3B} = 175,8 \text{ mm} , l_{6B} = 128,5 \text{ mm}$$

$$\begin{aligned} \sum M_y^{(B)} &\stackrel{!}{=} 0 = -A_z \cdot l_{AB} - F_{t,6,3} \cdot l_{6B} - F_{t,3,3} \cdot l_{3B} \\ \Rightarrow A_z &= \frac{-F_{t,6,3} \cdot l_{6B} - F_{t,3,3} \cdot l_{3B}}{l_{AB}} = -2378,8 \text{ N} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \sum M_z^{(B)} &\stackrel{!}{=} 0 = -A_y \cdot l_{AB} - F_{r,6,3} \cdot l_{6B} + F_{a,6,3} \cdot \frac{d_6}{2} + F_{a,3,3} \cdot \frac{d_3}{2} + F_{r,3,3} \cdot l_{3B} \\ \Rightarrow A_y &= \frac{-F_{r,6,3} \cdot l_{6B} + F_{a,6,3} \cdot \frac{d_6}{2} + F_{a,3,3} \cdot \frac{d_3}{2} + F_{r,3,3} \cdot l_{3B}}{l_{AB}} = 488,7 \text{ N} \end{aligned}$$

- Gleichgewichtse Welle II:



$$l_{AD} = 322 \text{ mm} , l_{CD} = 665 \text{ mm}$$

$$\sum F_x \stackrel{!}{=} 0 = D_x \implies D_x = 0 \text{ N}$$

$$\sum F_y \stackrel{!}{=} 0 = C_y - A_y + D_y$$

$$\sum F_z \stackrel{!}{=} 0 = A_z - C_z - D_z$$

$$\sum M_y^{(D)} \stackrel{!}{=} 0 = A_z \cdot l_{AD} - C_z \cdot l_{CD}$$

$$\implies C_z = A_z \cdot \frac{l_{AD}}{l_{CD}} = -1151,8 \text{ N}$$

$$\implies D_z = A_z - C_z = -1227 \text{ N}$$

$$\sum M_z^{(D)} \stackrel{!}{=} 0 = A_y \cdot l_{AD} - C_y \cdot l_{CD}$$

$$\implies C_y = A_y \cdot \frac{l_{AD}}{l_{CD}} = 236,6 \text{ N}$$

$$\implies D_y = A_y - C_y = 252,1 \text{ N}$$

$$C_{x,3} = \underline{0 \text{ N}}$$

$$D_{x,3} = \underline{0 \text{ N}}$$

$$C_{y,3} = \underline{236,6 \text{ N}}$$

$$D_{y,3} = \underline{252,1 \text{ N}}$$

$$C_{z,3} = \underline{-1151,8 \text{ N}}$$

$$D_{z,3} = \underline{-1227 \text{ N}}$$

5.4 Lagerkräfte im Gang 4

Die Lagerkräfte der Welle 2 im 4. Gang wurden im Kaptel 3.2 zur Berechnung der Schnittkräfte bestimmt.

$$n_{II,4} = 1600 \frac{1}{\text{min}}$$

$$C_{x,4} = \underline{0 \text{ N}}$$

$$C_{y,4} = \underline{327,26 \text{ N}}$$

$$C_{z,4} = \underline{-2616,8 \text{ N}}$$

$$D_{x,4} = \underline{-581,94 \text{ N}}$$

$$D_{y,4} = \underline{710,23 \text{ N}}$$

$$D_{z,4} = \underline{-1689,53 \text{ N}}$$

5.5 Berechnung der äquivalenten dynamischen Lagerbelastung

Die Formeln für die Berechnung stammen aus dem Skript KL III²¹ Seite 73 bis 74. Die Werte für die statische und dynamisch Tragzahl stammen aus dem Tabellenbuch Roloff/-Matek²² Seite 205.

5.5.1 Gang 1

Gang 1, Festlager:

Rillenkugellager , DIN 625-6206

- gegebene Werte:

$$n_{II,1} = 400 \frac{1}{\text{min}}$$

$$\text{statische Tragzahl } C_0 = 11200 \text{ N}$$

$$\text{dynamische Tragzahl } C = 19300 \text{ N}$$

$$\text{Lebensdauerexponent } p = 3 \text{ (für Wälzlager)}$$

$$F_{Dx} = 61,7 \text{ N}$$

$$F_{Dy} = -51,38 \text{ N}$$

$$F_{Dz} = -454 \text{ N}$$

²¹Vgl. [Pol17a]

²²Vgl. [Wit+17b]

- Berechnung der äquivalenten dynamischen Belastung

$$\text{dynamische radiale Lagerkraft } F_r = \sqrt{F_{Dy}^2 + F_{Dz}^2} = 456,9 \text{ N}$$

$$\text{dynamische axiale Lagerkraft } F_a = |F_{Dx}| = 61,7 \text{ N}$$

$$\text{Belastungsfaktor } e = 0,22 \text{ da } \frac{F_a}{C_0} < 0,025$$

$$\frac{F_a}{F_r} = 0,14 \implies \frac{F_a}{F_r} < e$$

Deshalb folgt aus Tabelle 2.9 im Skript KL III²³ : $X=1$, $Y=0$

Die äquivalente dynamische Belastung ergibt sich zu:

$$P = X \cdot F_r = 456,9 \text{ N}$$

Gang 1, Loslager:

Rillenkugellager, DIN 625-6206

- gegebene Werte:

$$n_{II,1} = 400 \frac{1}{\text{min}}$$

$$\text{statische Tragzahl } C_0 = 11200 \text{ N}$$

$$\text{dynamische Tragzahl } C = 19300 \text{ N}$$

$$\text{Lebensdauerexponent } p = 3 \text{ (für Wälzlager)}$$

$$F_{Cy} = -13,87 \text{ N}$$

$$F_{Cz} = -458,2 \text{ N}$$

- Berechnung der äquivalenten dynamischen Belastung

$$\text{dynamische radiale Lagerkraft } F_r = \sqrt{F_{Cy}^2 + F_{Cz}^2} = 458,4 \text{ N}$$

$$\text{dynamische axiale Lagerkraft } F_a = F_{Cx} = 0 \text{ N}$$

Da es sich um eine reine Radialbelastung handelt, ergeben sich der Radial- und Axialfaktor zu: $X=1$ und $Y=0$

Daraus ergibt sich die äquivalente dynamische Lagerbelastung zu:

$$P = X \cdot F_r = 458,4 \text{ N}$$

²³Vgl. [Pol17a]

5.5.2 Gang 2

Gang 2, Festlager:

Rillenkugellager , DIN 625-6206

- gegebene Werte:

$n_{II,2}$	$= 400 \frac{1}{\text{min}}$
statische Tragzahl C_0	$= 11200 \text{ N}$
dynamische Tragzahl C	$= 19300 \text{ N}$
Lebensdauerexponent p	$= 3 \text{ (für Wälzlager)}$
F_{Dx}	$= -234,55 \text{ N}$
F_{Dy}	$= -58,1 \text{ N}$
F_{Dz}	$= -377,1 \text{ N}$

- Berechnung der äquivalenten dynamischen Belastung

dynamische radiale Lagerkraft F_r	$= \sqrt{F_{Dy}^2 + F_{Dz}^2} = 381,5 \text{ N}$
dynamische axiale Lagerkraft F_a	$= F_{Dx} = 234,55 \text{ N}$
Belastungsfaktor e	$= 0,37 \text{ da } \frac{F_a}{C_0} = 0,02$

$$\frac{F_a}{F_r} = 0,6 \implies \frac{F_a}{F_r} > e$$

Deshalb folgt aus Tabelle 2.9 im Skript KL III²⁴ : $X = 0,56$, $Y = 1,2$

Die äquivalente dynamische Belastung ergibt sich zu:

$$P = X \cdot F_r + Y \cdot F_a = 495,1 \text{ N}$$

²⁴Vgl. [Pol17a]

Gang 2, Loslager:

Rillenkugellager, DIN 625-6206

- gegebene Werte:

$n_{II,2}$	$= 400 \frac{1}{\text{min}}$
statische Tragzahl C_0	$= 11200 \text{ N}$
dynamische Tragzahl C	$= 19300 \text{ N}$
Lebensdauerexponent p	$= 3 \text{ (für Wälzlager)}$
F_{Cy}	$= -191,6 \text{ N}$
F_{Cz}	$= -1169,2 \text{ N}$

- Berechnung der äquivalenten dynamischen Belastung

dynamische radiale Lagerkraft F_r	$= \sqrt{F_{Cy}^2 + F_{Cz}^2} = 1184,8 \text{ N}$
dynamische axiale Lagerkraft F_a	$= F_{Cx} = 0 \text{ N}$

Da es sich um eine reine Radialbelastung handelt, ergeben sich der Radial- und Axialfaktor zu: $X = 1$ und $Y = 0$

Daraus ergibt sich die äquivalente dynamische Lagerbelastung zu:

$$P = X \cdot F_r = 1184,8 \text{ N}$$

5.5.3 Gang 3

Gang 3, Festlager:

Rillenkugellager , DIN 625-6206

- gegebene Werte:

$n_{II,3}$	$= 1600 \frac{1}{\text{min}}$
statische Tragzahl C_0	$= 11200 \text{ N}$
dynamische Tragzahl C	$= 19300 \text{ N}$
Lebensdauerexponent p	$= 3 \text{ (für Wälzlager)}$
F_{Dx}	$= 0 \text{ N}$
F_{Dy}	$= 252,1 \text{ N}$
F_{Dz}	$= -1127 \text{ N}$

- Berechnung der äquivalenten dynamischen Belastung

$$\begin{aligned} \text{dynamische radiale Lagerkraft } F_r &= \sqrt{F_{Dy}^2 + F_{Dz}^2} = 1154,9 \text{ N} \\ \text{dynamische axiale Lagerkraft } F_a &= |F_{Dx}| = 0 \text{ N} \end{aligned}$$

Da es sich um eine reine Radialbelastung handelt, ergeben sich der Radial- und Axialfaktor zu: $X = 1$ und $Y = 0$

Daraus ergibt sich die äquivalente dynamische Lagerbelastung zu:

$$P = X \cdot F_r = 1154,9 \text{ N}$$

Gang 3, Loslager:

Rillenkugellager, DIN 625-6206

- gegebene Werte:

$n_{II,3}$	$= 1600 \frac{1}{\text{min}}$
statische Tragzahl C_0	$= 11200 \text{ N}$
dynamische Tragzahl C	$= 19300 \text{ N}$
Lebensdauerexponent p	$= 3$ (für Wälzlager)
F_{Cy}	$= 236,6 \text{ N}$
F_{Cz}	$= -1151,8 \text{ N}$

- Berechnung der äquivalenten dynamischen Belastung

dynamische radiale Lagerkraft F_r	$= \sqrt{F_{Cy}^2 + F_{Cz}^2} = 1175,8 \text{ N}$
dynamische axiale Lagerkraft F_a	$= F_{Cx} = 0 \text{ N}$

Da es sich um eine reine Radialbelastung handelt, ergeben sich der Radial- und Axialfaktor zu: $X = 1$ und $Y = 0$

Daraus ergibt sich die äquivalente dynamische Lagerbelastung zu:

$$P = X \cdot F_r = 1175,8 \text{ N}$$

5.5.4 Gang 4

Gang 4, Festlager:

Rillenkugellager , DIN 625-6206

- gegebene Werte:

$n_{II,4}$	$= 1600 \frac{1}{\text{min}}$
statische Tragzahl C_0	$= 11200 \text{ N}$
dynamische Tragzahl C	$= 19300 \text{ N}$
Lebensdauerexponent p	$= 3 \text{ (für Wälzlager)}$
F_{Dx}	$= -581,94 \text{ N}$
F_{Dy}	$= 710,23 \text{ N}$
F_{Dz}	$= -1689,53 \text{ N}$

- Berechnung der äquivalenten dynamischen Belastung

dynamische radiale Lagerkraft F_r	$= \sqrt{F_{Dy}^2 + F_{Dz}^2} = 1832,7 \text{ N}$
dynamische axiale Lagerkraft F_a	$= F_{Dx} = 581,94 \text{ N}$
Belastungsfaktor e	$= 0,24 \text{ da } \frac{F_a}{C_0} = 0,05$

$$\frac{F_a}{F_r} = 0,32 \implies \frac{F_a}{F_r} > e$$

Deshalb folgt aus Tabelle 2.9 im Skript KL III²⁵ : $X = 0,56$, $Y = 1,8$

Die äquivalente dynamische Belastung ergibt sich zu:

$$P = X \cdot F_r + Y \cdot F_a = 2073,8 \text{ N}$$

²⁵Vgl. [Pol17a]

Gang 4, Loslager:

Rillenkugellager, DIN 625-6206

- gegebene Werte:

$n_{II,2}$	$= 1600 \frac{1}{\text{min}}$
statische Tragzahl C_0	$= 11200 \text{ N}$
dynamische Tragzahl C	$= 19300 \text{ N}$
Lebensdauerexponent p	$= 3 \text{ (für Wälzlager)}$
F_{Cy}	$= 327,26 \text{ N}$
F_{Cz}	$= -2616,8 \text{ N}$

- Berechnung der äquivalenten dynamischen Belastung

dynamische radiale Lagerkraft F_r	$= \sqrt{F_{Cy}^2 + F_{Cz}^2} = 2637,2 \text{ N}$
dynamische axiale Lagerkraft F_a	$= F_{Cx} = 0 \text{ N}$

Da es sich um eine reine Radialbelastung handelt, ergeben sich der Radial- und Axialfaktor zu: $X = 1$ und $Y = 0$

Daraus ergibt sich die äquivalente dynamische Lagerbelastung zu:

$$P = X \cdot F_r = 2637,2 \text{ N}$$

5.6 Bestimmung der Lastkollektive und der Lebensdauer

Die Formeln für die Berechnung stammen aus dem Skript KL III²⁶ Seite 76

Lastkollektiv Festlager

$$\begin{aligned}
 n_m &= n_{II,1} \cdot \frac{40\%}{100\%} + n_{II,2} \cdot \frac{25\%}{100\%} + n_{II,3} \cdot \frac{20\%}{100\%} + n_{II,4} \cdot \frac{15\%}{100\%} \\
 n_m &= 400 \frac{1}{\text{min}} \cdot 0,4 + 400 \frac{1}{\text{min}} \cdot 0,25 + 1600 \frac{1}{\text{min}} \cdot 0,2 + 1600 \frac{1}{\text{min}} \cdot 0,15 = 820 \frac{1}{\text{min}} \\
 P_{\text{äq}} &= \sqrt[p]{P_1^p \cdot \frac{n_1}{n_m} \cdot \frac{q_1}{100\%} + P_2^p \cdot \frac{n_2}{n_m} \cdot \frac{q_2}{100\%} + P_3^p \cdot \frac{n_3}{n_m} \cdot \frac{q_3}{100\%} + P_4^p \cdot \frac{n_4}{n_m} \cdot \frac{q_4}{100\%}} \\
 &= \sqrt[3]{(456,9 \text{ N})^3 \cdot \frac{400}{820} \cdot \frac{40\%}{100\%} + (495,1 \text{ N})^3 \cdot \frac{400}{820} \cdot \frac{25\%}{100\%} + (1154,9 \text{ N})^3 \cdot \frac{1600}{820} \cdot \frac{20\%}{100\%} +} \\
 &\quad (2073,8 \text{ N})^3 \cdot \frac{1600}{820} \cdot \frac{15\%}{100\%}} \\
 &= 1480,47 \text{ N}
 \end{aligned}$$

Lastkollektiv Loslager

$$\begin{aligned}
 n_m &= n_{II,1} \cdot \frac{40\%}{100\%} + n_{II,2} \cdot \frac{25\%}{100\%} + n_{II,3} \cdot \frac{20\%}{100\%} + n_{II,4} \cdot \frac{15\%}{100\%} \\
 n_m &= 400 \frac{1}{\text{min}} \cdot 0,4 + 400 \frac{1}{\text{min}} \cdot 0,25 + 1600 \frac{1}{\text{min}} \cdot 0,2 + 1600 \frac{1}{\text{min}} \cdot 0,15 = 820 \frac{1}{\text{min}} \\
 P_{\text{äq}} &= \sqrt[p]{P_1^p \cdot \frac{n_1}{n_m} \cdot \frac{q_1}{100\%} + P_2^p \cdot \frac{n_2}{n_m} \cdot \frac{q_2}{100\%} + P_3^p \cdot \frac{n_3}{n_m} \cdot \frac{q_3}{100\%} + P_4^p \cdot \frac{n_4}{n_m} \cdot \frac{q_4}{100\%}} \\
 &= \sqrt[3]{(458,4 \text{ N})^3 \cdot \frac{400}{820} \cdot \frac{40\%}{100\%} + (1184,8 \text{ N})^3 \cdot \frac{400}{820} \cdot \frac{25\%}{100\%} + (1175,8 \text{ N})^3 \cdot \frac{1600}{820} \cdot \frac{20\%}{100\%} +} \\
 &\quad (2637,2 \text{ N})^3 \cdot \frac{1600}{820} \cdot \frac{15\%}{100\%}} \\
 &= 1839,47 \text{ N}
 \end{aligned}$$

²⁶Vgl. [Pol17a]

Lebensdauer Festlager

$$L_{10h} = \left(\frac{C}{P_{\text{äq}}} \right)^p \cdot \frac{10^6}{n_m \cdot 60} = \left(\frac{19300 \text{ N}}{1614,2 \text{ N}} \right)^3 \cdot \frac{10^6}{500 \frac{1}{\text{min}} \cdot 60} = 45030,6 \text{ h} = 5,1 \text{ a}$$

Lebensdauer Loslager

$$L_{10h} = \left(\frac{C}{P_{\text{äq}}} \right)^p \cdot \frac{10^6}{n_m \cdot 60} = \left(\frac{19300 \text{ N}}{2087,7 \text{ N}} \right)^3 \cdot \frac{10^6}{500 \frac{1}{\text{min}} \cdot 60} = 23476,2 \text{ h} = 2,7 \text{ a}$$

Somit erreichen sowohl das Festlager als auch das Loslager der Welle 2 die geforderte Wälzlagerlebensdauer von 10.000 Stunden.

6 Schwachstellenberechnung

6.1 Berechnung Welle-Nabe-Verbindungen

In diesem Kapitel wird die maximale Flächenpressung für jede Passfederverbindung berechnet. Diese wird anschließend mit der durch den Werkstoff vorgegebenen zulässigen Pressung verglichen. Als Sicherheitsfaktor wird $S=1,5$ gewählt.

- Zulässige Flächenpressung (Skript KL IV²⁷ S. 56)

$$\text{Werkstoff C45: } R_{e,min} = 430 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \text{ bei } d \leq 40 \text{ mm}$$

$$R_{e,min} = 370 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \text{ bei } d > 40 \text{ mm}$$

$$p_{zul} = 0,9 \cdot R_{e,min}$$

$$p_{zul} = 387 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \text{ für } d \leq 40 \text{ mm}$$

$$p_{zul} = 330 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \text{ für } d > 40 \text{ mm}$$

- maximale Flächenpressung (Skript KL IV²⁸ S. 55 - 56)

$$p_m = \frac{2 \cdot c_B \cdot T}{d \cdot h' \cdot l' \cdot n \cdot \phi}$$

$$\text{für alle Passfedern gilt: } n = 1$$

$$\phi = 1$$

$$c_B = 1 \text{ (leichte Stöße, Tabelle 3.2 aus Skript KL IV)}$$

$$l' = l - b \text{ wenn } l' \leq 1,2 \cdot d \quad \implies \text{sonst setze } l' = 1,2 \cdot d$$

$$h' = 0,45 \cdot h$$

²⁷Vgl. [Pol17b]

²⁸Vgl. [Pol17b]

Als Beispiel wird Passfeder 2 (Positionsnummer 39) auf Welle II berechnet:

$$M = 1,5 \cdot T_{II,4,S} = 1,5 \cdot 71,47 \text{ Nm} = 107,21 \text{ Nm}$$

$$d = 35 \text{ mm}$$

$$l = 22 \text{ mm}$$

$$h = 8 \text{ mm}$$

$$b = 10 \text{ mm}$$

$$l' = 12 \text{ mm}$$

$$h' = 3,6 \text{ mm}$$

$$\Rightarrow p_m = \frac{2 \cdot 1,1 \cdot 107210 \text{ Nmm}}{35 \text{ mm} \cdot 3,6 \text{ mm} \cdot 12 \text{ mm} \cdot 1 \cdot 1} = 155,99 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$p_m < p_{zul} = 387 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Als weiteres Beispiel wird die Passfeder 1 (Positionsnummer 15) auf Welle I berechnet, da hier je nachdem, welche Zahnräder im Eingriff sind, unterschiedliche Längen der Passfeder beansprucht werden:

$$d = 30 \text{ mm}$$

$$h = 7 \text{ mm}$$

$$b = 8 \text{ mm}$$

$$h' = 3,15 \text{ mm}$$

$$\text{Z1/Z2:} \quad l_1 = 40 \text{ mm}, l'_1 = 32 \text{ mm}$$

$$M_1 = 1,5 \cdot T_{I,2,S} = 1,5 \cdot 16,32 \text{ Nm} = 24,48 \text{ Nm}$$

$$\Rightarrow p_{m,1} = 17,8 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$\text{Z1/Z3:} \quad l_2 = 54 \text{ mm}, l'_2 = 46 \text{ mm}$$

$$M_2 = 1,5 \cdot T_{I,4,S} = 1,5 \cdot 95,29 \text{ Nm} = 142,94 \text{ Nm}$$

$$\Rightarrow p_{m,2} = 72,3 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Alle weiteren Werte der Passfederberechnung sind in der folgenden Tabelle dargestellt.
Alle Längen werden in der Einheit Millimeter angegeben.

Passfeder	Pos. Nr.	Welle	d	l	b	h	l'	h'	T(Nm)	$p_m(\frac{N}{mm^2})$
1, bei Z_1 (Eingriff Z2)	19	I	30	40	8	7	32	3,15	24,28	17,8
1, bei Z_1 (Eingriff Z2)	19	I	30	54	8	7	46	3,15	142,94	72,3
2, bei Z_4	39	II	35	22	10	8	12	3,6	107,21	155,99
3, bei Z_2	102	II	42	32	12	8	20	3,6	107,21	78
4, bei Z_8	39	II	35	22	10	8	12	3,6	107,21	155,99
5, bei Kupplung	127	IV	55	28	16	10	66	4,5	268,99	36,23
6, bei Kupplung	118	IV	85	20	12	8	8	3,6	268,99	241,74
7, bei Z_{11}	75	V	40	28	12	8	16	3,6	268,99	256,85
8, bei Z_{12}	94	VI	40	28	12	8	16	3,6	268,99	256,85

Da bei allen Passfedern $p_m < p_{zul}$ gilt, halten die Passfedern der Belastung stand.

6.2 Berechnung der Schraubenverbindungen

6.2.1 Verschraubung Lagerdeckel

Da an allen Festlagern dieselben Schrauben verwendet wurden, muss nur die Schraubenverbindung mit der höchsten Belastung berechnet werden. Diese ergibt sich durch die Axialkraft, die auf die jeweilige Welle wirkt. Aufgrund der Axialkraft der Kegelräder ist die Welle V am Höchsten belastet. Aus diesen Gründen wird im Folgenden die Schraubenverbindung des Lagerdeckels am Festlager der Welle V berechnet.

Kräfte

$$F_A = F_{a,11} = 1381,81 \text{ N}$$

Betriebskraft pro Schraube: $F_B = \frac{F_A}{Z} = \frac{1381,81 \text{ N}}{4} = 345,45 \text{ N}$

Vorspannungsverhältnis soll im Bereich $\frac{F_V}{F_B} = 2,5 \dots 3,5$ liegen (siehe Skript KL IV ²⁹ Seite 37).

Wähle Faktor 2,5 $\implies F_V = 2,5 \cdot F_B = 863,63 \text{ N}$

²⁹Vgl. [Pol17b]

Schraubendaten

Sechskantschraube M5x25 nach DIN EN ISO 4014, Festigkeitsklasse 8.8

$$R_m = 800 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$R_e = 8 \cdot 8 \cdot 10 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} = 640 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Nenndurchmesser: $d = 5 \text{ mm}$

$$\text{Nennquerschnitt: } A_N = \frac{\pi \cdot d^2}{4} = 19,63 \text{ mm}^2$$

Steigung: $P = 0,8 \text{ mm}$

Flankendurchmesser: $d_2 = 4,48 \text{ mm}$

Kerndurchmesser: $d_3 = 4,02 \text{ mm}$

Flankenwinkel: $\beta = 60^\circ$

$$\text{Kernquerschnitt: } A_3 = \frac{\pi \cdot d_3^2}{4} = 12,69 \text{ mm}^2$$

Spannungsquerschnitt: $A_S = 14,2 \text{ mm}^2$

Schlüsselweite: $S = 8 \text{ mm}$

Durchmesser Durchgangsbohrung: $D_B = 5,5 \text{ mm}$ (DIN EN 20273)

Vorspannen

Formeln und Anhang aus dem Skript KL IV ³⁰ (Seite 37 bis 39, Reibwerte aus A.1.5 und A.1.6)

Anzugsmoment

- Bestimmung Gewindereibmoment:

$$M_{RG} = F_U \cdot \frac{d_2}{2} = F_V \cdot \frac{d_2}{2} \cdot \tan(\phi + p')$$

$$\tan(\phi) = \frac{P}{d_2 \cdot \pi} \implies \phi = 3,25^\circ$$

$$\tan(p') = \frac{\mu_G}{\cos\left(\frac{\beta}{2}\right)} \text{ mit } \mu_G = 0,14 \implies p' = 9,18^\circ$$

$$\implies \text{einsetzen liefert: } M_{RG} = 0,4264 \text{ Nm} = 426,4 \text{ Nmm}$$

- Bestimmung Kopfreibmoment:

$$M_{RK} = F_V \cdot \mu_K \cdot \frac{d_R}{2} \text{ mit } \mu_K = 0,14$$

$$d_R = \frac{S + D_B}{2} = 6,75 \text{ mm}$$

$$\implies \text{einsetzen liefert: } M_{RK} = 0,4081 \text{ Nm} = 408,1 \text{ Nmm}$$

- Gesamtanzugsmoment: $M_A = M_{RG} + M_{RK} = 834,5 \text{ Nmm}$

³⁰Vgl. [Pol17b]

Spannungen beim Vorspannen

- maximale Schubspannung:

$$\tau_{t,V} = \frac{M_{RG}}{W_p}$$

$$W_p = \frac{\pi \cdot d_3^3}{16} = 12,76 \text{ mm}^3$$

$$\Rightarrow \tau_{t,V} = 33,42 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

- Bestimmung Zugspannung:

$$\sigma_{Z,V} = \frac{F_V}{A_S} = 60,82 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

- Berechnung der resultierenden Vergleichsspannung:

$$\sigma_{v,V} = \sqrt{\sigma_{Z,V}^2 + 3 \cdot \tau_{t,V}^2} = 83,96 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Die Sicherheit der Schraubenverbindung gegen plastische Verformung beträgt:

$$S_F = \frac{R_{p0,2}}{\sigma_{v,V}} = 7,6$$

unter Betriebslast

Formeln aus dem Skript KL IV ³¹ Seite 41 bis 43

Kräfte

- Nachgiebigkeit der Schraube:

$$\delta_S = \frac{1}{E} \cdot \left(\frac{1}{d} + \frac{l_1}{A_N} + \frac{l_2}{A_S} \right)$$

$$\text{mit } E = 2,1 \cdot 10^5 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}, l_1 = 9 \text{ mm}, l_2 = 16 \text{ mm}$$

$$\Rightarrow \delta_S = 8,5 \cdot 10^{-6} \frac{\text{mm}}{\text{N}}$$

- Bestimmung der Nachgiebigkeit der verspannten Elemente nach Fall b)

$$\alpha = 0,1 \text{ für Stahl, } D_A = 15 \text{ mm, } l_K = 25 \text{ mm, } d_K = 6,88 \text{ mm}$$

$$\delta_H = \frac{l_K}{E \cdot A_{ers}}$$

$$\text{mit } A_{ers} = \frac{\pi}{4} \cdot (d_K^2 - D_B^2) + \frac{\pi}{8} \cdot \left(\frac{D_A}{d_K} - 1 \right) \cdot \left(\frac{d_K \cdot l_K}{5} + \alpha^2 \cdot l_K^2 \right) = 32,26 \text{ mm}^2$$

$$\Rightarrow \delta_H = 3,69 \cdot 10^{-6} \frac{\text{mm}}{\text{N}}$$

Damit ergibt sich die Schraubenkraft unter Betriebslast zu:

$$F_S = F_V + \frac{F_B}{1 + \frac{\delta_S}{\delta_H}} = 968,2 \text{ N}$$

Die verbleibende Klemmkraft beträgt dann $F_{Kl} = F_S - F_B = 622,75 \text{ N}$

³¹Vgl. [Pol17b]

Spannungen

- Zugspannung:

$$\sigma_{Z,B} = \frac{F_S}{A_S} = 68,18 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

- Torsionsspannung:

Das Torsionsmoment im Betrieb hat die Größe des kleineren Wertes von M_{RK} und M_{RG} , also:

$$\tau_{t,B} = \frac{M_{RK}}{W_p} = 31,98 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

- resultierende Vergleichsspannung:

$$\sigma_{v,B} = \sqrt{\sigma_{Z,B}^2 + 3 \cdot \tau_{t,B}^2} = 87,8 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Daraus ergibt sich die Sicherheit der Verbindung gegen plastische Verformung zu:

$$S_F = \frac{R_{p0,2}}{\sigma_{v,B}} = 7,29$$

Die Schraubenverbindung hält der Belastung also stand.

6.3 Schweißnahtberechnung

Alle Schweißnähte wurden in der gleichen Größe ausgeführt. Deswegen wird im Folgenden nur die höchst belastete Naht berechnet. Die Berechnung erfolgt nach dem Skript KL IV ³² Seite 17-24.

Um diese zu identifizieren, werden die folgenden Belastungsarten gegeneinander abgewägt. Normal- und Querkräfte innerhalb der Wellen haben kaum Einfluss auf die Beanspruchung der Schweißnähte, weil dadurch keine Momente auf diese einwirken. Die kritische Scherbeanspruchung einer Schweißnaht wird durch die Kräfte, die an den Zahnradern eingeleitet werden, erzeugt. Diese wirken durch den jeweiligen Hebelarm ein Moment auf die Schweißnaht aus.

Als höchst belastete Schweißnaht habe ich die Naht am Gehäuse des Vertikalkopfes, bei Welle V, angenommen, da an den Kegelrädern mit Abstand die höchsten Kräfte wirken. Zunächst werden für diese Welle die Momente zu einem resultierenden Moment zusammengefasst.

Resultierendes Moment:

$$M_{1,Naht} = F_{r,11} \cdot l = 1381,81 \text{ N} \cdot 103 \text{ mm} = 142,3 \text{ Nm}$$

$$M_{2,Naht} = F_{tm,11} \cdot l = 5369,06 \text{ N} \cdot 103 \text{ mm} = 553 \text{ Nm}$$

$$M_{res,Naht} = \sqrt{(M_{1,Naht})^2 + (M_{2,Naht})^2} = 571 \text{ Nm}$$

³²Vgl. [Pol17a]

Auslegung der Schweißnaht:

$$\sigma_{bw} = 180 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \text{ (Biegewechselfestigkeit von S235JR)}$$

$$S = 1,7 \text{ (gewählt)}$$

$$\text{Schweißnahtdicke } a = 5 \text{ mm}$$

$$\text{Breite Schweißnaht } b = 5\sqrt{2} \text{ mm}$$

$$\text{Radius innen an Naht } r_i = 65 \text{ mm}$$

$$\text{Radius außen an Naht } r_a = r_i + b = 72,1 \text{ mm}$$

$$\Rightarrow \text{effektiver Radius } r = \frac{r_a + r_i}{2} = 68,55 \text{ mm}$$

- zulässige Schweißnahtspannung (1.9)

$$\sigma_{w,zul} = \nu_1 \cdot \nu_2 \cdot \frac{\sigma_{bw}}{S}$$

$$\nu_1 = 0,1 \text{ (Fall: einseitige Flachnaht, Biegebeanspruchung)}$$

$$\nu_2 = 0,8 \text{ (für Normalgüte)}$$

$$\Rightarrow \sigma_{w,zul} = 0,1 \cdot 0,8 \cdot \frac{180 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}}{1,7} = 8,5 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

- Erforderliches Widerstandsmoment

$$W_{b,erf} = \frac{M_b}{\sigma_{w,zul}} = \frac{571000 \text{ Nmm}}{8,5 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}} = 67176,5 \text{ mm}^3$$

- Tatsächliches Widerstandsmoment

$$W_b = \frac{I_b}{z_{max}} = \frac{\pi \cdot r^3 \cdot a}{r_a} = \frac{\pi \cdot (67,84 \text{ mm})^3 \cdot 5 \text{ mm}}{72,1 \text{ mm}} = 70178,96 \text{ mm}^3$$

$$W_b > W_{b,erf}$$

\Rightarrow Mit einer Nahtdicke von 5 mm ist das erforderliche Widerstandsmoment erfüllt.

Betriebsfestigkeit der Schweißnaht:

- Wirkende Kräfte

$$\text{Maximale Belastung im 4. Gang: } F_{max} = \sqrt{F_{r,11,4}^2 + F_{tm,11,4}^2} = 5544,02\text{N}$$

$$\text{Minimale Belastung im 1. Gang: } F_{min} = \sqrt{F_{r,11,1}^2 + F_{tm,11,1}^2} = 131\text{N}$$

- Grenzspannungsverhältnis χ (1.11)

$$\chi = \frac{F_{min}}{F_{max}} = 0,02$$

$$\implies \text{Schwellbereich}$$

- Zulässige Spannung $\sigma_{z,zul}$

$$\left. \begin{array}{l} \text{Spannungskollektiv S1} \\ \text{Spannungsspielbereich N3} \end{array} \right\} \text{ Beanspruchungsgruppe B4} \quad (\text{Tabelle 1.5})$$

$$\text{Kerbfall K4, da Kehlnaht in Normalgüte} \quad (\text{Tabelle 1.5.4})$$

$$\implies \sigma_{D(-1)} = 54 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \quad (\text{Tabelle 1.6})$$

$$\sigma_{z(0)} = \frac{5}{3 - 2 \cdot \chi} \cdot \text{zul } \sigma_{D(-1)} = \frac{5}{3} \cdot 54 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} = 90 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \quad (\text{Tabelle 1.7})$$

$$\sigma_{z,zul(\chi)} = \frac{\text{zul } \sigma_{z(0)}}{1 - \left(1 - \frac{\text{zul } \sigma_{z(0)}}{0,75 \cdot \sigma_B}\right) \cdot \chi}$$

$$\sigma_{z,zul(\chi=0,02)} = \frac{90 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}}{1 - \left(1 - \frac{90 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}}{0,75 \cdot 360 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}}\right) \cdot 0,02} = 91,2 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

- Vergleichsspannung

Normalspannung:

$$\sigma_x = \frac{M_b}{W_b} = \frac{571000 \text{ Nmm}}{70178,96 \text{ mm}^3} = 8,1 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Vergleichsspannung nach DIN 15018:

$$\sigma_{w,v} = \sqrt{\bar{\sigma}_x + \bar{\sigma}_y - \bar{\sigma}_x \cdot \bar{\sigma}_y + 2 \cdot \tau^2} \quad (1.4)$$

$$\text{mit } \bar{\sigma}_x = \frac{\sigma_{z,zul}}{\sigma_{w,z,zul}} \cdot \sigma_x = \frac{160 \text{ N/mm}^2}{140 \text{ N/mm}^2} \cdot 8,1 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} = 9,3 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \quad (1.5)$$

$$\text{und } \bar{\sigma}_y = \frac{\sigma_{z,zul}}{\sigma_{w,z,zul}} \cdot \sigma_y = 0 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \text{ da } \sigma_y = 0 \quad (1.6)$$

(Die zulässigen Spannungen sind den Tabellen 1.2 und 1.3 zu entnehmen)

$$\begin{aligned} \tau = \frac{F}{A} &= \frac{5544,02 \text{ N}}{\pi \cdot r^2 \cdot a} = 0,075 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \\ \Rightarrow \sigma_{w,v} &= \sqrt{\left(9,3 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}\right)^2 + 2 \cdot \left(0,075 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}\right)^2} = 9,3 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \end{aligned}$$

\Rightarrow Da $\sigma_{w,v} < \sigma_{z,zul} = 91,2 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$ hält die Schweißnaht der Belastung stand.

7 Passungsberechnung

In diesem Kapitel werden 5 verschiedene Passungen ausgewählt und berechnet. Bei den Toleranzen der Wälzlager wird die Genauigkeitsklasse P0 aus dem LFD Produktkatalog³³ Seite 27 berücksichtigt.

N : Nennmaß

T : Grundtoleranz

A_U : unteres Abmaß

A_O : oberes Abmaß

G_U : Mindestmaß

G_O : Höchstmaß

P_U : Mindestpassung

P_O : Höchstpassung

Die verwendeten Formeln stammen aus dem Skript KL I³⁴ S. 39

$$A_U + T = A_O$$

$$G_O = N + A_O$$

$$G_U = N - A_U$$

$$P_O = G_{oB} - G_{uW}$$

$$P_U = G_{uB} - G_{oW}$$

Die jeweiligen Werte von T , A_O und A_U stammen aus dem Tabellenbuch Metall³⁵ Seite 103 bis 105.

³³Vgl. [Wäl]

³⁴Vgl. [Lac16]

³⁵Vgl. [Fis14]

Passung 1: Lageraußenring Rillenkugellager (Festlager, Welle I) und Lagertopf

Bei dieser Passung wird eine Spielpassung gewählt. Es handelt sich zwar um ein Festlager, der Außenring wird allerdings nur auf Punktlast beansprucht, weshalb keine feste Passung notwendig ist. Außerdem darf nur ein Ring des Lagers fest angepasst werden (das wäre in diesem Fall der Innenring), da das Lager ansonsten nicht mehr zu montieren wäre.

Passung: J6 (Empfehlung Produktkatalog³⁶ Seite 21)

- Toleranz Außenring ("Welle"): 47 P0

$$\text{oberes Abmaß } A_o = 0\mu\text{m}$$

$$\text{unteres Abmaß } A_u = -11\mu\text{m}$$

$$G_o = 47 \text{ mm}$$

$$G_u = 46,989 \text{ mm}$$

- Toleranz Lagertopf ("Bohrung"): 47 J6

$$\text{Toleranzgrad 6} \implies \text{Grundtoleranz } T = 16\mu\text{m}$$

$$\text{oberes Abmaß } A_o = +24\mu\text{m}$$

$$A_o = +0,024 \text{ mm}$$

$$A_u = +0,008 \text{ mm}$$

$$G_o = 47,024 \text{ mm}$$

$$G_u = 47,008 \text{ mm}$$

- Passungsart

$$P_o = 47,024 \text{ mm} - 46,989 \text{ mm} = +0,035 \text{ mm}$$

$$P_u = 47,008 \text{ mm} - 47 \text{ mm} = +0,008 \text{ mm}$$

\implies Es liegt in jedem Fall Spiel vor.

³⁶Vgl. [Wäl]

Passung 2: Lagerinnenring Rillenkugellager (Festlager) und Welle I

Bei dieser Passung wird eine Übermaßpassung gewählt. Es handelt sich um ein Festlager, bei dem der Innenring auf Umfangslast beansprucht wird. Deshalb ist eine feste Passung notwendig.

Passung: k6 (Empfehlung Produktkatalog³⁷ Seite 21)

- Toleranz Welle: 25 k6

Toleranzgrad 6 \Rightarrow Grundtoleranz $T = 13\mu\text{m}$

unteres Abmaß $A_u = +2\mu\text{m}$

$A_u = +0,002 \text{ mm}$

$A_o = +0,015 \text{ mm}$

$G_u = 25,002 \text{ mm}$

$G_o = 25,015 \text{ mm}$

- Toleranz Bohrung: 25 P0

oberes Abmaß $A_o = 0\mu\text{m}$

unteres Abmaß $A_u = -10\mu\text{m}$

$G_o = 25 \text{ mm}$

$G_u = 24,990 \text{ mm}$

- Passungsart

$P_o = 25 \text{ mm} - 25,002 \text{ mm} = -0,002 \text{ mm}$

$P_u = 24,990 \text{ mm} - 25,015 \text{ mm} = -0,025 \text{ mm}$

\Rightarrow es liegt in jedem Fall ein Übermaß vor

³⁷Vgl. [Wäl]

Passung 3: Lageraußenring Rillenkugellager (Loslager, Welle I) und Lagertopf

Für die Passung des Loslagers wird eine Spielpassung gewählt. Bei eventueller thermischer Ausdehnung der Welle muss sich der Außenring des Lagers verschieben können, weshalb in jedem Fall Spiel vorliegen muss.

Passung: G7 (Empfehlung Produktkatalog³⁸ Seite 21)

- Toleranz Außenring ("Welle"): 62 P0

$$\text{oberes Abmaß } A_o = 0\mu\text{m}$$

$$\text{unteres Abmaß } A_u = -13\mu\text{m}$$

$$G_o = 62 \text{ mm}$$

$$G_u = 61,987 \text{ mm}$$

- Toleranz Lagertop ("Bohrung"): 62 G7

$$\text{Toleranzgrad 7} \implies \text{Grundtoleranz } T = 30\mu\text{m}$$

$$\text{unteres Abmaß } A_u = +10\mu\text{m}$$

$$A_o = +0,040 \text{ mm}$$

$$A_u = +0,010 \text{ mm}$$

$$G_o = 62,040 \text{ mm}$$

$$G_u = 62,010 \text{ mm}$$

- Passungsart

$$P_o = 62,040 \text{ mm} - 61,987 \text{ mm} = +0,053 \text{ mm}$$

$$P_u = 62,010 \text{ mm} - 62 \text{ mm} = +0,010 \text{ mm}$$

\implies Es liegt in jedem Fall Spiel vor.

³⁸Vgl. [Wäl]

Passung 4: Gleitlagerbuchse (Festlager, Schaltwelle 1) und Lagertopf

An dem Außenring der Gleitlagerbuchse ist eine feste Passung notwendig, das das Lager über eine Presspassung im Gehäuse montiert wird.

Passung: H7/s6

- Toleranz Welle: 21 s6

Toleranzgrad 6 \implies Grundtoleranz $T = 13\mu\text{m}$

unteres Abmaß $A_u = +43\mu\text{m}$

$A_u = +0,043 \text{ mm}$

$A_o = +0,056 \text{ mm}$

$G_u = 21,043 \text{ mm}$

$G_o = 21,056 \text{ mm}$

- Toleranz Bohrung: 21 H7

Toleranzgrad 7 \implies Grundtoleranz $T = 21\mu\text{m}$

unteres Abmaß $A_u = 0\mu\text{m} \implies G_u = N$

$A_u = 0 \text{ mm}$

$A_o = 0,021 \text{ mm}$

$G_u = 21 \text{ mm}$

$G_o = 21,021 \text{ mm}$

- Passungsart

$P_o = 21,021 \text{ mm} - 21,043 \text{ mm} = -0,022 \text{ mm}$

$P_u = 21 \text{ mm} - 21,056 \text{ mm} = -0,056 \text{ mm}$

\implies es liegt in jedem Fall ein Übermaß vor

Passung 5: Zahnrad 4 und Welle II

Da das Zahnrad per Hand auf die Welle aufgeschoben wird, wird für diese Passung ein geringes Passungsspiel gewählt.

Passung: H7/h6

- Toleranz Welle: 35 h6

$$\text{Toleranzgrad 6} \implies \text{Grundtoleranz } T = 16 \mu\text{m}$$

$$\text{oberes Abmaß } A_o = 0 \mu\text{m} \implies G_o = N$$

$$A_o = 0 \text{ mm}$$

$$A_u = -0,016 \text{ mm}$$

$$G_o = 35 \text{ mm}$$

$$G_u = 34,984 \text{ mm}$$

- Toleranz Bohrung: 35 H7

$$\text{Toleranzgrad 7} \implies \text{Grundtoleranz } T = 25 \mu\text{m}$$

$$\text{unteres Abmaß } A_u = 0 \mu\text{m} \implies G_u = N$$

$$A_u = 0 \text{ mm}$$

$$A_o = 0,025 \text{ mm}$$

$$G_u = 35 \text{ mm}$$

$$G_o = 35,025 \text{ mm}$$

- Passungsart

$$P_o = 35,025 \text{ mm} - 34,984 \text{ mm} = 0,041 \text{ mm}$$

$$P_u = 35 \text{ mm} - 35 \text{ mm} = 0 \text{ mm}$$

\implies ein Verschieben des Zahnrades per Hand ist gerade noch möglich

8 Quellen

8.1 Literatur

- [Den17] Prof. Dr. Berend Denkena. *Konstruktion, Gestaltung und Herstellung von Produkten II*. Script. Institut für Fertigungstechnik und Werkzeugmaschinen, 2017.
- [Fis14] Ulrich Fischer. *Tabellenbuch Metall*. Europa Lehrmittel, 2014. ISBN: 978-3-8085-1676-8.
- [Lac16] Prof. Dr. Roland Lachmayer. *Konstruktion, Gestaltung und Herstellung von Produkten I*. Script. Institut für Produktentwicklung und Gerätebau, 2016.
- [Pol17a] Prof. Dr.-Ing Gerhard Poll. *Konstruktionslehre III*. Script. Institut für Maschinenkonstruktion und Tribologie, 2017.
- [Pol17b] Prof. Dr.-Ing Gerhard Poll. *Konstruktionslehre IV*. Script. Institut für Maschinenkonstruktion und Tribologie, 2017.
- [Wit+17a] Herbert Wittel u. a. *Roloff/Matek Maschinenelemente. Normung Berechnung Gestaltung, 23. Auflage*. Springer Vieweg, 2017. ISBN: 978-3-658-17895-6.
- [Wit+17b] Herbert Wittel u. a. *Roloff/Matek Maschinenelemente. Tabellenbuch, 23. Auflage*. Springer Vieweg, 2017. ISBN: 978-3-658-17895-6.

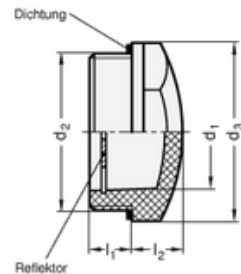
8.2 Internet

- [Gmb] Leicht GmbH. *Reibbelag Technische Daten — Reibwerkstoff: Bremsbelag - Kupplungsbelag*. URL: <https://www.leicht-gmbh.de/cms/Werkstoffe/LR353/index1-a-45.html> (besucht am 05.06.2018).
- [Gria] Ganter Griff. *GN541 Ölschaugläser*. URL: <https://www.ganter-griff.de/de/produkte/3.5-Kontrollieren-Entlueften-Verschliessen-von-Fluessigkeiten-und-Gasen/GN-541-lschauglaeser-Kunststoff> (besucht am 10.06.2018).
- [Grib] Ganter Griff. *GN817.4 Edelstahl-Rastbolzen*. URL: <https://www.ganter-griff.de/de/produkte/3.1-Rasten-Arretieren-Sperren-mit-Bolzen-und-Kugeln/GN-817.4-Edelstahl-Rastbolzen-mit-T-Griff> (besucht am 10.06.2018).
- [Wäl] LFD Wälzlager. *Produktkatalog Rillenkugellager*. URL: http://www.lfd.eu/media/files/kataloge/LFD_Rillenkugellager-Katalog_2015_D.pdf (besucht am 04.06.2018).

A Anhang

GN 541 Ölschaugläser

glasklarer Kunststoff



ELSA Original design
code: HPTX



Artikelvarianten / Tabelle

Normblatt GN 541 (137 KB)

Diese Seite drucken

Elastomer-Eigenschaften (120 KB)

Kunststoff-Eigenschaften (120 KB)

Produktbeschreibung

Information

Ölschaugläser GN 541 aus Polyamid haben eine hohe mechanische Festigkeit. Deswegen sind sie verhältnismäßig dünnwandig ausgeführt und mit großer Schauöffnung.

Diese Ölschaugläser können auch bei Behältern eingesetzt werden, die unter Druck stehen. Versuchsreihen über die Druckbelastbarkeit liegen vor.

Montagehinweis:

Bei Wandstärken unter 4 mm, Befestigungsmutter GN 543.1 verwenden.

Specification

Kunststoff
glasklares Polyamid (PA-T)

- alterungsbeständig
- hohe mechanische Festigkeit, jedoch nicht alkoholbeständig
- temperaturbeständig bis 100 °C
- Lösungsmittelbeständig, jedoch nicht alkoholbeständig

Dichtung Gummi NBR (Perbunan)

Form

A mit Reflektor

B ohne Reflektor

☐ Filter anzeigen

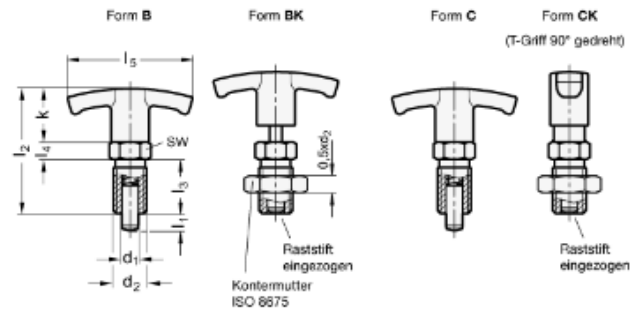
d ₁ Schauböffnung	d ₂	d ₃	d ₄	l ₁	l ₂	s	empfohlenes Anzugmoment in Nm
11	M 16 x 1,5	-	22	8	7	19	2 ... 3
14	M 20 x 1,5	-	26	9,5	8	22	8 ... 10
18	M 25 x 1,5	-	31,5	8	9	27	8 ... 10
18	M 26 x 1,5	-	31,5	13	9	27	8 ... 10
20	M 27 x 1,5	-	31,5	9	9	27	8 ... 10
22	M 30 x 1,5	-	35	9	10	30	8 ... 10
25	M 35 x 1,5	-	40	11	10	34	8 ... 10
30	M 40 x 1,5	-	47,5	11,5	13	40,5	8 ... 10
-	-	-	-	-	-	-	-
9	-	G 1/4	18	10	6	15	2 ... 3
11	-	G 3/8	22	7,5	7	19	3 ... 5
14	-	G 1/2	26	10,5	8	22	4 ... 6
20	-	G 3/4	31,5	10,5	9	27	6 ... 8
25	-	G 1	40	11	10	34	8 ... 10
30	-	G 1 1/4	47,5	11,5	13	40,5	810

Abbildung A.1: Datenblatt Ölschauglas ³⁹

³⁹Vgl. [Gria]

GN 817.4 Edelstahl-Rastbolzen

mit T-Griff, mit und ohne Rastsperre



Werkstoff: Ni - Edelstahl
Form: B - ohne Rastsperre, ohne Kontermutter



Normblatt GN 817.4 (547 KB)

Diese Seite drucken

Zusammenstellung der Rastbolzen-Bauarten (1 MB)

Edelstahl-Eigenschaften (92 KB)

Produktbeschreibung

Information

Edelstahl-Rastbolzen GN 817.4 entsprechen GN 817, jedoch sind sie anstelle des runden Knochens mit einem T-Griff versehen.

Diese Form bietet eine optische Orientierung hinsichtlich der Raststellung bei Form C und ist von Vorteil, wenn größere Entriegelungskräfte auftreten.

Die Form C wird eingesetzt, wenn der Raststift zeitweise nicht vorstehen soll. Hierzu wird der Knopf nach dem Einziehen des Stiftes um 90° gedreht. Durch eine Rastkerbe wird der Knopf in dieser Position gehalten.

Artikelvarianten / Tabelle

Form

B	ohne Rastsperre, ohne Kontermutter
BK	ohne Rastsperre, mit Kontermutter
C	mit Rastsperre, ohne Kontermutter
CK	mit Rastsperre, mit Kontermutter

☐ Filter anzeigen

d ₁	l ₁	d ₂	k	l ₂	l ₃	l ₄	l ₅	SW	Druckdruck im N+ Anschlag	Ende
6	6	M 12 x 1,5	20	48	22	6	54	14	6,5	19
6	9	M 12 x 1,5	20	48	22	6	54	14	6	25
8	8	M 16 x 1,5	25	59	26	8	59	17	8,5	26
8	12	M 16 x 1,5	25	59	26	8	59	17	8,5	28
10	12	M 16 x 1,5	25	59	26	8	59	17	9,5	38
12	15	M 20 x 1,5	25	68	33	10	59	22	11,5	40

Artikelauswahl und -konfiguration

Ausführungen

- ☐ GN 817.4 Rastbolzen mit T-Griff
☒ GN 817.4 Edelstahl-Rastbolzen mit T-Griff

Abbildung A.2: Datenblatt Arretierung Schaltung 1 ⁴⁰

⁴⁰Vgl. [Grib]

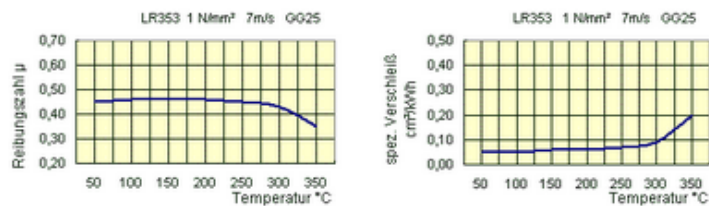
Reibbelag LR353 - Technische Daten | Reibwerkstoff: Bremsbelag - Kupplungsbelag

Asbestfreier, massegepresster, homogener Reibbelag, zähhart, metallhaltig, Farbe dunkelgrau.
Basisstoffe: Kurzgeschn. Fasern, Synthetikgummi, Kunstharz, eingestreute Cu/Ms-Späne, Graphit.
Hohes Reibwertniveau, stabiles und weiches Reibverhalten, sehr gutes Verschleißverhalten.
Trockenschmierend, geringe Arbeitsgeräusche.
Allgemeiner Bremsenbau, Drehmomentbegrenzer, Rutsch-, Sicherheits- und Überlastkupplungen.
Sehr gutes Klebeverhalten. Bei Ölfluss (nicht erprobt) reduzierte Reibung beachten.

Plattenware, beidseitig geschliffen.
Dicke mm: 1,6 - 2 - 2,5 - 3 - 4 - 5 - 6 - 8 - 10 - 12 > auf Anfrage
Br x L mm: bei Dicke ≤ 2,5 500 x 500, ≤ 12 650 x 650, ≤ 25 500 x 500, > 25 400 x 400
Platten, Zuschnitte, Ringe, Ringsegmente, Rohlinge, einbaufertige Teile nach Kundenzeichnung.
Mit Belagträger verklebte Reibbeläge als einbaufertige Maschinenelemente.

Zugfestigkeit	12 N/mm ²	Dichte	1,87 g/cm ³
Druckfestigkeit	105 N/mm ²	Härte Shore (D)	79
Scherfestigkeit	9 N/mm ²		

Reibungszahl	0,43	Temperatur dauer	260 °C
Flächenpressung	2 N/mm ²	Temperatur kurz	360 °C
Gleitgeschwindigkeit	25 m/s	Spez. Verschleiß	0,06 cm ³ /kWh



Als Gegenmaterial sollte GG25, bzw. Stahl HB30 > 180 oder hochwertiger eingesetzt werden.

* Die Daten verstehen sich als Orientierungshilfe und ersetzen nicht die anwendungsspezifische Erprobung.
Eine Gewähr können wir bei den vielfältigen Einsatzmöglichkeiten daher nicht übernehmen.
Die Betriebswerte sind maximale Werte und dürfen nicht gleichzeitig auftreten. Sicherheiten beachten!
Die kurzfristig zulässige Temperatur - gemessen an der Trommel - darf nur einige Sekunden auftreten.
Bei besonderen Einsatzfällen empfehlen wir eine Rücksprache mit unseren Anwendungstechnikern.

Abbildung A.3: Datenblatt Reibbelag ⁴¹

⁴¹Vgl. [Gmb]