

KA Konstruktion II

Auslegung eines Häcksler-Getriebes

1 Geforderter Entwurf und Auslegung eines Häcksler-Getriebes

Die Firma Holzmann & Söhne möchte ihr Sortiment um einen weiteren Holz-Häcksler (Abb. 1) erweitern. Da die Ingenieure der Firma zzt. ausgelastet sind, hat sich der Geschäftsführer dazu entschieden die Konstruktion des benötigten Getriebes extern durchführen zu lassen. Verwendbare Antriebswellen (Abb. 3) sind noch aus Altbeständen vorhanden. Die Losgröße soll hierbei 3000 Stück betragen, daher ist auf eine möglichst wirtschaftliche Konstruktion zu achten. Die Konstruktion ist anhand der gegebenen Prinzipskizze (Abb. 2) auszuführen. Nun liegt es an Ihnen einen geeigneten Konstruktionsentwurf zu erstellen.



Abbildung 1: Funktion eines Häckslers (Quelle: <http://bit.ly/1gq72dq>)

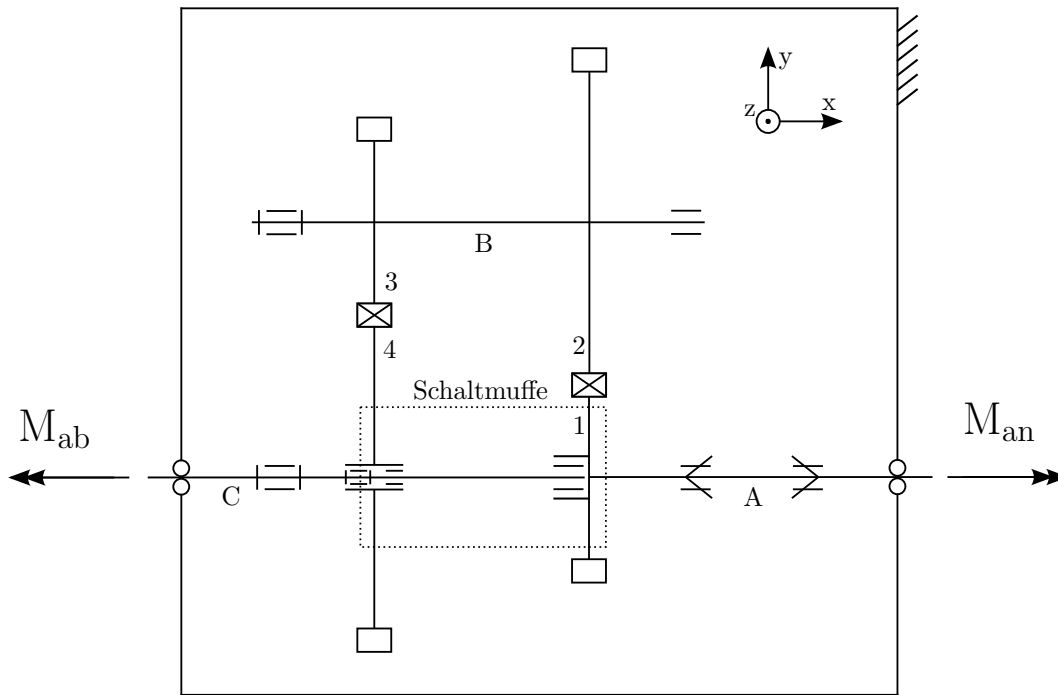


Abbildung 2: Prinzipskizze des Häcksler-Getriebes

1.1 Anforderungen an das Getriebe

Neben den bisher verarbeiteten kleinen Ästen sollen durch die neue Konstruktion auch solche mit größerem Umfang verarbeitet werden können. Dafür wird ein zweistufiges, schaltbares Stirnradgetriebe mit Schrägverzahnung benötigt, damit die Schneiddrehzahl und das -moment angepasst werden können.

Die Lagerung der Antriebswelle (A) ist als angestellte Lagerung in O-Anordnung auszuführen, die Zwischenwelle (B) und die Abtriebswelle (C) sollen nach dem Fest-Los-Lagerungsprinzip gelagert werden. Dabei ist das Loslager der Abtriebswelle in der Antriebswelle (Welle-in-Welle) zu positionieren. Die in Abbildung 3 dargestellte Antriebswelle muss dafür im rot markierten Bereich entsprechend angepasst werden.

Um die Funktion beider Gänge zu ermöglichen, ist eine Schaltung mittels einer Schaltmuffe (kein Schieberadgetriebe) zu realisieren (ISIS - Nützliche Videos). Dabei ist zu beachten, dass das Getriebe nur im Stillstand geschaltet werden soll und somit auf eine Synchronisation verzichtet werden kann. Es soll eine Leerlaufposition vorhanden sein, damit eine Verkeilung der Äste gelöst werden kann. Das Zahnrad 4 ist nach dem Fest-Los-Lagerungsprinzip zu lagern, wobei eine Berechnung der Lagerlebensdauer dieser Lager nicht erforderlich ist.

Die Schaltmuffe muss in den jeweiligen Positionen einrasten, um ein Verschieben dieses Bauteils während des Betriebs zu verhindern. Um einen Schalthebel in den Arbeitsraum der Maschine zu integrieren, muss ein Anschluss für ein Gestänge vorgesehen werden.

Das Getriebegehäuse ist als Gusskonstruktion zu gestalten. Die Befestigung des Getriebes erfolgt wahlweise hängend oder angeflanscht an der Abtriebsseite.

Die Schmierung der Zahnräder und Lager muss ausgewählt und konstruktiv umgesetzt werden.

Die Verzahnung der Schaltmuffe ist als Passverzahnung mit Evolventenflanken nach DIN 5480 zu gestalten. Dabei ist zu beachten, dass die Verzahnung gestoßen wird.

2 Gegebene Daten - Allgemein

minimales Abtriebsmoment	Gang 1	$M_{ab,1} = 140 \text{ Nm}$
	Gang 2	$M_{ab,2} = 28 \text{ Nm}$
zul. Abweichung der Abtriebsmomente		+9,5 %, -0 %
Zeitanteile der Übersetzungen	Gang 1	70 %
	Gang 2	30 %
max. Abtriebsdrehzahl		$n_{\max} = 3000 \text{ min}^{-1}$
Wellenwerkstoff		C22E
		ohne harte Randschicht
Werkstoffwechselfestigkeit der Welle		$\sigma_W = 250 \text{ N/mm}^2$ (DIN 743-3)
Grundwert Welle-Nabe-Verbindungen		$p_0 = 200 \text{ N/mm}^2$
Lebensdauerbeiwert Lager		$a_{ISO} = 1$
Erlebenswahrscheinlichkeit Lager		90 %
gemittelte Rauheit		$R_z = 20 \mu\text{m}$
Faktor der Oberflächenverfestigung		$K_V = 1$

3 Gegebene Daten - Getriebe

Normalmodul	5 mm
Zähnezahlen	$z_1 = z_3 = 17$
	$z_2 = z_4$
Mindestzahnradbreite	$b = 30 \text{ mm}$
Steigungswinkel der Zahnräder	$\beta = \pm 15^\circ$
Steigungswinkel Zahnrad 1	$\beta_1 = +15^\circ$
Normaleingriffswinkel	$\alpha_n = 20^\circ$
Wirkungsgrad Getriebe	$\eta = 100 \%$

Es gilt bei den Zahnrädern zu beachten, dass lediglich die Steigung des ersten Zahnrades vorgegeben ist. Der Steigungswinkel der übrigen Zahnräder ist sinnvoll mit einem positiven oder negativen Vorzeichen zu versehen. Eine minimale axiale Belastung der Lager ist das Ziel.

4 Auflistung der Aufgaben

Die Abgaben der unten genannten Aufgaben erfolgt sowohl in digitaler (ISIS-Portal), als auch in Papierform. Bitte beachten Sie, dass für beide Abgabeformen die unten genannten Termine verbindlich sind. Fehlt eine der beiden Leistungen, wird die Aufgabe nicht gewertet.

Testat 1, Zweiergruppe, Abgabe am 19.11.2015, 11-12 Uhr, H2002: 10 Punkte

Konstruieren Sie das Getriebe entsprechend der geforderten Randbedingungen auf Seite 1, 2 und 3:

- Motorauswahl:
 - Auswahl eines geeigneten Motors anhand der gegebenen Daten
 - Berechnung der Abweichungen (in %) der geforderten minimalen Momente
- Zahnräder:
 - Berechnung aller für die Konstruktion relevanten Zahnradgeometrien
 - Berechnung aller Zahnkräfte
- Wellenauslegung:
 - überschlägige Durchmesser der Wellen B und C nach Niemann/Winter (reine Torsion)
 - Lagerreaktionen für alle Wellen
 - Schnittlasten (Momente und Normalkräfte) und resultierendes Biegemoment (rechnerisch und grafisch) für Welle A
 - Nutzen Sie das vorgegebene Koordinatensystem aus der Prinzipskizze in Abbildung 2
 - Der Druckwinkel bei der angestellten Lagerung ist für die Berechnung der Lagerreaktionen nicht zu berücksichtigen. Folglich kann vereinfacht angenommen werden, dass der Kraftangriffspunkt in der Mitte des Lagers sitzt.
- Lagerung:
 - Welle A
 - * Auswahl der Lager sowie Berechnung der Lagerlebensdauer mit stufenweiser Veränderung nach FAG
 - * Begründung der Lagerlebensdauer
 - Welle B
 - * geometrische Auswahl der Lager nach FAG
 - Welle C
 - * Auswahl der Lager sowie Berechnung der Lagerlebensdauer mit stufenweiser Veränderung nach FAG
 - * Lebensdauerbereich zwischen 10.000-120.000 Stunden
- Welle-Nabe-Verbindungen:
 - rechnerischer Nachweis aller Welle-Nabe-Verbindungen (auch der Schalmuffe)
 - Beachten Sie, dass auch auf der Antriebswelle in Abbildung 3 eine Wellen-Nabe-Verbindung vorgesehen werden muss
- Handskizze (keine Prinzipskizze):
 - Anfertigung einer sauberen Handskizze des Hauptschnitts (nicht maßstäblich)
 - Das Konzept der Konstruktion soll aus der Skizze hervorgehen, d. h. die Funktionen der einzelnen Komponenten müssen klar erkennbar sein
 - Bleistift und Lineal sind zu verwenden
 - Das Schaltgestänge des Schaltmechanismus soll nicht dargestellt werden
 - Das Gehäuse ist nur an funktionsrelevanten Stellen darzustellen (Sicherungsfunktion, Dichtelemente, Lagersitze)
- Rückgabe ist am 26.11.2015, 15-16 Uhr im H2002

Optional, Zweiergruppe, Abgabe am 10.12.2015, 11-12 Uhr, H2002: 2 Zusatzpunkte möglich

- Erstellung einer Zusammenbauzeichnung des Getriebes, respektive finale Zusammenbauzeichnung
- Stückliste, Passungstabelle, Montageanleitung sowie Positionsnummern sind nicht notwendig
- Die Zusatzzeichnung wird nur auf schwerwiegende Fehler kontrolliert
- Rückgabe ist am 17.12.2015, 15-16 Uhr im H2002

Endabgabe, Zweiergruppe, Abgabe am 12.02.2016, 11-12 Uhr, H2002: 20 Punkte

- Sinnvolle Auswahl der kritischen Stelle (A oder B) für einen Tragfähigkeitsnachweis nach DIN 743:2012 für Welle A
- Tragfähigkeitsnachweis an der gewählten Stelle (A oder B) nach DIN 743:2012
- Tragfähigkeitsnachweis an Stelle C (Welle A) nach DIN 743:2012
- Zeichnung:
 - Zusammenbauzeichnen (alle erforderlichen Ansichten)
 - sinnvoller Maßstab
 - Passungstabelle, Stückliste und bebilderte Montageanleitung
 - Das Gehäuse ist als Gussgehäuse zu gestalten
 - Freistriche müssen nach der entsprechenden Norm dargestellt werden (keine vereinfachte Darstellung)
- Das korrigierte erste Testat (vom Tutor mit Rotstift korrigierte Version) ist der Endabgabe beizufügen

5 Motorauswahl Drehstrom-Asynchronmotor

Drehstrommotoren mit Käfigläufer
ausgelegt für Bemessungsspannungsbereich
380-420 V ± 5% - 50 Hz



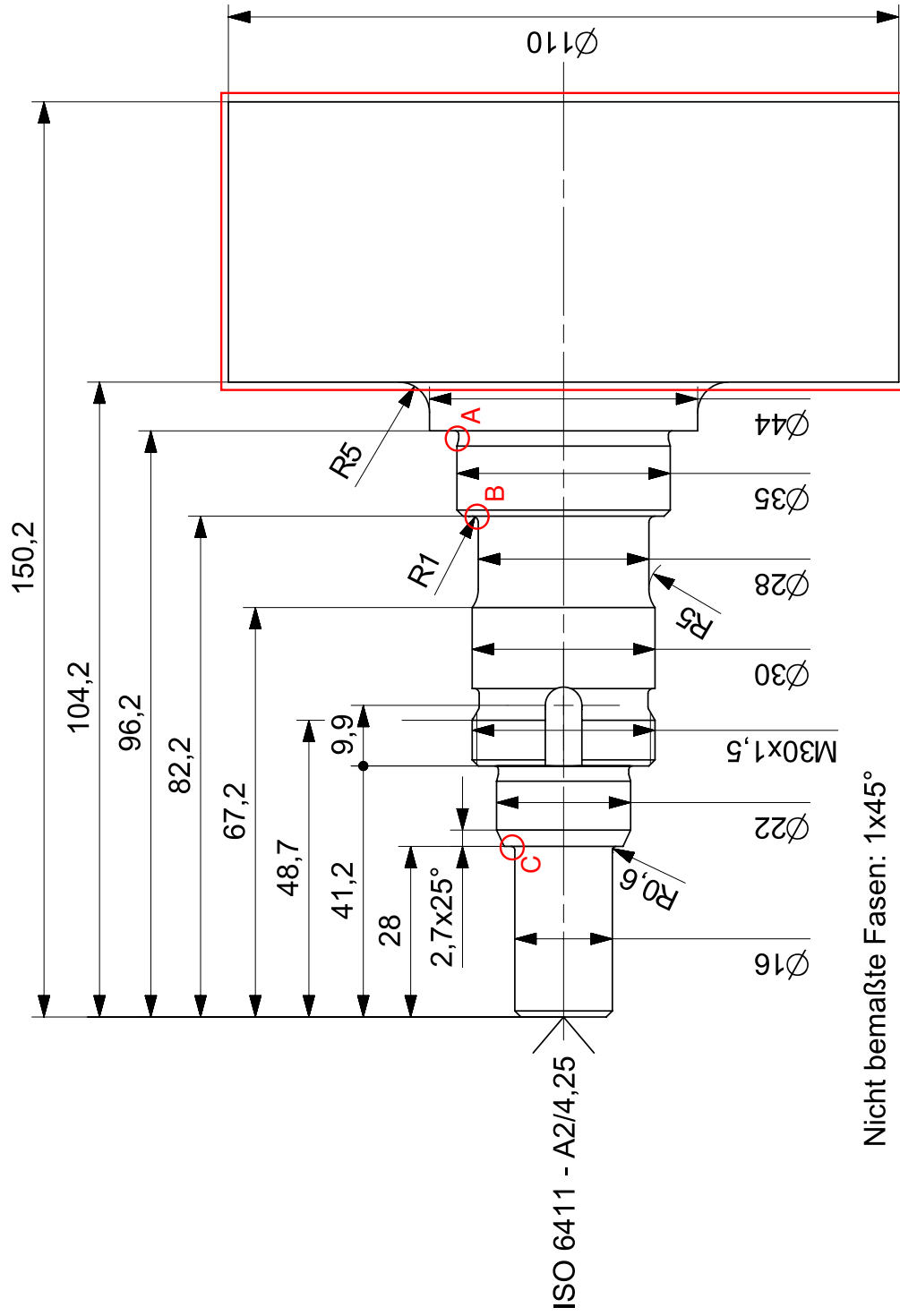
Für Netzspannung
nach IEC 60038
400 V ± 10% - 50 Hz

Erwärmung nach Klasse B

Typ	Bemessungsleistung		Bemessungsdrehzahl min ⁻¹	Wirkungsgrad			Leistungsfaktor cos φ	Bemessungsstrom bei		Bei direkter Einschaltung			Kippmoment M _K /M _N	Trägheitsmoment J 10 ⁻³ kgm ²	Gewicht kg	
	kW	HP		50%	75%	100%		400V	380-420V	Anzugsstrom I _a /I _N	Anzugsmoment M _a /M _N	Sattelmoment M _s /M _N				
3000 min⁻¹ (2 polig)																
Aluminiumgehäuse																
AM 56Z AA	2	0.09	0.12	2810	49	53	58.3	0.62	0.38	0.4	3.9	3.8	3.8	3.9	0.09	3.4
AM 56Z BA	2	0.12	0.16	2800	51	56	61.6	0.70	0.4	0.42	3.9	3.8	3.8	3.9	0.1	3.5
AM 63Z AA	2	0.18	0.25	2790	54	58	63	0.77	0.6	0.66	4.2	3	3.1	3.2	0.13	4.1
AM 63Z BA	2	0.25	0.33	2790	56.4	61.2	65.3	0.77	0.71	0.75	4.5	3.2	3.2	3.3	0.19	4.6
AM 63Z CA	2*	0.37 ¹⁾	0.50 ¹⁾	2800	54	58	63	0.75	1.13	1.25	4.6	3.4	3.3	3.4	0.20	4.7
AM 71Z AA	2	0.37	0.50	2820	54	60.5	65.3	0.70	1.1	1.2	4.7	3.6	3.4	3.6	0.36	5.7
AM 71Z BA	2	0.55	0.75	2830	57	64	70.8	0.70	1.6	1.7	4.8	3.2	3.1	3.3	0.46	6.3
AM 71Z CA	2*	0.75 ¹⁾	1.0 ¹⁾	2800	58	64.3	71	0.75	1.9	2.0	5.2	3.1	3.2	3.1	0.58	6.9
AM 80Z AA	2	0.75		2840	67.7	73.0	74.5	0.78	1.9	2.0	5.0	2.8	2.8	2.9	0.75	8.4
AM 80Z BA	2	1.1	1.5	2810	74.3	77.3	77.6	0.82	2.5	2.6	4.6	2.4	2.8	2.9	0.89	9.5
AM 80Z CA	2*	1.5 ¹⁾	2.0 ¹⁾	2825	76.5	79.4	79.1	0.83	3.3	3.4	5.0	2.9	3.0	3.3	1.05	11.1
AM 90S AA	2	1.5	2.0	2830	75.4	78.4	78.6	0.82	3.4	3.5	5.0	3.1	2.9	3.0	1.37	12.7
AM 90S BA	2*	1.8	2.5	2805	75.18	78.3	78.5	0.80	4.2	4.3	4.5	2.6	2.4	2.5	1.37	12.7
AM 90L CA	2	2.2	3.0	2860	78.6	81.4	81.8	0.81	4.9	4.9	7.1	4.1	3.6	4.0	1.8	16.0
AM 90L DA	2*	3 ¹⁾	4.0 ¹⁾	2860	78.8	81.9	82.3	0.80	6.5	6.8	7.2	3.9	3.4	3.8	2.09	18.7
AM 100L AA	2	3	4.0	2860	81.7	82.2	82.6	0.85	6.4	6.7	6.0	3.1	3.1	3.3	2.80	19.3
AM 100L BA	2*	4 ¹⁾	5.5 ¹⁾	2835	82.4	83.8	83.0	0.88	8.0	8.1	6.2	2.9	2.5	2.9	3.35	19.7
AM 100L CA	2*	5.5 ¹⁾	7.5 ¹⁾	2865	83.5	85.3	85.0	0.85	10.8	11.0	7.2	3.5	3.4	4.1	4.5	25.9
AM 112M AA	2	4	5.5	2900	80.9	84.2	85.0	0.84	8.5	8.7	8.1	3.8	3.6	4.0	6.48	27.4
AM 112M BA	2*	5.5 ¹⁾	7.5 ¹⁾	2930	81.0	84.7	86.2	0.81	11.5	12.3	9.0	4.2	2.6	3.6	8.58	33.6
AM 132S YA	2	5.5	7.5	2885	84.7	86.2	85.7	0.86	10.8	11.0	6.6	2.5	2.1	2.9	10.0	40
AM 132S ZA	2	7.5	10.0	2890	86.5	87.6	87.0	0.89	14.1	14.5	7.2	2.6	2.2	3.0	14.0	45
AM 132M ZA	2*	9.2 ¹⁾	12.5 ¹⁾	2870	84.5	86.6	86.7	0.83	18.7	19.8	7.0	2.8	2.4	3.2	14.0	48
AM 132M RA	2*	11	15.0	2900	88.2	89.2	88.7	0.87	20.6	21	7.8	2.9	2.5	3.3	20.5	53
AM 132M TA	2*	15 ¹⁾	20.0 ¹⁾	2890	88.0	89.0	88.5	0.88	28.0	28.5	7.8	3.1	2.6	3.4	25.0	59
AM 160M VA	2	11	15	2925	86.6	88.5	88.7	0.84	21.5	22	6.7	2.3	2.2	3.0	28	81
AM 160M XA	2	15	20	2920	88.0	89.6	89.7	0.85	28.5	29.5	7.2	2.4	2.2	3.1	36	93
AM 160L XA	2	18.5	25	2925	88.8	90.3	90.4	0.86	34.5	35	7.6	2.7	2.5	3.3	42	101
AM 160L RA	2*	22 ¹⁾	30 ¹⁾	2920	89.0	90.8	90.8	0.87	41	42	7.9	2.7	2.5	3.3	52	114
AM 180M XA	2	22	30	2925	89.1	90.7	90.8	0.86	41	42	7.4	2.5	2.3	3.2	65	130
AM 180M RA	2*	30 ¹⁾	40 ¹⁾	2925	89.3	91.4	91.5	0.86	56	57.5	7.9	2.7	2.5	3.4	88	150

1) Erwärmung nach Wärmeklasse F

* Höhere Leistung (progressiver Motor)



Nicht bemaßte Fasen: 1x45°
 Nicht bemaßter Gewindefreistich: DIN 76 - A
 Nicht bemaßte Freistriche: DIN 509 - E 0,6 x 0,3
 Nut für Sicherungsblech: DIN 5406

Abbildung 3: Welle A/Antriebswelle

Eidesstattliche Erklärung

Die selbständige und eigenhändige Anfertigung der vorliegenden Abgabe (Auslegung eines Häcksler-Getriebes, WiSe 2015/16) versichere ich an Eides statt.

Name, Vorname (Druckschrift)

Berlin, den _____
Datum/Unterschrift

Die selbständige und eigenhändige Anfertigung der vorliegenden Abgabe (Auslegung eines Häcksler-Getriebes, WiSe 2015/16) versichere ich an Eides statt.

Name, Vorname (Druckschrift)

Berlin, den _____
Datum/Unterschrift

Einverständniserklärung

Hiermit erteile ich dem Fachgebiet KuP die Erlaubnis, meine Arbeit im Rahmen dieser Hausaufgabe ausschließlich für die Verwendung in der Lehre zu benutzen, wobei die Daten anonymisiert werden.

Name, Vorname (Druckschrift)

Berlin, den _____
Datum/Unterschrift

Hiermit erteile ich dem Fachgebiet KuP die Erlaubnis, meine Arbeit im Rahmen dieser Hausaufgabe ausschließlich für die Verwendung in der Lehre zu benutzen, wobei die Daten anonymisiert werden.

Name, Vorname (Druckschrift)

Berlin, den _____
Datum/Unterschrift



KA Konstruktion II

Auslegung eines Häcksler-Getriebes

Lfd-Nr.	Vor- und Zuname	Matrikelnummer	Assistent/ Tutor:
1			Tutorium:
2			Woche (A o. B):

erreichte Punkte

1. Testat

... / 9 Berechnung

... / 1 Handskizze

optionale Zeichnung

... / (2) Zeichnung

Endabgabe

... / 6,5 Berechnung

... / 13,5 Zeichnung

Gesamt

... / 30

Konstruktion II
Semesteraufgabe
1. Testat

eingereicht von



eingereicht am 19.11.2015

Tutor:





KA Konstruktion II

Auslegung eines Häcksler-Getriebes

Lfd-Nr.	Vor- und Zuname	Matrikelnummer	Assistent/ Tutor:
1			Tutorium:
2			Woche (A o. B):

erreichte Punkte

1. Testat

5,5 / 9

Berechnung

0,5 / 1

Handskizze

optionale Zeichnung

... / (2)

Zeichnung

Endabgabe

... / 6,5

Berechnung

... / 13,5

Zeichnung

Gesamt

... / 30

Inhaltsverzeichnis

Abbildungsverzeichnis	ii
Tabellenverzeichnis	iii
1 Motorauswahl	1
1.1 Auswahl des Motors	1
1.2 Berechnung der Abweichung der geforderten minimalen Momente	1
2 Zahnräder	3
2.1 Zahnradgeometrien	3
2.2 Zahnkräfte	4
2.3 Zahnradgrößen	5
3 Wellenauslegung	6
3.1 überschlägige Wellendurchmesser	6
3.2 Lagerreaktionen	7
3.2.1 Welle C (Gang 1)	8
3.2.2 Welle A (Gang 1)	10
3.2.3 Welle B	12
3.2.4 Welle C und Welle A im Eingriff (Gang 2)	14
3.3 Schnittlasten	16
3.3.1 Welle A Gang 1	16
3.3.2 Schnitt I	16
3.3.3 Schnitt II	17
3.3.4 Schnitt III	18
3.3.5 Schnitt IV	19
3.3.6 Verläufe	20
3.3.7 Welle A Gang 2	22
3.3.8 Schnitt I	22
3.3.9 Schnitt II	22
3.3.10 Schnitt III	22
3.3.11 Verläufe	22
4 Lagerauswahl	23
4.1 Welle A	23
4.1.1 Lager A	24
4.1.2 Lager B	25
4.2 Welle B	26
4.2.1 Geometrische Auswahl der Lager	26
4.3 Welle C	26
4.3.1 geometrische Vorüberlegungen	26
4.3.2 Rechnerische Vorüberlegungen zur Lebensdauerberechnung	27
4.3.3 Lager C	28
4.3.4 Lager D	29
5 Rechnerischer Nachweis der Passfederverbindungen nach DIN 6892 Methode C	30
5.1 Passfederverbindung der Zahnräder Nr. 2 und Nr. 3	30
5.2 Passfederverbindung des Abtriebs	31
5.3 Passfederverbindung unter der Schaltmuffe	32
6 Rechnerischer Nachweis der Schaltmuffe	32

Abbildungsverzeichnis

1	Freischnitt Welle C (Gang 1)	8
2	Freischnitt Welle A ohne Eingriff in Welle C	10
3	Freischnitt Welle B	12
4	Freischnitt Welle A und C (Gang 2)	14
5	Schnitt 1 Welle A ohne Eingriff in Welle C	16
6	Schnitt 2 Welle A ohne Eingriff in Welle C	17
7	Schnitt 3 Welle A ohne Eingriff in Welle C	18
8	Schnitt 4 Welle A ohne Eingriff in Welle C	19
9	Schnitt 1 Welle A mit Eingriff in Welle C	22
10	Schnitt 2 Welle A mit Eingriff in Welle C	22
11	Schnitt 3 Welle A mit Eingriff in Welle C	22

Tabellenverzeichnis

1	gegebene Werte für Motorauswahl	1
2	Verwendete Formeln für Antriebsmomente	1
3	gegebene Werte für AM 132M ZA 2 aus AEG Electric Motors - 2.1 d/2005 - S. 36	1
4	Verwendete Formeln und Bezeichnungen bei Zahnradgeometrien	3
5	gegebene Werte für die Zahnradgeometrie	3
6	Verwendete Formeln bei Zahnkraftberechnung	4
7	gegebene Werte für die Zahnkraftberechnung	4
8	zusammengefasste Zahnradgrößen	5
9	Verwendete Formeln für Wellendurchmesser	6
10	gegebene Werte für die Wellendurchmesser	6
11	Verwendete Formeln für Lagerreaktionen	7
12	gegebene Werte für die Lagerkräfte der Welle C (Gang 1)	8
13	gegebene Werte für die Lagerkräfte der Welle A	10
14	gegebene Werte für die Lagerkräfte der Welle B	12
15	gegebene Werte für die Lagerkräfte der Welle A und C (Gang 2)	14
16	gegebene Werte Schnittlasten der Welle A	16
17	gegebene Werte für Lagerlebensdauer Welle A	23
18	Verwendete Formeln für Lagerlebensdauer für Schrägkugellager[FAGGL]	23
19	Schrägkugellager 71806-B-TVH [FAGL71806]	24
20	Schrägkugellager 7306-B-TVP [FAGL7306]	24
21	Schrägkugellager 71807-B-TVH [FAGL71807]	25
22	Schrägkugellager 7007-B-TVP [FAGL7007]	25
23	gegebene Werte für Lagerauswahl Welle B	26
24	Rillenkugellager 61804 [FAGL61804]	26
25	gegebene Werte für Lagerauswahl Welle C	26
26	Verwendete Formeln für Lagerlebensdauer[FAGGL]	27
27	gegebene Werte für Lagerlebensdauer Welle C	27
28	Rillenkugellager 61805 [FAGL61805]	28
29	Rillenkugellager S6005 [FAGLS6005]	28
30	Rillenkugellager 6010 [FAG6010]	29
31	Werte für die Passfederverbindung der Zahnräder Nr. 2 und Nr. 3	30
32	Werte für die Passfederverbindung des Abtriebs	31
33	Werte für die Passfederverbindung unter der Schalmuffe	32
34	Werte für die Schalmuffe	33
35	Verwendete Formeln für den Festigkeitsnachweiß der Schalmuffe [NIEWI, S. 819f]	33

1 Motorauswahl

1.1 Auswahl des Motors

Tabelle 1: gegebene Werte für Motorauswahl

Bezeichnung	Formelzeichen	Wert
Abtriebsmoment 1	$M_{ab,1}$	140 Nm
Abtriebsmoment 2	$M_{ab,2}$	28 Nm
maximale Drehzahl	n_{max}	$3000 \frac{1}{min} = 50 \frac{1}{s}$

Da die Übersetzung des Getriebes von einem kleinen Moment zu einem großen übergehen soll und $M_{ab,1} > M_{ab,2}$, ist das Antriebsmoment M_{an} , welches direkt von der Antriebs- zur Abtriebswelle übergeben wird, gleich $M_{ab,2}$.

$$\text{Leistung } P = 2 \cdot \pi \cdot n \cdot M \quad [\text{TABMET, S. 36}] \quad (1)$$

$$P_{\text{Motor}} = 2 \cdot \pi \cdot n_{\text{max}} \cdot M_{an} = 2 \cdot \pi \cdot 50 \frac{1}{s} \cdot 28 \text{ Nm} = \underline{\underline{8796,459 \text{ kW}}}$$

Aus AEG Electric Motors - 2.1 d/2005 - S. 36 wird der errechneten Leistung entsprechend der kleinst mögliche Motor ausgewählt um Kosten zu sparen; und zwar der AM 132M ZA 2 mit 9,2 kW. ✓

1.2 Berechnung der Abweichung der geforderten minimalen Momente

Tabelle 2: Verwendete Formeln für Antriebsmomente

Bezeichnung	Formel	Quelle
Übersetzung	$i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{d_2}{d_1} = \frac{z_2}{z_1} \quad (2)$	[ROLMF, S. 258]
	$i = \frac{M_2}{M_1} \quad (3)$	[TABMET, S. 34]

Tabelle 3: gegebene Werte für AM 132M ZA 2 aus AEG Electric Motors - 2.1 d/2005 - S. 36

Bezeichnung	Formelzeichen	Wert
Leistung des Motors	P_{AM}	9,2 kW
Drehzahl	n_{AM}	$2870 \frac{1}{min} \approx 47,833 \frac{1}{s}$

$$\text{aus (1)} \Leftrightarrow M = \frac{P}{2 \cdot \pi \cdot n} \quad (4)$$

$$M_{AM} = \frac{P_{AM}}{2 \cdot \pi \cdot n_{AM}} = \frac{9,2 \text{ kW}}{2 \cdot \pi \cdot 47,833 \frac{1}{s}} \approx 30,611 \text{ Nm} \quad \checkmark$$

Da die Zähnezahzahl der Zahnräder 1 und 3 gleich ist, nicht von einer Profilverschiebung ausgegangen wird und Welle A und C auf einer Achse liegen, kann gefolgert werden, dass die Achsabstände a_{12} und a_{34} gleich sind. ✓
wie auch mit Profilverschiebung

Da Zähnezahl 1 und 3 ebenfalls gleich sein sollen, ist nicht nur die Übersetzungen i_{12} und i_{34} , sondern auch Zähnezahl 2 und 4 gleich. Aus (2) und (3) folgt somit:

$$i_{12} = \sqrt{\frac{|M_{ab,1}|}{|M_{an}|}} \rightarrow i_{12,34} \approx 2,2361 \quad f \quad (-0,5)$$

$$i_{12} = \frac{z_2}{z_1} \rightarrow z_2 \approx 38,01 \Rightarrow 38$$

$$\frac{38}{17} \approx 2,235 \notin \mathbb{N} \text{ also teilerfremd.}$$

$$\rightarrow z_{2,4} = \underline{\underline{38}}$$

Durch das neue Antriebsmoment M_{AM} ergibt sich mit der Übersetzung $i_{12,34}$:

$$M_{ab,1 \text{ neu}} = i_{12}^2 \cdot M_{AM} = 153,059 \text{ Nm}$$

Antriebswelle A und Abtriebswelle C sind in Gang 2 direkt mit einer Schaltmuffe verbunden. Somit gilt $M_{ab,2} = M_{an}$. Die Differenz zu den geforderten Momenten ist:

$$\left. \begin{array}{l} \frac{M_{AM}}{M_{ab,2}} \cdot 100 - 100 = \frac{30,611 \text{ Nm}}{28 \text{ Nm}} \cdot 100 = \underline{\underline{9,325 \%}} \\ \frac{M_{ab,1 \text{ neu}}}{M_{ab,1}} \cdot 100 - 100 = \underline{\underline{9,328 \%}} \end{array} \right\} \begin{array}{l} = 10,9,32 \% \\ \in [0 \%, 9,5 \%) \\ = 10,9,32 \% \end{array} \quad \text{noch ok.}$$

hier schließt sich schon Abweichung in $\sqrt{(\)^2}$

Die Abweichungen der geforderten Momente liegen beide im Bereich von $[0 \%, 9,5 \%)$. Die neuen Antriebsmomente sind somit zulässig und werden für weitere Berechnungen verwendet.

Die Drehzahlen n_1 berechnet sich wie mit (1)

$$n_1 = \frac{P_{\text{Motor}}}{2 \cdot \pi \cdot M_{ab,1}} \approx \underline{\underline{574,0 \frac{1}{\text{min}}}}$$

habt ihr doch aus Drehblech und iges

zusätzlich gilt:

$$n_2 = \underline{\underline{2870 \frac{1}{\text{min}}}}$$

2 Zahnräder

2.1 Zahnradgeometrien

Tabelle 4: Verwendete Formeln und Bezeichnungen bei Zahnradgeometrien

Bezeichnung	Formel	Quelle
Übersetzung	$i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{d_2}{d_1} = \frac{z_2}{z_1}$ (5)	[ROLMF, S. 258]
	$i = \frac{M_2}{M_1}$ (6)	[TABMET, S. 34]
Gesamtübersetzung	$i_{\text{ges}} = i_{12} \cdot i_{34}$ (7)	[ROLMF, S. 258]
Tangentialwinkel	$\alpha_t = \arctan\left(\frac{\tan(\alpha_n)}{\cos(\beta)}\right)$ (8)	[ROLMF, S. 262]
Teilkreisdurchmesser	$d = z \cdot m_t = z \cdot \frac{m_n}{\cos(\beta)}$ (9)	[ROLMF, S. 263]
Kopfkreisdurchmesser	$d_a = d + 2 \cdot h_a$ (10)	[DECKER, S. 577]
Fußkreisdurchmesser	$d_f = d - 2 \cdot h_f$ (11)	[DECKER, S. 577]
Zahnkopfhöhe	h_a	
Zahnfußhöhe	$h_f = h_a + c^{[1]}$ (12)	[DECKER, S. 577]
Zähnezahl	z	

Wenn die Muffe so geschaltet ist, dass die Zahnräder beansprucht werden, gilt $M_{\text{an}} = -M_{\text{ab},2}$.

Tabelle 5: gegebene Werte für die Zahnradgeometrie

Bezeichnung	Formelzeichen	Wert
Zähnezahl Zahnrad 1	z_1	17
Zähnezahl Zahnrad 3	z_3	17
Antriebsmoment	M_{an}	-30,611 Nm
Abtriebsmoment	$M_{\text{ab},1}$	153,059 Nm
Normalmodul	m_n	5 mm
Steigungswinkel der Zahnräder	β	15°
Normaleingriffswinkel	α_n	20°

Nach [DECKER, S. 577] kann für Zahnkopfhöhe im Normalfall

$$h_a = m_n = \underline{5 \text{ mm}}$$

angenommen werden. Außerdem gilt im Normalfall $h_f = h_a + c$ mit $c = 0,25 \cdot m_n$ [DECKER, S. 577], [ROLMA, S. 762].

$$h_f = \underline{6,25 \text{ mm}}$$

^[1]nach [DECKER, S. 577] gilt im Normalfall $c = 0,25 \cdot m$

↳ Warum ist diese Anwendung der Normalfall?

Die Zahnraddurchmesser berechnen sich mit (9):

$$d_1 = z_1 \cdot \frac{m_n}{\cos(\beta)} \rightarrow d_1 \approx \underline{\underline{88,0 \text{ mm}}} \quad \checkmark$$

$$\text{Da } d_1 = d_3 \rightarrow d_3 \approx \underline{\underline{88,0 \text{ mm}}}$$

$$d_2 = z_2 \cdot \frac{m_n}{\cos(\beta)} \rightarrow d_2 \approx \underline{\underline{196,7 \text{ mm}}} \quad \checkmark$$

$$\text{Da } d_2 = d_4 \rightarrow d_4 \approx \underline{\underline{196,7 \text{ mm}}}$$

Um den Tangentialwinkel α_t zu berechnen bedarf es Gleichung (8).

$$\alpha_t = \underline{\underline{20,65^\circ}}$$

Kopfkreisdurchmesser nach Gleichung (10): Zahnrad 1 und 3:

$$d_{k1,3} = \underline{\underline{98,0 \text{ mm}}} \quad \checkmark$$

Zahnrad 2 und 4:

$$d_{k2,4} = \underline{\underline{206,7 \text{ mm}}} \quad \checkmark$$

weils Nachkommastellen!

Fußkreisdurchmesser nach Gleichung (11): Zahnrad 1 und 3:

$$d_{f1,3} = \underline{\underline{75,5 \text{ mm}}} \quad \checkmark$$

Zahnrad 2 und 4:

$$d_{f2,4} = \underline{\underline{184,2 \text{ mm}}} \quad \checkmark$$

2.2 Zahnkräfte

Tabelle 6: Verwendete Formeln bei Zahnkraftberechnung

Bezeichnung	Formel	Quelle
Tangentialkraft	$F_t = \frac{2 \cdot T}{d}$ [2] (13)	[HABER, S. 491] [ROLMF, S. 268]
Radialkraft	$F_r = \frac{F_t \cdot \tan(\alpha_n)}{\cos(\beta)}$ (14)	[ROLMF, S. 268]
Axialkraft	$F_a = F_t \cdot \tan(\beta)$ (15)	[ROLMF, S. 268]

Tabelle 7: gegebene Werte für die Zahnkraftberechnung

Bezeichnung	Formelzeichen	Wert
Antriebsmoment	$M_{an}(= M_{ab,2})$	-30,611 Nm
Steigungswinkel der Zahnräder	β	15°
Normaleingriffswinkel	α_n	20°

Das Moment des Zahnrades 1 M_1 ist gleich das Antriebsmoment M_{an} und das Moment des Zahnrads 4 ist gleich dem Abtriebsmoment M_{ab} . Die tangentialen Kräfte sind an beiden eingreifendne Zahnrädern gleich.

$$F_{1t} = F_{2t} \quad F_{3t} = F_{4t}$$

^[2]Die Bezeichnung für das Antriebsmoment T entspricht im Übrigen M

So ergibt sich aus Gleichung (13):

$$F_{1t} \approx \underline{\underline{-695,705 \text{ N}}} \quad \checkmark \quad \rightarrow \quad F_{2t} \approx \underline{\underline{-695,705 \text{ N}}}$$

$$F_{3t} \approx \underline{\underline{1556,268 \text{ N}}} \quad \checkmark \quad \rightarrow \quad F_{4t} \approx \underline{\underline{1556,268 \text{ N}}}$$

*Kräfte werden mit
1/2l gerechnet
und als positive Werte.*

Aus Gleichung (14) folgt

$$F_{1r} \approx \underline{\underline{-262,148 \text{ N}}} \quad \rightarrow \quad F_{2r} \approx \underline{\underline{-262,148 \text{ N}}}$$

$$F_{3r} \approx \underline{\underline{586,417 \text{ N}}} \quad \rightarrow \quad F_{4r} \approx \underline{\underline{586,417 \text{ N}}}$$

und mit (15) errechnet sich:

$$F_{1a} \approx \underline{\underline{-186,414 \text{ N}}} \quad \rightarrow \quad F_{2a} \approx \underline{\underline{-186,414 \text{ N}}}$$

$$F_{3a} \approx \underline{\underline{417,001 \text{ N}}} \quad \rightarrow \quad F_{4a} \approx \underline{\underline{417,001 \text{ N}}}$$

2.3 Zahnradgrößen

Tabelle 8: zusammengefasste Zahnradgrößen

Bezeichnung		Zahnrad 1	Zahnrad 2	Zahnrad 3	Zahnrad 4
Teilkreisdurchmesser	d	88,0 mm	196,7 mm	88,0 mm	196,7 mm
Zähnezahl	z	17 mm	38 mm	17 mm	38 mm
Kopfkreisdurchmesser	d_k	98,0 mm	206,7 mm	98,0 mm	206,7 mm
Fußkreisdurchmesser	d_f	75,5 mm	184,2 mm	75,5 mm	184,2 mm
Zahnfußhöhe	h_f	6,25 mm	6,25 mm	6,25 mm	6,25 mm
Zahnkopfhöhe	h_a	5 mm	5 mm	5 mm	5 mm
Tangentialkraft	F_t	-695,705 mm	-695,705 mm	1556,268 mm	1556,268 mm
Radialkraft	F_r	-262,148 mm	-262,148 mm	586,417 mm	586,417 mm
Axialkraft	F_a	-186,414 mm	-186,414 mm	417,001 mm	417,001 mm

3 Wellenauslegung

3.1 überschlägige Wellendurchmesser

Tabelle 9: Verwendete Formeln für Wellendurchmesser

Bezeichnung	Formel	Quelle
Wellendurchmesser	$d = 1,72 \sqrt[3]{\frac{T}{\tau_{\text{zul}}}}$ (16)	[NIEWI, S. 742]
Torsionsfestigkeit	$\tau_{\text{zul}} = \frac{\sigma_w}{6 \dots 3}$ (17)	[NIEWI, S. 742]
Moment	$T = M = \frac{d}{2} \cdot F_t$ (18)	

$T = 0,7 \cdot M$ ←

aha.

Lehre sollen sie genäher Quellen nicht gemischt werden, aber ist nach Aufgabe ok.

Tabelle 10: gegebene Werte für die Wellendurchmesser

Bezeichnung	Formelzeichen	Wert
Schubfestigkeit	σ_w	$250 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$ [DIN743]
größtes Torsionsmoment Welle C	$T_C (= M_{ab,7})$	153,059 Nm
Tangentialkraft Zahnrad 2	$ F_{2t} $	695,705 N
Durchmesser Zahnrad 2	d_2	196,7 mm

Berechnung des Torsionsmomentes der Welle B T_B mit (18):

$$T_B = \frac{d_2}{2} \cdot F_{2t} \quad \rightarrow \quad T_B = 68,423 \text{ Nm}$$

Da die Torsion als statisch angesehen wird, gilt lt. Niemann/Winter [NIEWI, S. 742] für $T = 0,7 \cdot T$.

$$T_n = 0,7 \cdot T \quad \rightarrow \quad T_{Bn} = 47,896 \text{ Nm}$$

$$\quad \quad \quad \rightarrow \quad T_{Cn} = 107,141 \text{ Nm}$$

Wähle größte Sicherheit für die Torsionsfestigkeit mit Gleichung 17.

$$\tau_{\text{zul}} = \frac{\sigma_w}{6} \quad \rightarrow \quad \tau_{\text{zul}} = \underline{\underline{41,667 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}}}$$

warum? (-0,5)

Berechnung der Mindestwellendurchmesser mit (16) für Welle B und C:

$$\rightarrow \quad d_{\text{min},B} = \underline{\underline{18,0 \text{ mm}}} \quad \checkmark$$

$$\quad \quad \quad d_{\text{min},C} = \underline{\underline{23,6 \text{ mm}}} \quad \checkmark$$

3.2 Lagerreaktionen

Tabelle 11: Verwendete Formeln für Lagerreaktionen

Bezeichnung	Formel	Quelle
Kräftegleichgewicht	$\sum F_i = 0$ (19)	[GROSS, S. 39]
Momentengleichgewicht	$\sum M_i = 0$ (20)	[GROSS, S. 39]
Lagerradialkraft aus Koordinaten	$F_{\text{radial}} = \sqrt{F_y^2 + F_z^2}$ (21)	

Die Zahnkräfte und das Moment wurden der Anschauung halber im Folgenden in die Wirkrichtung eingetragen und entsprechend die Beträge gebildet. ✓

Gang 1 bezeichnet den Zustand, in welchem die Schalmuffe auf Welle C so geschaltet ist, dass der Kraftfluss über die Zwischenwelle B geleitet wird. Die Muffe verbindet Zahnrad 4 und Welle C. Es wirkt das Abtriebsmoment $M_{\text{ab},1}$. ✓

Gang 2 ist jener, in welchem die Schalmuffe Welle A und C direkt miteinander verbindet, entsprechend wirkt das Abtriebsmoment $M_{\text{ab},2}$. ✓

3.2.1 Welle C (Gang 1)

Tabelle 12: gegebene Werte für die Lagerkräfte der Welle C (Gang 1)

Bezeichnung	Formelzeichen	Wert
Gesamtlänge	l_{ges}	187 mm
Abstände	l_a	78,2 mm
	l_b	30,7 mm
	l_c	69,0 mm
Zahnrad 4 Durchmesser	d_4	196,7 mm
Zahnrad 4 Tangentialkraft	F_{4t}	1556,268 N
Zahnrad 4 Axialkraft	F_{4a}	417,001 N
Zahnrad 4 Radialkraft	F_{4r}	586,417 N
Abtriebsmoment 1	$M_{\text{ab},1}$	153,059 Nm

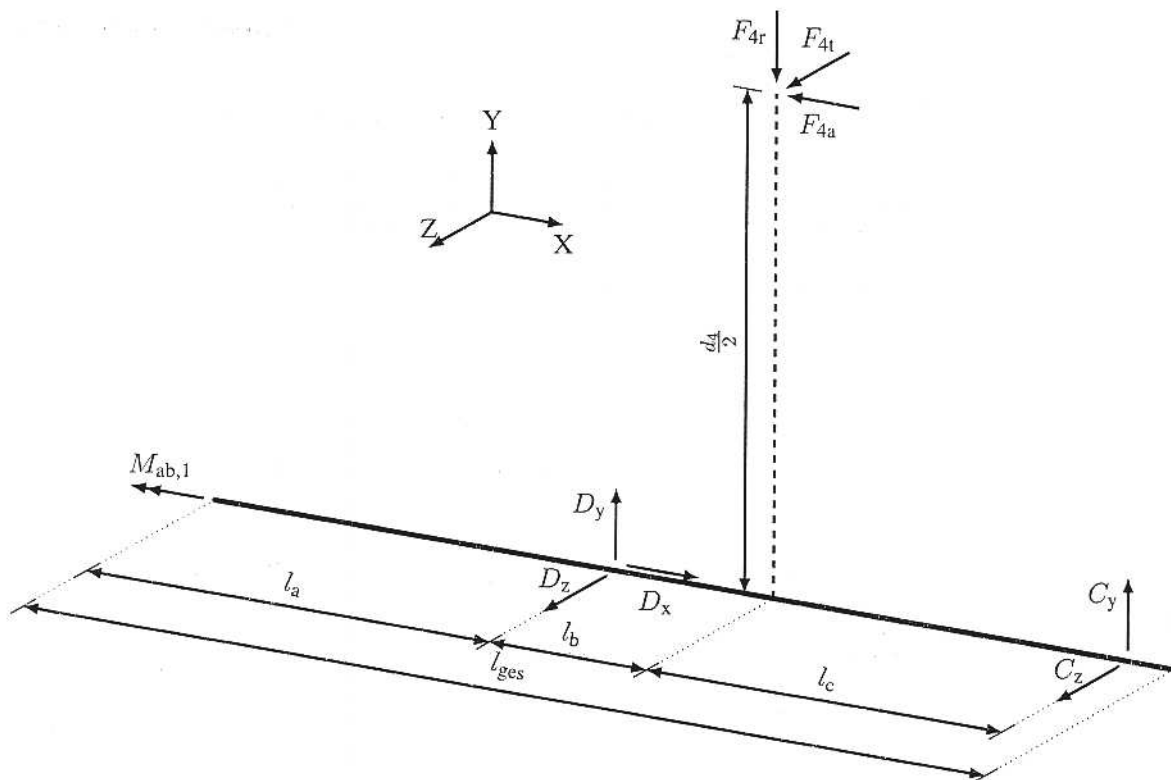


Abbildung 1: Freischnitt Welle C (Gang 1)

Die Abbildung 1 zeigt die Abtriebswelle C. Die Schiebemuffe ist im Eingriff mit dem Zahnrad; die Verschiebung der Tangentialkraft des Zahnrades 4 F_{4t} zum Verbindungspunkt der Schiebemuffe und der Welle wird vernachlässigt.

Die gesuchten Lagerkräfte C und D wurden jeweils in Koordinaten aufgeteilt. Anliegende, bekannte Kräfte sind $M_{\text{ab},1}$ und die Kräfte des Zahnrades 4 F_4 . Die gestrichelte Linie stellt die Position des Zahnrades dar. Es wird davon ausgegangen, dass die Zahnkräfte mittig angreifen. Lagerkräfte greifen der Vereinfachung halber direkt auf der Welle an.

$$\sum F_x = 0 = D_x - F_{4a} \quad \Leftrightarrow \quad D_x = F_{4a} \quad (22)$$

$$\sum F_y = 0 = D_y - F_{4r} + C_y \quad \Leftrightarrow \quad D_y = -C_y + F_{4r} \quad (23)$$

$$\sum F_z = 0 = D_z + F_{4t} + C_z \quad \Leftrightarrow \quad D_z = -C_z - F_{4t} \quad (24)$$

$$\sum M^{(D)} = \vec{0} = \begin{pmatrix} l_b \\ \frac{d_4}{2} \\ 0 \end{pmatrix} \times \begin{pmatrix} -F_{4a} \\ -F_{4r} \\ 0 \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} l_b \\ \frac{d_4}{2} \\ 0 \end{pmatrix} \times \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ F_{4t} \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} l_b + l_c \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix} \times \begin{pmatrix} 0 \\ C_y \\ C_z \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} -M_{ab,1} \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix}$$

$$\Leftrightarrow \vec{0} = \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ -l_b \cdot F_{4r} + \frac{d_4}{2} \cdot F_{4a} \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} \frac{d_4}{2} \cdot F_{4t} \\ -l_b \cdot F_{4t} \\ 0 \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} 0 \\ -(l_b + l_c) \cdot C_y \\ (l_b + l_c) \cdot C_z \end{pmatrix} - \begin{pmatrix} M_{ab,1} \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix}$$

$$\Rightarrow \begin{cases} C_y = \frac{1}{l_b + l_c} \cdot (l_b \cdot F_{4r} + \frac{d_4}{2} \cdot F_{4a}) \\ C_z = -\frac{l_b}{l_b + l_c} \cdot F_{4t} \quad \checkmark \end{cases}$$

Fr & Fa haben bzgl D unterschiedliche Momentenrichtung. -0,5

$$\rightarrow C = \begin{pmatrix} 0 \\ 591,926 \\ -479,212 \end{pmatrix} \text{ N} \quad \rightarrow C_{\text{axial}} = \underline{\underline{0,000 \text{ N}}} \quad \rightarrow C_{\text{radial}} = \underline{\underline{761,591 \text{ N}}} \quad (25)$$

(25) in (22) bis (24) einsetzen um die Lagerreaktionen für Lager D in Gang 1 heraus zu bekommen. ✓

$$\rightarrow D_{G1} = \begin{pmatrix} 417,001 \\ -5,509 \\ -1077,056 \end{pmatrix} \text{ N} \quad \rightarrow D_{G1,\text{axial}} = \underline{\underline{417,001 \text{ N}}} \quad \rightarrow D_{G1,\text{radial}} = \underline{\underline{1077,070 \text{ N}}}$$

3.2.2 Welle A (Gang 1)

Tabelle 13: gegebene Werte für die Lagerkräfte der Welle A

Bezeichnung	Formelzeichen	Wert	
Gesamtlänge	l_{ges}	147,0 mm	
Abstände	l_a	12,0 mm	
	l_b	17,0 mm	
	l_c	32,0 mm	
	l_d	31,5 mm	
Zahnrad 1	Durchmesser	d_1	88,0 mm
	Tangentialkraft	F_{1t}	696 N
	Axialkraft	F_{1a}	186 N
	Radialkraft	F_{1r}	262 N
Antriebsmoment	M_{an}	31 Nm	

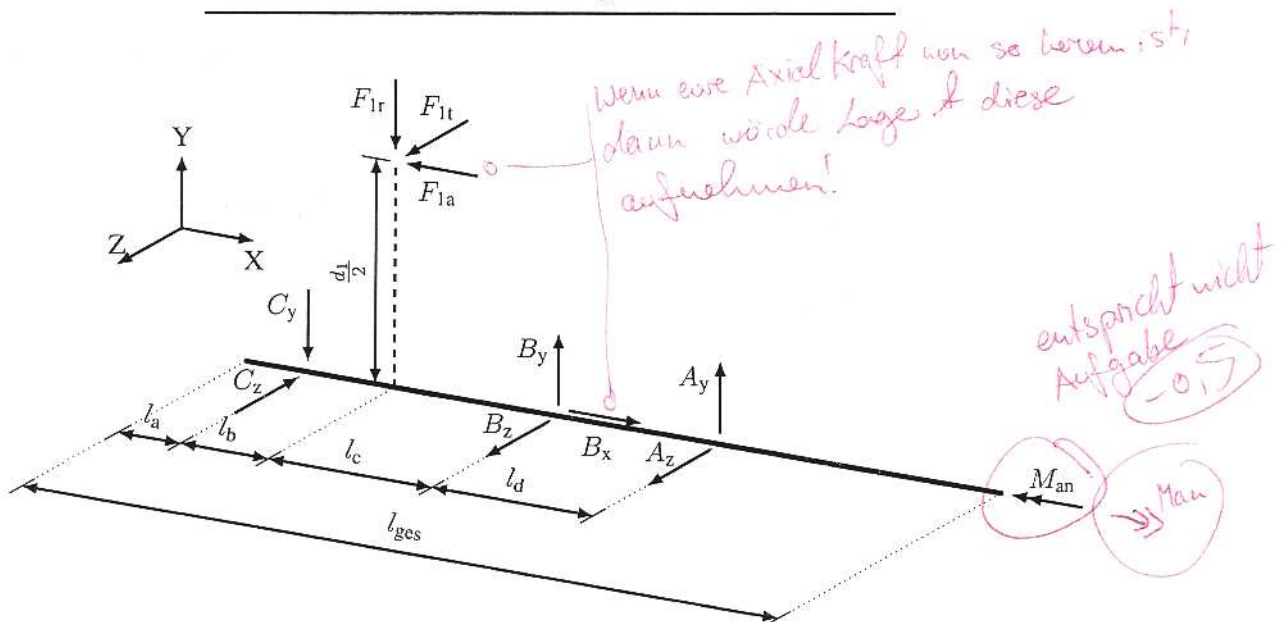


Abbildung 2: Freischnitt Welle A ohne Eingriff in Welle C

Abbildung 2 zeigt einen Freischnitt der Welle A. Die Schiebemuffe auf Welle C befindet sich nicht im Eingriff mit Welle A.

$$\sum F_x = 0 = A_x + B_x - F_{1a} \Leftrightarrow A_x = -B_x + F_{1a} \quad (26)$$

$$\sum F_y = 0 = A_y + B_y - F_{1r} - C_y \Leftrightarrow A_y = -B_y + C_y + F_{1r} \quad (27)$$

$$\sum F_z = 0 = A_z + B_z + F_{1t} - C_z \Leftrightarrow A_z = -B_z + C_z - F_{1t} \quad (28)$$

f there is no Ax

$$\begin{aligned}
\sum M^{(A)} = \vec{0} &= \begin{pmatrix} -l_c \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix} \times \begin{pmatrix} B_x \\ B_y \\ B_z \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} -l_c - l_b \\ \frac{d_1}{2} \\ 0 \end{pmatrix} \times \begin{pmatrix} -F_{1a} \\ -F_{1r} \\ F_{1t} \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} -l_c - l_b - l_a \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix} \times \begin{pmatrix} 0 \\ -C_y \\ -C_z \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} M_{an} \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix} \\
\Leftrightarrow \vec{0} &= \begin{pmatrix} 0 \\ l_c \cdot B_z \\ -l_c \cdot B_y \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} \frac{d_1}{2} \cdot F_{1t} \\ (l_c + l_b) \cdot F_{1t} \\ (l_c + l_b) \cdot F_{1r} + \frac{d_1}{2} \cdot F_{1a} \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} 0 \\ -(l_c + l_b + l_a) \cdot C_z \\ +(l_c + l_b + l_a) \cdot C_y \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} M_{an} \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix} \\
\Rightarrow &\begin{cases} B_z = -\frac{l_c + l_b}{l_c} \cdot F_{1t} + \frac{l_c + l_b + l_a}{l_c} \cdot C_z \\ B_y = \frac{l_c + l_b}{l_c} \cdot F_{1r} + \frac{d_1}{l_c} \cdot F_{1a} + \frac{l_c + l_b + l_a}{l_c} \cdot C_y \end{cases} \quad (29)
\end{aligned}$$

mit (25):

$$\begin{aligned}
B_y &= \underline{\underline{-982,921 \text{ N}}} & B_z &= \underline{\underline{-152,252 \text{ N}}} & (30) \\
\rightarrow B_{\text{radial}} &= 994,643 \text{ N}
\end{aligned}$$

(30) und (29) in (27) und (28):

$$\begin{aligned}
A_y &= \underline{\underline{1836,847 \text{ N}}} & A_z &= \underline{\underline{-1022,960 \text{ N}}} \\
\rightarrow A_{\text{radial}} &= 2102,488 \text{ N}
\end{aligned}$$

Axialkräfte der O-Lagerung berechnen sich auf Grundlage von [FAGSKL]. Y wird immer als 0,57 angenommen, da nur Lager aus den Reihen 718..-B, 70..-B, 72..-B und 73..-B verwendet werden. Zuerst wird das Belastungsverhältnis ermittelt.

$$\begin{aligned}
\frac{F_{rA}}{Y_A} \stackrel{!}{\leq} \frac{F_{rB}}{Y_B} &\Rightarrow F_{rA} \stackrel{!}{\leq} F_{rB} & \text{jedoch gilt } A_{\text{radial}} > B_{\text{radial}} &\Leftrightarrow 2102,488 \text{ N} > 994,643 \text{ N} \\
\Rightarrow F \stackrel{!}{\leq} 0,5 \cdot \left(\frac{F_{rA}}{Y_A} - \frac{F_{rB}}{Y_B} \right) &\rightarrow F_{1a} < 0,5 \cdot \left(\frac{A_r}{Y} - \frac{B_r}{Y} \right) &\Leftrightarrow 186 \text{ N} < 971,794 \text{ N} \\
&\Rightarrow A_a = \underline{\underline{0 \text{ N}}} \\
F_a = 0,5 \cdot \frac{F_{rA}}{Y_A} - F &\rightarrow B_a = 0,5 \cdot \frac{B_r}{Y} - F_{1a} = \underline{\underline{686,494 \text{ N}}}
\end{aligned}$$

Abschließend ergibt sich für die Welle A in Gang 1:

$$\begin{aligned}
A_{G1} &= \begin{pmatrix} 0 \\ 1836,847 \\ -1022,960 \end{pmatrix} \text{ N} &\rightarrow A_{G1,\text{axial}} &= \underline{\underline{0,000 \text{ N}}} &\rightarrow A_{G1,\text{radial}} &= \underline{\underline{2102,488 \text{ N}}} \\
B_{G1} &= \begin{pmatrix} 686,494 \\ -982,921 \\ -152,252 \end{pmatrix} \text{ N} &\rightarrow B_{G1,\text{axial}} &= \underline{\underline{686,494 \text{ N}}} &\rightarrow B_{G1,\text{radial}} &= \underline{\underline{994,643 \text{ N}}}
\end{aligned}$$

Ja, aber gehört zu Lager-Achse 5. daher. Erst vor externes F_a anschauen.

3.2.3 Welle B

Tabelle 14: gegebene Werte für die Lagerkräfte der Welle B

Bezeichnung	Formelzeichen	Wert	
Gesamtlänge	l_{ges}	171 mm	
Abstände	l_a	17,5 mm	
	l_b	31,5 mm	
	l_c	86 mm	
	l_d	29,5 mm	
Zahnrad 2	Durchmesser	d_2	196,7 mm
	Tangentialkraft	F_{2t}	696 N
	Axialkraft	F_{2a}	186 N
	Radialkraft	F_{2r}	262 N
Zahnrad 3	Durchmesser	d_3	88,0 mm
	Tangentialkraft	F_{3t}	1556,268 N
	Axialkraft	F_{3a}	417,001 N
	Radialkraft	F_{3r}	586,417 N

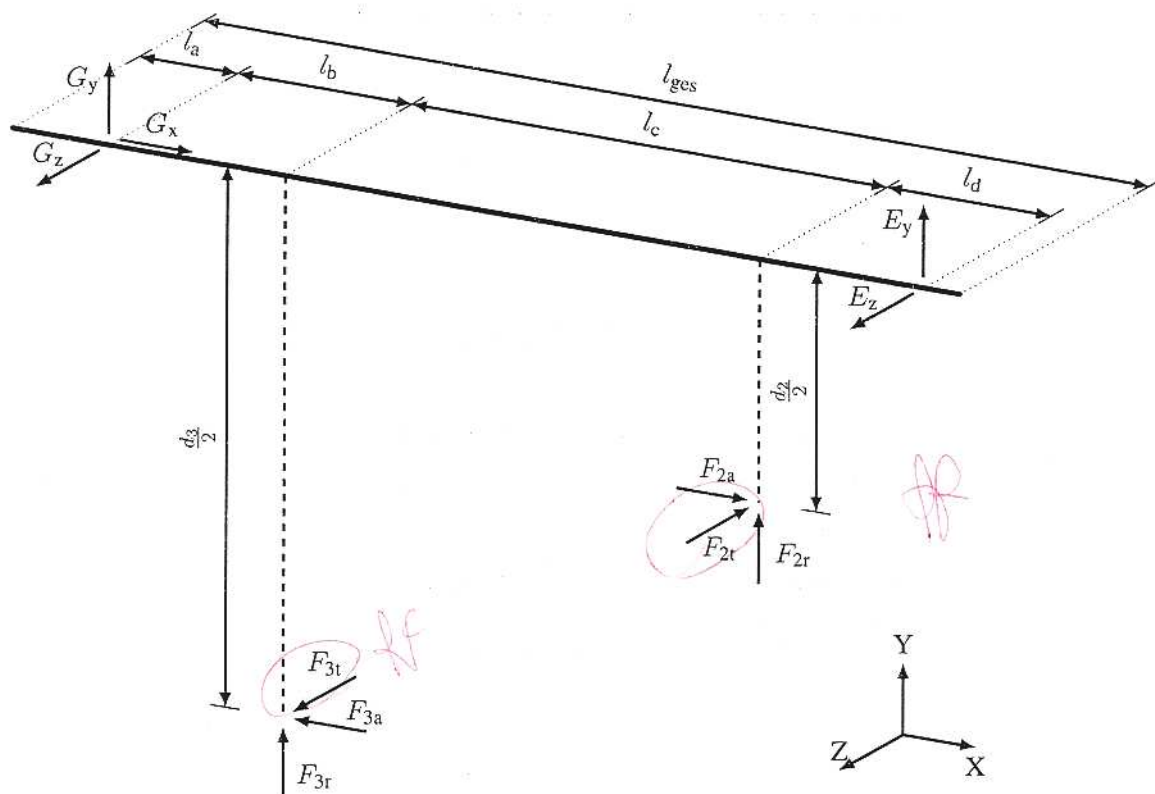


Abbildung 3: Freischnitt Welle B

Die Welle B ist nur in einem Freischnitt (3) dargestellt, da sie nur in Gang 1 belastet wird.

$$\sum F_x = 0 = G_x - F_{3a} + F_{2a} \quad \Leftrightarrow \quad G_x = F_{3a} - F_{2a} \quad (31)$$

$$\sum F_y = 0 = G_y + E_y + F_{3r} + F_{2r} \quad \Leftrightarrow \quad G_y = -E_y - F_{3r} - F_{2r} \quad (32)$$

$$\sum F_z = 0 = G_z + E_z + F_{3t} - F_{2t} \quad \Leftrightarrow \quad G_z = -E_z - F_{3t} + F_{2t} \quad (33)$$

$$\begin{aligned} \sum M^{(G)} = \vec{0} &= \begin{pmatrix} l_b \\ -\frac{d_3}{2} \\ 0 \end{pmatrix} \times \begin{pmatrix} -F_{3a} \\ F_{3r} \\ F_{3t} \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} l_b + l_c \\ -\frac{d_2}{2} \\ 0 \end{pmatrix} \times \begin{pmatrix} F_{2a} \\ F_{2r} \\ -F_{2t} \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} l_b + l_c + l_d \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix} \times \begin{pmatrix} 0 \\ E_y \\ E_z \end{pmatrix} \\ \Leftrightarrow \vec{0} &= \begin{pmatrix} -\frac{d_3}{2} \cdot F_{3t} \\ -l_b \cdot F_{3t} \\ l_b \cdot F_{3r} - \frac{d_3}{2} \cdot F_{3a} \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} \frac{d_2}{2} \cdot F_{2t} \\ (l_b + l_c) \cdot F_{2t} \\ (l_b + l_c) \cdot F_{2r} + \frac{d_2}{2} \cdot F_{2a} \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} 0 \\ -(l_b + l_c + l_d) \cdot E_z \\ (l_b + l_c + l_d) \cdot E_y \end{pmatrix} \\ \Rightarrow \begin{cases} E_z &= -\frac{l_b}{l_b + l_c + l_d} \cdot F_{3t} + \frac{l_b + l_c}{l_b + l_c + l_d} \cdot F_{2t} \\ E_y &= -\frac{l_b}{l_b + l_c + l_d} \cdot F_{3r} + \frac{\frac{d_3}{2}}{l_b + l_c + l_d} \cdot F_{3a} - \frac{l_b + l_c}{l_b + l_c + l_d} \cdot F_{2r} - \frac{\frac{d_2}{2}}{l_b + l_c + l_d} \cdot F_{2a} \end{cases} \end{aligned}$$

mit (31) bis (33):

$$\rightarrow E = \begin{pmatrix} 0 \\ 84,135 \\ 222,841 \end{pmatrix} \text{ N} \quad \rightarrow E_{G1,axial} = \underline{\underline{0,000 \text{ N}}} \quad \rightarrow E_{G1,radial} = \underline{\underline{238,195 \text{ N}}}$$

$$\rightarrow G = \begin{pmatrix} 231,001 \\ -932,552 \\ -1083,109 \end{pmatrix} \text{ N} \quad \rightarrow G_{G1,axial} = \underline{\underline{231,001 \text{ N}}} \quad \rightarrow G_{G1,radial} = \underline{\underline{1429,258 \text{ N}}}$$

Werte passen teilweise nicht zu
Längen.

(0,5)

3.2.4 Welle C und Welle A im Eingriff (Gang 2)

Die Welle C ist mit der Welle A durch die Schalmuffe direkt verbunden. Da das Getriebe ohne Wirkungsverluste laufen soll, sind Radial- und Axialkraft des Zahnrades 4 vollständig zu vernachlässigen. Dessen Tangentialkraft überträgt sich durch die Stellung der Schalmuffe ohnehin nicht, was dazu führt, dass das Getriebe in dieser Schaltposition keinen Einfluss auf Welle C hat.

Durch die Muffe wird nur ein Moment von Welle A übertragen. Das Loslager in Welle A hat keine Bedeutung mehr, da es vollständig durch die Muffe entlastet wird.

Tabelle 15: gegebene Werte für die Lagerkräfte der Welle A und C (Gang 2)

Bezeichnung	Formelzeichen	Wert
Gesamtlänge	$l_{A,ges}$	166,0 mm ^[3]
	$l_{C,ges}$	187 mm ^[3]
Abstände	l_a	78,2 mm
	l_f	40,0 mm
	l_g	31,5 mm
Antriebsmoment	M_{an}	31 Nm
Abtriebsmoment 2	$M_{ab,2}$	30,611 Nm

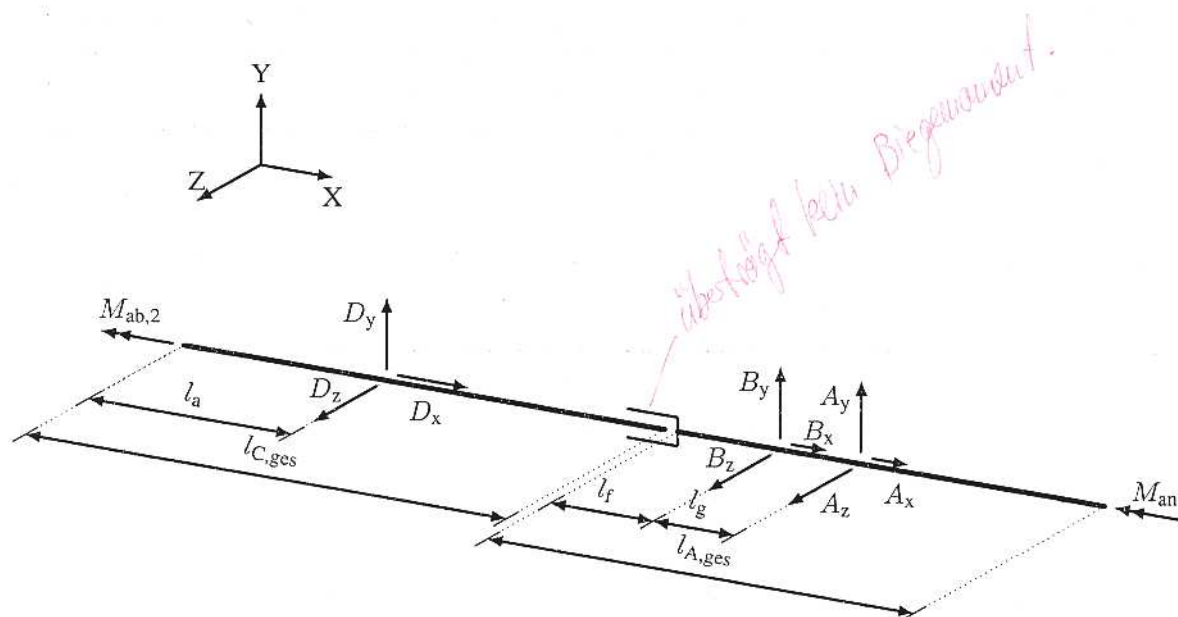


Abbildung 4: Freischnitt Welle A und C (Gang 2)

Abbildung 4 zeigt einen Freischnitt der Welle A, welche sich durch die Schiebemuffe im Eingriff mit Welle C (links) befindet. Da das Getriebe über Welle B verlustfrei arbeitet, fällt sämtliche Kraft weg, die über die Zahnräder übertragen wird, somit das gesamte Zahnrad.

Da durch die Schiebbehülse keine Kräfte entlang der Wellen übertragen werden, muss das Kräftegleich-

^[3]Die angezeigten Gesamtlängen der Wellen sind kürzer als ohne den Eingriff, da sie den Abstand von Lagermitte C bis zum Ende bezeichnen.

gewicht in x-Richtung getrennt betrachtet werden.

$$\sum F_x^{\text{Welle C}} = 0 = D_x \quad \Leftrightarrow \quad D_x = 0 \quad (34)$$

$$\sum F_x^{\text{Welle A}} = 0 = B_x + A_x \quad \Leftrightarrow \quad A_x = B_x \quad (35)$$

$$\sum F_y = 0 = D_y + B_y + A_y \quad (36)$$

$$\sum F_z = 0 = D_z + B_z + A_z \quad (37)$$

Es gilt $M_{\text{an}} = M_{\text{ab},2}$. Also wird keine Kraft auf die Lager übertragen, womit für alle beteiligten Lager folgt:

$$A = \underline{\underline{\vec{0} \text{ N}}} \quad \rightarrow A_{\text{axial}} = 0 \text{ N} \quad \rightarrow A_{\text{radial}} = 0 \text{ N}$$

$$B = \underline{\underline{\vec{0} \text{ N}}} \quad \rightarrow B_{\text{axial}} = 0 \text{ N} \quad \rightarrow B_{\text{radial}} = 0 \text{ N}$$

$$D = \underline{\underline{\vec{0} \text{ N}}} \quad \rightarrow D_{\text{axial}} = 0 \text{ N} \quad \rightarrow D_{\text{radial}} = 0 \text{ N}$$

3.3 Schnittlasten

Tabelle 16: gegebene Werte Schnittlasten der Welle A

Bezeichnung	Formelzeichen	Wert	
Gesamtlänge	l_{ges}	147,0 mm	
Abstände	l_a	12,0 mm	
	l_b	17,0 mm	
	l_c	32,0 mm	
	l_d	31,5 mm	
	l_f	61,0 mm	
Zahnrad 1	Tangentialkraft	F_{1t}	696 N
	Axialkraft	F_{1a}	186 N
	Radialkraft	F_{1r}	262 N
	Durchmesser	d_1	88,0 mm
Lagerkraft C	C_y	591,926 N	
	C_z	-479,212 N	
Lagerkraft B	B_x	686,494 N	
	B_y	-982,921 N	
	B_z	-152,252 N	
Lagerkraft A	A_y	1836,847 N	
	A_z	-1022,960 N	

3.3.1 Welle A Gang 1

3.3.2 Schnitt I

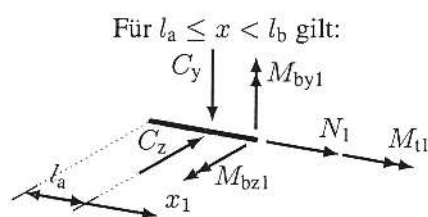


Abbildung 5: Schnitt I Welle A ohne Eingriff in Welle C

$$\sum \vec{M}^{(S)} \stackrel{!}{=} \vec{0} = \begin{pmatrix} M_{t1} \\ M_{by1} \\ M_{bz1} \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} -x \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix} \times \begin{pmatrix} 0 \\ -C_y \\ -C_z \end{pmatrix}$$

$$\Leftrightarrow \begin{pmatrix} M_{t1} \\ M_{by1} \\ M_{bz1} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 0 \\ C_z \cdot x \\ -C_y \cdot x \end{pmatrix} \quad \checkmark \quad (38)$$

$$= \begin{pmatrix} 0 \text{ Nmm} \\ 0 \text{ Nmm} - 479 \text{ N} \cdot x \\ 0 \text{ Nmm} - 592 \text{ N} \cdot x \end{pmatrix} \quad (39)$$

$$\sum F_x \stackrel{!}{=} 0 = N_1$$

$$= 186 \text{ N} \quad (40)$$

3.3.3 Schnitt II

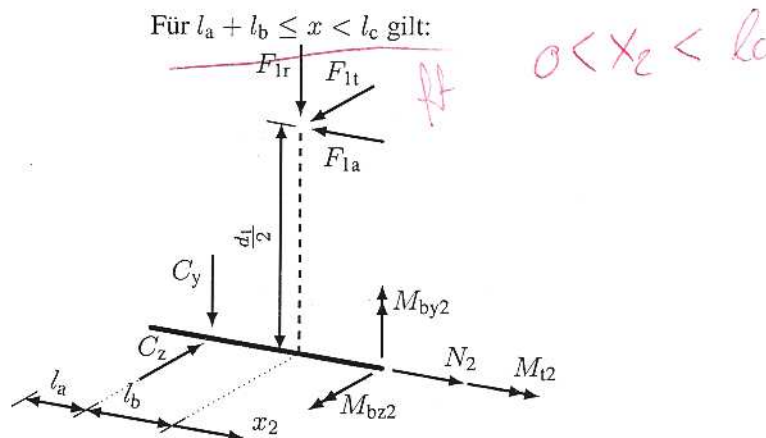


Abbildung 6: Schnitt 2 Welle A ohne Eingriff in Welle C

$$\sum \vec{M}^{(S)} \stackrel{!}{=} \vec{0} = \begin{pmatrix} M_{t2} \\ M_{by2} \\ M_{bz2} \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} -x - l_b \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix} \times \begin{pmatrix} 0 \\ -C_y \\ -C_z \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} -x \\ \frac{d_1}{2} \\ 0 \end{pmatrix} \times \begin{pmatrix} -F_{1a} \\ -F_{1r} \\ F_{1t} \end{pmatrix}$$

$$\Leftrightarrow \begin{pmatrix} M_{t2} \\ M_{by2} \\ M_{bz2} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 0 \\ (x + l_b) \cdot C_z \\ -(x + l_b) \cdot C_y \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} -\frac{d_1}{2} \cdot F_{1t} \\ -x \cdot F_{1t} \\ -x \cdot F_{1r} - \frac{d_1}{2} \cdot F_{1a} \end{pmatrix} \quad \checkmark$$

$$= \begin{pmatrix} -\frac{d_1}{2} \cdot F_{1t} \\ C_z \cdot l_b + (C_z - F_{1t}) \cdot x \\ -C_y \cdot l_b - \frac{d_1}{2} \cdot F_{1a} - (C_y + F_{1r}) \cdot x \end{pmatrix} \quad (41)$$

$$= \begin{pmatrix} -30\,624 \text{ Nmm} \\ -8147 \text{ Nmm} - 1175 \text{ N} \cdot x \\ -18\,247 \text{ Nmm} - 330 \text{ N} \cdot x \end{pmatrix} \quad (42)$$

$$\sum F_{x2} \stackrel{!}{=} 0 = N_2 - F_{1a} \quad (43)$$

$$\Leftrightarrow N_2 = F_{1a}$$

$$= -500 \text{ N} \quad (44)$$

3.3.4 Schnitt III

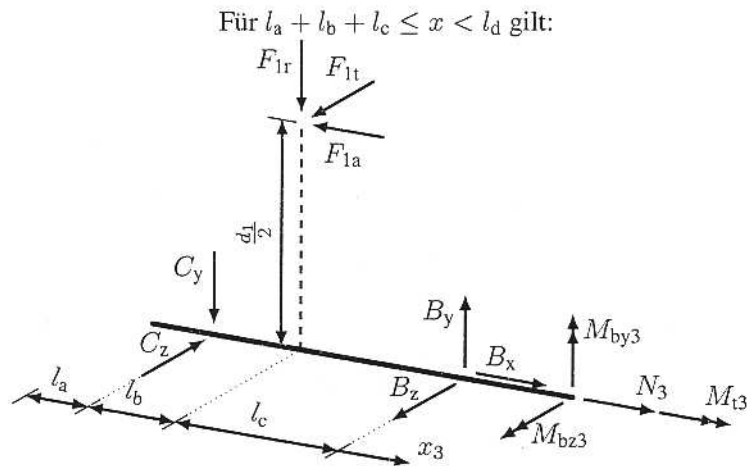


Abbildung 7: Schnitt 3 Welle A ohne Eingriff in Welle C

$$\begin{aligned} \sum \vec{M}^{(S)} \stackrel{!}{=} \vec{0} &= \begin{pmatrix} M_{t3} \\ M_{by3} \\ M_{bz3} \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} -x - l_b - l_c \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix} \times \begin{pmatrix} 0 \\ -C_y \\ -C_z \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} -x - l_c \\ \frac{d_1}{2} \\ 0 \end{pmatrix} \times \begin{pmatrix} -F_{1a} \\ -F_{1r} \\ F_{1t} \end{pmatrix} \\ &\quad + \begin{pmatrix} -x \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix} \times \begin{pmatrix} B_x \\ B_y \\ B_z \end{pmatrix} \\ \Leftrightarrow \begin{pmatrix} M_{t3} \\ M_{by3} \\ M_{bz3} \end{pmatrix} &= \begin{pmatrix} 0 \\ (x + l_b + l_c) \cdot C_z \\ -(x + l_b + l_c) \cdot C_y \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} -\frac{d_1}{2} \cdot F_{1t} \\ -(x + l_c) \cdot F_{1t} \\ -(x + l_c) \cdot F_{1r} - \frac{d_1}{2} \cdot F_{1a} \end{pmatrix} \\ &\quad + \begin{pmatrix} 0 \\ -x \cdot B_z \\ x \cdot B_y \end{pmatrix} \end{aligned} \quad (45)$$

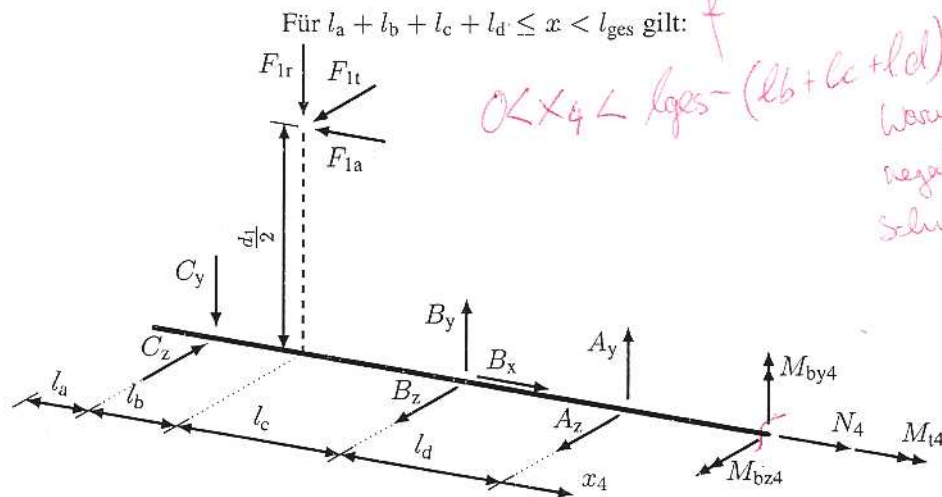
$$= \begin{pmatrix} -\frac{d_1}{2} \cdot F_{1t} \\ C_z \cdot (l_b + l_c) - F_{1t} \cdot l_c + (C_z - F_{1t} - B_z) \cdot x \\ -C_y \cdot (l_b + l_c) - F_{1r} \cdot l_c - \frac{d_1}{2} \cdot F_{1a} + (-C_y - F_{1r} + B_y) \cdot x \end{pmatrix} \quad (46)$$

$$= \begin{pmatrix} -30\,624 \text{ Nmm} \\ -15\,097 \text{ Nmm} - 1023 \text{ N} \cdot x \\ -45\,572 \text{ Nmm} - 1837 \text{ N} \cdot x \end{pmatrix} \quad (47)$$

$$\sum F_{x3} \stackrel{!}{=} 0 = N_3 - F_{1a} + B_x \quad (48)$$

$$\begin{aligned} \Leftrightarrow N_3 &= F_{1a} - B_x \\ &= -500 \text{ N} \end{aligned} \quad (49)$$

3.3.5 Schnitt IV



Für $l_a + l_b + l_c + l_d \leq x < l_{ges}$ gilt:

OK $x_4 < l_{ges} - (l_b + l_c + l_d)$ warum nicht negatives Schnittufer?

- 0,15

Abbildung 8: Schnitt 4Welle A ohne Eingriff in Welle C

$$\begin{aligned} \sum \vec{M}^{(S)} \stackrel{!}{=} \vec{0} &= \begin{pmatrix} M_{t4} \\ M_{by4} \\ M_{bz4} \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} -x - l_b - l_c - l_d \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix} \times \begin{pmatrix} 0 \\ -C_y \\ -C_z \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} -x - l_c - l_d \\ \frac{d_1}{2} \\ 0 \end{pmatrix} \times \begin{pmatrix} -F_{1a} \\ -F_{1r} \\ F_{1t} \end{pmatrix} \\ &+ \begin{pmatrix} -l_d - x \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix} \times \begin{pmatrix} B_x \\ B_y \\ B_z \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} -x \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix} \times \begin{pmatrix} 0 \\ A_y \\ A_z \end{pmatrix} \\ \Leftrightarrow \begin{pmatrix} M_{t4} \\ M_{by4} \\ M_{bz4} \end{pmatrix} &= \begin{pmatrix} 0 \\ C_z \cdot (x + l_b + l_c + l_d) \\ -C_y \cdot (x + l_c + l_d) \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} -\frac{d_1}{2} \cdot F_{1t} \\ -(x + l_c + l_d) \cdot F_{1t} \\ -(x + l_c + l_d) \cdot F_{1r} - \frac{d_1}{2} \cdot F_{1a} \end{pmatrix} \\ &+ \begin{pmatrix} 0 \\ -(l_d + x) \cdot B_z \\ (l_d + x) \cdot B_y \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} 0 \\ -x \cdot A_z \\ x \cdot A_y \end{pmatrix} \quad (50) \\ &= \begin{pmatrix} -\frac{d_1}{2} \cdot F_{1t} \\ C_z \cdot (l_b + l_c + l_d) - F_{1t} \cdot (l_c + l_d) - B_z \cdot l_d + (C_z - F_{1t} - B_z - A_z) \cdot x \\ -C_y \cdot (l_b + l_c + l_d) - F_{1r} \cdot (l_c + l_d) - \frac{d_1}{2} \cdot F_{1a} + B_y \cdot l_d + (C_y - F_{1r} + B_y + A_y) \cdot x \end{pmatrix} \\ &= \begin{pmatrix} -30\,624 \text{ Nmm} \\ -26\,812 \text{ Nmm} \\ -103\,924 \text{ Nmm} + 524 \text{ N} \cdot x \end{pmatrix} \quad (51) \end{aligned}$$

$$\sum F_{x4} \stackrel{!}{=} 0 = N_4 - F_{1a} + B_x \quad (52)$$

$$\begin{aligned} \Leftrightarrow N_4 &= F_{1a} - B_x \\ &= -500 \text{ N} \quad (53) \end{aligned}$$

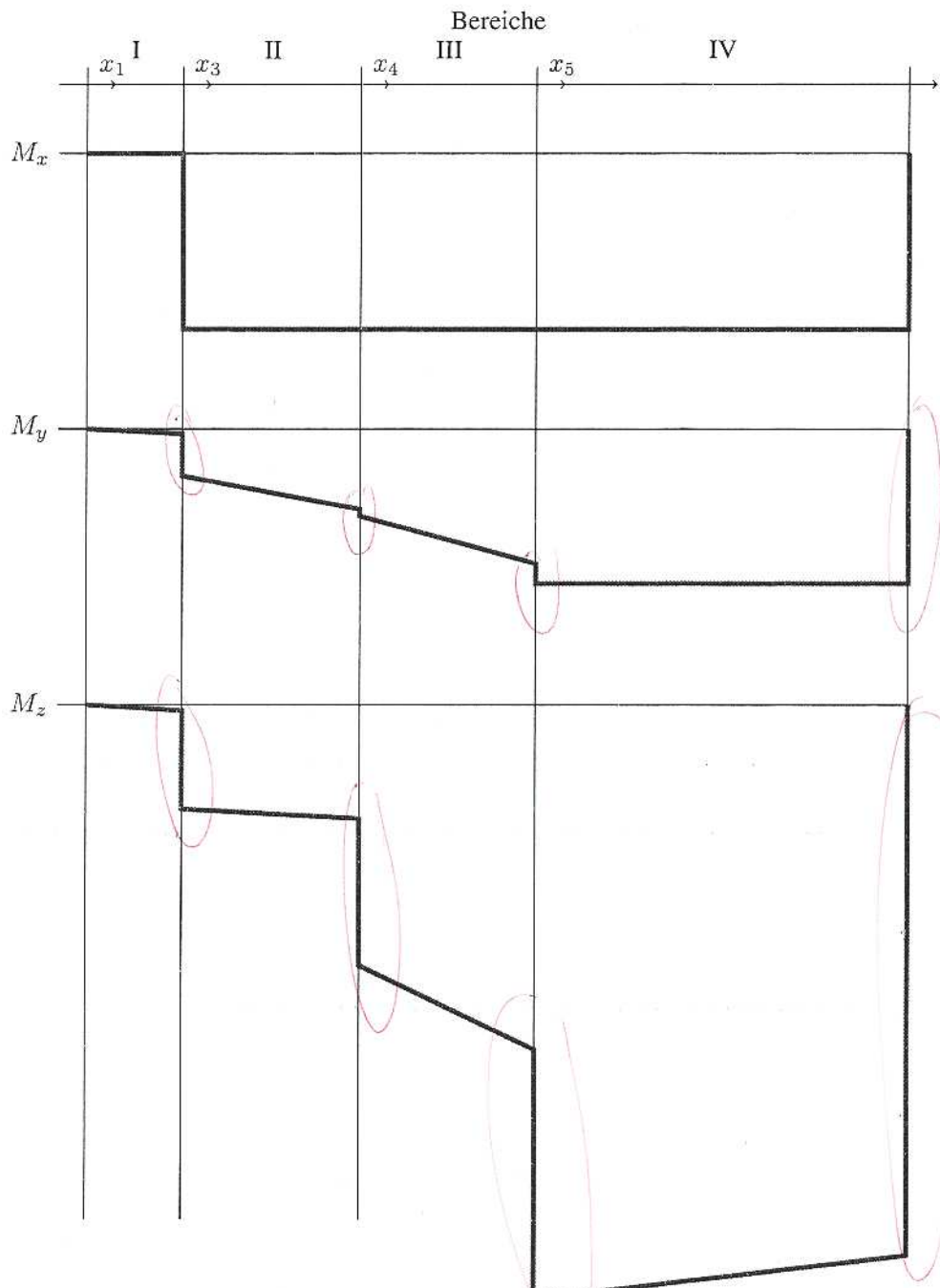
3.3.6 Verläufe

$$M_t = \begin{cases} 0 \text{ Nmm} + 0 \text{ N} \cdot x & , \text{ falls } l_a \leq x < l_a + l_b \\ -30\,624 \text{ Nmm} + 0 \text{ N} \cdot x & , \text{ falls } l_a + l_b \leq x < l_a + l_b + l_c \\ -30\,624 \text{ Nmm} + 0 \text{ N} \cdot x & , \text{ falls } l_a + l_b \leq x < l_a + l_b + l_c \\ -30\,624 \text{ Nmm} + 0 \text{ N} \cdot x & , \text{ falls } l_a + l_b + l_c \leq x < l_a + l_b + l_c + l_d \end{cases} \quad (54)$$

$$M_{by} = \begin{cases} 0 \text{ Nmm} + -479 \text{ N} \cdot x & , \text{ falls } l_a \leq x < l_a + l_b \\ -8147 \text{ Nmm} + -1175 \text{ N} \cdot x & , \text{ falls } l_a + l_b \leq x < l_a + l_b + l_c \\ -15\,097 \text{ Nmm} + -1023 \text{ N} \cdot x & , \text{ falls } l_a + l_b \leq x < l_a + l_b + l_c \\ -26\,812 \text{ Nmm} + 0 \text{ N} \cdot x & , \text{ falls } l_a + l_b + l_c \leq x < l_a + l_b + l_c + l_d \end{cases} \quad (55)$$

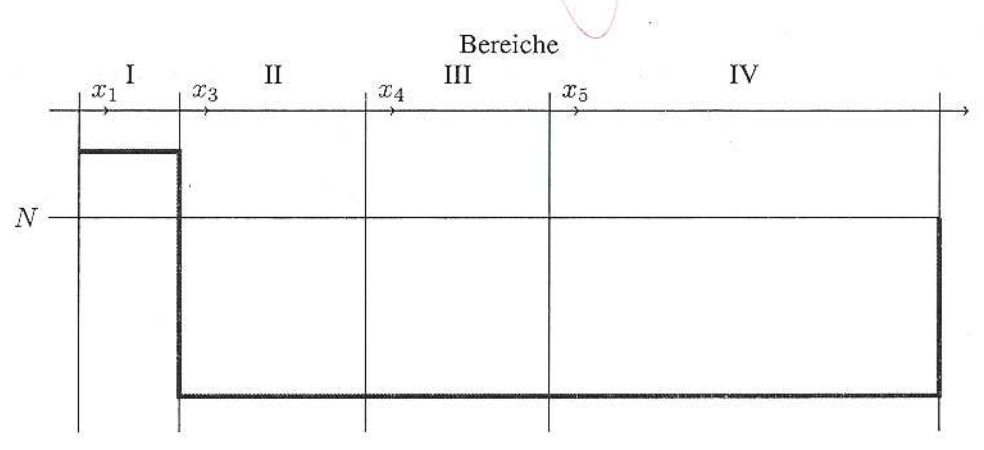
$$M_{bz} = \begin{cases} 0 \text{ Nmm} + -592 \text{ N} \cdot x & , \text{ falls } l_a \leq x < l_a + l_b \\ -18\,247 \text{ Nmm} + -330 \text{ N} \cdot x & , \text{ falls } l_a + l_b \leq x < l_a + l_b + l_c \\ -45\,572 \text{ Nmm} + -1837 \text{ N} \cdot x & , \text{ falls } l_a + l_b \leq x < l_a + l_b + l_c \\ -103\,924 \text{ Nmm} + 524 \text{ N} \cdot x & , \text{ falls } l_a + l_b + l_c \leq x < l_a + l_b + l_c + l_d \end{cases} \quad (56)$$

$$N = \begin{cases} 186 \text{ N} & , \text{ falls } l_a \leq x < l_a + l_b \\ -500 \text{ N} & , \text{ falls } l_a + l_b \leq x < l_a + l_b + l_c \\ -500 \text{ N} & , \text{ falls } l_a + l_b \leq x < l_a + l_b + l_c \\ -500 \text{ N} & , \text{ falls } l_a + l_b + l_c \leq x < l_a + l_b + l_c + l_d \end{cases} \quad (57)$$



$-0,5$

M_v
gesamt?



3.3.7 Welle A Gang 2

3.3.8 Schnitt I

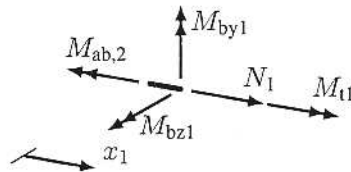


Abbildung 9: Schnitt I Welle A mit Eingriff in Welle C

3.3.9 Schnitt II

$$l_f = l_a + l_b + l_c$$

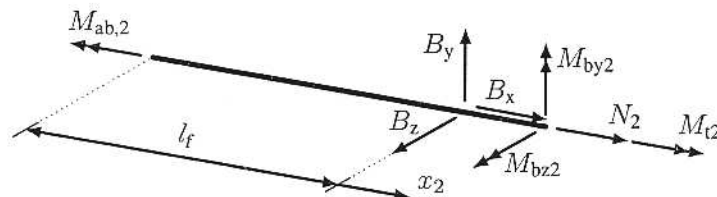


Abbildung 10: Schnitt 2 Welle A mit Eingriff in Welle C

3.3.10 Schnitt III

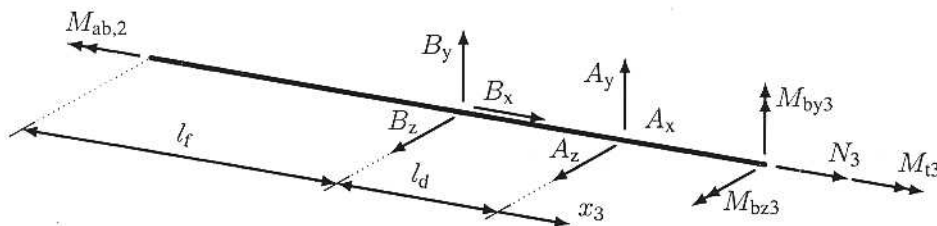


Abbildung 11: Schnitt 3 Welle A mit Eingriff in Welle C

3.3.11 Verläufe

Die Lagerkräfte A und B sind 0. Folglich können auch keine Biegemomente oder Normalkräfte auftreten. Bis auf die Torsionsbelastung ist die Welle völlig unbelastet. Es ist auf dem ersten Blick ersichtlich, dass die Welle über ihre komplette Länge mit dem Antriebsmoment des Motors (M_{AM}) belastet wird. ✓

4 Lagerauswahl

4.1 Welle A

Tabelle 17: gegebene Werte für Lagerlebensdauer Welle A

Bezeichnung	Formelzeichen	Wert	
Lebensdauerbeiwert	a_{iso}	1	
Drehzahl	n	2870	
Zeitanteil Übersetzung	Gang 1	q_1	70 %
	Gang 2	q_2	30 %
Lager A	Durchmesser Wellenabsatz	d_A	30 mm
	ungefähre Absatzbreite	B_A	18 mm
	Radialkraft	A_{radial}	2102,488 N
	Axialkraft	A_{axial}	0,000 N
Lager B	Durchmesser Wellenabsatz	d_B	35 mm
	ungefähre Absatzbreite	B_B	14 mm
	Radialkraft	B_{radial}	994,643 N
	Axialkraft	B_{axial}	686,494 N
	Durchmesser Wellenabsatz	d_B	35 mm

Tabelle 18: Verwendete Formeln für Lagerlebensdauer für Schrägkugellager[FAGGL]

Bezeichnung	Formel
erweiterte modifizierte Lebensdauer	$L_{nm} = a_1 \cdot a_{iso} \cdot L_{10}$ (58)
Nominelle Lebensdauer in Betriebsstd.	$L_{10h} = \frac{16\,666}{n} \cdot \left(\frac{C}{P}\right)^p$ (59)
Nominelle Lebensd. in Mio. Umdrehungen	$L_{10} = \left(\frac{C}{P}\right)^p$ (60)
mittlere Drehzahl	$n = \frac{q_1 \cdot n_1 + \dots + q_z \cdot n_z}{100}$ (61)
Äquivalente Lagerbelastung	$P = \sqrt[p]{\frac{\frac{1}{a_1} \cdot q_1 \cdot n_1 \cdot F_1^p + \dots + \frac{1}{a_z} \cdot q_z \cdot n_z \cdot F_z^p}{q_1 \cdot n_1 + \dots + q_z \cdot n_z}}$ (62)
Dyn. äquival. Belastung f. Schlägkugellager	$P = F_r + 0,55 \cdot F_a$ [FAGSKL] (63)

Eine Erlebenswahrscheinlichkeit von 90 % ist ausreichend. Somit wird ein Lebensdauerbeiwert $a_1 = 1$ definiert [FAGGL, Lebensdauerbeiwert a_1]. Für die folgenden Fälle gilt also

$$a = a_1 = a_{iso} \cdot a_1 = 1 \quad \text{und folglich} \quad L_{nm} = L_{10} .$$

Da es sich um Rillenkugellager handelt wird der Lebensdauerexponent

$$p = 3 \quad \text{[FAGGL]}$$

festgesetzt und da sich die Drehzahl der Welle A in allen Gängen nicht ändert, ist die mittlere Drehzahl

$$n = n_{\text{an}} = 2870 \frac{1}{\text{min}}.$$

4.1.1 Lager A

Es wird von einem Druckwinkel von 40° ausgegangen um die dynamische äquivalente Lagerbelastung zu ermitteln. Für Gang 1 gilt folgendes:

$$\frac{F_a}{F_r} = \frac{A_{\text{axial}}}{A_{\text{radial}}} = 0 < 1,14$$

Also ergibt sich aus der Tabelle Dynamisch äquivalente Lagerbelastung [FAGSKL]:

$$F_1 = P_1 = A_{\text{radial}} + 0,55 \cdot A_{\text{axial}} \quad \rightarrow \quad P = 2102,488 \text{ N}$$

Diese dynamisch äquivalente Lagerbelastung gilt es nun anteilig in stufenweise äquivalente Lagerbelastung (62) einzubringen. Da in Gang 2 keine Kräfte auf die Lager wirken, ist der Anteil F_2 trivial.

$$P_A = \sqrt[3]{\frac{\frac{1}{a} \cdot q_1 \cdot n \cdot F_1^p + \frac{1}{a} \cdot q_2 \cdot n \cdot F_2^p}{q_1 \cdot n + q_2 \cdot n}} = 1866,808 \text{ N}$$

Da vorerst nur die Durchmesser der Wellenabsätze gegeben sind, wird das kleinst mögliche Schrägkugellager mit Hilfe der FAG Lagersuche [FAGSU] gewählt.

Tabelle 19: Schrägkugellager 71806-B-TVH [FAGL71806]

Bezeichnung	Formelzeichen	Wert
Dynamische Tragzahl	C_r	5600 N

Die nominelle Lebensdauer in Millionen Umdrehungen (60) und in Betriebsstunden (59):

$$L_{10} = \left(\frac{C_r}{P_A}\right)^p \approx \underline{\underline{27 \cdot 10^6}}$$

$$L_{10h} = \frac{16\,666}{n} \cdot L_{10} \approx \underline{\underline{157 \text{ h}}}$$

Diese Lebensdauer ist sehr klein. Alternativ wird ein Lager gewählt, welches größer ist, jedoch noch von der Breite auf den Wellenabsatz passt, d.h. eine maximale Breite von 19 mm hat.

Tabelle 20: Schrägkugellager 7306-B-TVP [FAGL7306]

Bezeichnung	Formelzeichen	Wert
Dynamische Tragzahl	C_r	35 500 N
Innendurchmesser	d	30 mm
Außendurchmesser	D	72 mm
Durchmesser f. Schulteranschlag	d_1	46,8 mm
Durchmesser f. Deckelanschlag	D_1	56 mm
Breite	B	19 mm

Die nominelle Lebensdauer in Millionen Umdrehungen (60) und in Betriebsstunden (59):

$$L_{10} = \left(\frac{C_r}{P_A} \right)^p \approx \underline{\underline{6877 \cdot 10^6}}$$

$$L_{10h} = \frac{16\,666}{n} \cdot L_{10} \approx \underline{\underline{39\,935 \text{ h}}}$$

Solch eine Lebensdauer ist für einen Häcksler akzeptabler. Besser wäre jedoch ein Zylinderrollenlager für die O-Lagerung. ✓

4.1.2 Lager B

Für Gang 1 gilt:

$$\frac{F_a}{F_r} = \frac{B_{axial}}{B_{radial}} = 0,69 < 1,14$$

Also ergibt sich wieder aus der Tabelle Dynamisch äquivalente Lagerbelastung [FAGSKL]:

$$F_1 = P_1 = B_{radial} + 0,55 \cdot B_{axial} \rightarrow P = 1372,215 \text{ N}$$

Stufenweise äquivalente Lagerbelastung (62): Da in Gang 2 keine Kräfte auf die Lager wirken, ist der Anteil F_2 wieder gleich null.

$$P_B = \sqrt[p]{\frac{\frac{1}{a} \cdot q_1 \cdot n \cdot F_1^p + \frac{1}{a} \cdot q_2 \cdot n \cdot F_2^p}{q_1 \cdot n + q_2 \cdot n}} = 1218,395 \text{ N}$$

Tabelle 21: Schrägkugellager 71807-B-TVH [FAGL71807]

Bezeichnung	Formelzeichen	Wert
Dynamische Tragzahl	C_r	6000 N

Nominelle Lebensdauer in Millionen Umdrehungen (60) und in Betriebsstunden (59):

$$L_{10} \approx \underline{\underline{119 \cdot 10^6}}$$

$$L_{10h} \approx \underline{\underline{691 \text{ h}}}$$

Obwohl das Lager A keine axialen Kräfte aufnimmt, hat das Lager B weniger Lagerbelastung P . Da sich das Lager weiter weg von den angreifenden Kräften des Zahnrades befindet, ist der Hebelarm größer und somit die Belastung. Es wird auch hier ein größeres Lager gewählt, welches sich an die Lebensdauer von Lager C und D annähert.

Tabelle 22: Schrägkugellager 7007-B-TVP [FAGL7007]

Bezeichnung	Formelzeichen	Wert
Dynamische Tragzahl	C_r	24 300 N
Innendurchmesser	d	35 mm
Außendurchmesser	D	62 mm
Durchmesser f. Schulteranschlag	d_1	46,5 mm
Durchmesser f. Deckelanschlag	D_1	53,2 mm
Breite	B	14 mm



Nominelle Lebensdauer in Millionen Umdrehungen (60) und in Betriebsstunden (59):

$$L_{10} \approx \underline{\underline{7933 \cdot 10^6}}$$

$$L_{10h} \approx \underline{\underline{46\,067 \text{ h}}}$$

4.2 Welle B

4.2.1 Geometrische Auswahl der Lager

Tabelle 23: gegebene Werte für Lagerauswahl Welle B

Bezeichnung	Formelzeichen	Wert
Mindestwellendurchmesser	$d_{\min,B}$	18,0 mm

Beide Lager werden mit einem Sicherungsring nach [DIN471] gesichert, da kein Kraftfluss axial durch die Sicherung geht. Eine Unterschneidung des Mindestwellendurchmesser auf Grund von Kerben ist lt. [NIEWI, S. 741] nicht zu berücksichtigen. Die nächst größere Normgröße für den Innendurchmesser eines Lagers von FAG ist 20 mm.

Die Lagersuche [FAGSU] ergibt als kleinstes Rillenkugellager mit den Mindestdurchmessern für das Festlager G und das Loslager E Rillenkugellager 61804 [FAGL61804].

Tabelle 24: Rillenkugellager 61804 [FAGL61804]

Bezeichnung	Formelzeichen	Wert
Innendurchmesser	d	20 mm
Außendurchmesser	D	32 mm
Mindestdurchmesser f. Schulteranschlag	$d_{a \min}$	22 mm
Maximaldurchmesser f. Deckelanschlag	$D_{a \max}$	30 mm
Breite	B	7 mm

Bei Lagersitz
wirkt kein
Moment mehr
→ d_{\min} egal!

4.3 Welle C

4.3.1 geometrische Vorüberlegungen

Tabelle 25: gegebene Werte für Lagerauswahl Welle C

Bezeichnung	Formelzeichen	Wert
Mindestwellendurchmesser	$d_{\min,C}$	23,6 mm
geforderte nominelle Lebensdauer	L_{10}	10 000 – 120 000 h

Durch die vorgegebene Geometrie der Wellenabsätze wird wieder mit Hilfe der FAG Lagersuche [FAGSU] das kleinst mögliche Rillenkugellager gewählt.

Von dem Mindestwellendurchmesser ausgehend, werden zwei Passfedernuten von je 4 mm und ein 6 mm im Durchmesser draufgeschlagen, um einen Anschlag für den Anschluss zu gewährleisten. Der nächste Absatz wird für einen Radialwellendichtring vorgesehen. Filzringe können nur bei einer maximalen Umfangsgeschwindigkeit von $0,4 \frac{m}{s}$ [ROLMA, S. 677] verwendet werden. Die Umfangsgeschwindigkeit ist

überlegen Öl.

$$v = d_{\min,C} \cdot \pi \cdot n_2 = 3,546 \frac{m}{s} > 0,4 \frac{m}{s}$$

Dieser Absatz beginnt mit einer Fase von 1,75 mm [DIN3760], hat eine Oberflächenrauigkeit von $R_z = 1$ bis $5 \mu m$ und benötigt einen Freistich. Auch diese muss nach [NIEWI, S. 741] nicht beachtet werden.

Das nächst größere Standardgewinde, abzüglich der doppelten Nuttiefe für ein Sicherungsblech (4 mm

[DIN70952]), wird gewählt. Denn an dem Wellenende des Abtriebsmomentes, muss das Festlager mit einer Nutmutter gesichert werden.

$$D_{\min,C,neu} = D_{\min,C} + 2 \cdot 4 \text{ mm} + 6 \text{ mm} + 2 \cdot 1,75 \text{ mm} + 2 \cdot 4 \text{ mm} = 49,100 \text{ mm}$$

Da es sich um einen überschlägigen Mindestdurchmesser mit Sicherheit 6 handelt, wird für die Nutmutter DIN 7852 – M50 × 1,5 – St gewählt. Der Durchmesser des Absatzes für Lager D beträgt somit 50 mm.

Das Loslager C wird mit einem Sicherungsring auf der Welle gesichert. Die nächst größere Nut ist lt. [DIN471] 22,9 mm für einen Wellenabsatz von 24 mm. Die nächste Standardgröße von FAG ist 25 mm, was der Mindestinnendurchmesser für Lager C wird. ✓

4.3.2 Rechnerische Vorüberlegungen zur Lebensdauerberechnung

Tabelle 26: Verwendete Formeln für Lagerlebensdauer[FAGGL]

Bezeichnung	Formel	
erweiterte modifizierte Lebensdauer	$L_{nm} = a_1 \cdot a_{iso} \cdot L_{10}$	(64)
Nominelle Lebensdauer in Betriebsstd.	$L_{10h} = \frac{16\,666}{n} \cdot \left(\frac{C}{P}\right)^p$	(65)
Nominelle Lebensd. in Mio. Umdrehungen	$L_{10} = \left(\frac{C}{P}\right)^p$	(66)
mittlere Drehzahl	$n = \frac{q_1 \cdot n_1 + \dots + q_z \cdot n_z}{100}$	(67)
Äquivalente Lagerbelastung	$P = \sqrt[p]{\frac{\frac{1}{a_i} \cdot q_i \cdot n_i \cdot F_i^p + \dots + \frac{1}{a_z} \cdot q_z \cdot n_z \cdot F_z^p}{q_i \cdot n_i + \dots + q_z \cdot n_z}}$	(68)
Dynamische äquivalente Belastung	$P = X \cdot F_r + Y \cdot F_a$	(69)

Tabelle 27: gegebene Werte für Lagerlebensdauer Welle C

Bezeichnung	Formelzeichen	Wert
Lebensdauerbeiwert	a_{iso}	1
Zeitanteil Übersetzung	Gang 1	q_1 70 %
	Gang 2	q_2 30 %
Lager C	Radialkraft	C_{radial} 761,591 N
	Axialkraft	C_{axial} 0,000 N
Lager D	Radialkraft	D_{radial} 1077,070 N
	Axialkraft	D_{axial} 417,001 N

Wie bei Welle A ist eine Erlebenswahrscheinlichkeit von 90 % ist ausreichend. So folgt

$$a = a_i = a_{iso} \cdot a_1 = 1.$$

Da es sich um Rillenkugellager handelt wird der Lebensdauerexponent

$$p = 3 \quad \text{[FAGGL]}$$

festgesetzt. Bei Welle C ist die Drehzahl der Welle veränderlich.

$$n = \frac{q_1 \cdot n_1 + q_2 \cdot n_2}{100} = 1262,800 \frac{1}{\text{min}}$$

Relativdrehzahl
nicht beachtet.
- 0,5

4.3.3 Lager C

Da es sich um ein Loslager handelt, lässt sich die dynamisch äquivalente Lagerbelastung vorab berechnen:

Laut [FAGKS] muss für die Bestimmung der Faktoren e , X und Y zuerst folgender Quotient ermittelt werden, da die Kraft C_{axial} jedoch 0 ist, gilt:

$$\frac{f_0 \cdot C_{\text{axial}}}{C_{0r}} = 0$$

$$\Rightarrow X = 1 \quad Y = 0$$

Mit (69) folgt:

$$F_1 = P_1 = X \cdot C_{\text{radial}} = 761,591 \text{ N}$$

Da auch auf Welle C in Gang 2 keine Kräfte auf die Lager wirken, ist wieder $F_2 = 0 \text{ N}$. Die äquivalente Lagerbelastung für stufenweise Veränderung ergibt sich wieder aus (68):

$$P_C = \sqrt[p]{\frac{\frac{1}{a} \cdot q_1 \cdot n_1 \cdot F_1^p + \frac{1}{a} \cdot q_2 \cdot n_2 \cdot F_2^p}{q_1 \cdot n_1 + q_2 \cdot n_2}} = 519,932 \text{ N}$$

Wieder wird zuerst das kleinstmögliche Lager gewählt.

Tabelle 28: Rillenkugellager 61805 [FAGL61805]

Bezeichnung	Formelzeichen	Wert
Dynamische Tragzahl	C_r	3800 N

Mit (60) und (59) gilt:

$$L_{10} = \left(\frac{C_r}{P_C}\right)^p \approx \underline{\underline{390 \cdot 10^6}}$$

$$L_{10h} = \frac{16\,666}{n} \cdot L_{10} \approx \underline{\underline{5147 \text{ h}}}$$

Die Lebensdauer ist weit von der Geforderten von 10 000 h entfernt. Ein größeres Lager wird gewählt:

Tabelle 29: Rillenkugellager S6005 [FAGLS6005]

Bezeichnung	Formelzeichen	Wert
Dynamische Tragzahl	C_r	8550 N
Innendurchmesser	d	25 mm
Außendurchmesser	D	47 mm
Minstdurchmesser f. Schulteranschlag	$d_{a \text{ min}}$	28,2 mm
Maximaldurchmesser f. Deckelanschlag	$D_{a \text{ max}}$	43,8 mm
Breite	B	12 mm

Die Lebensdauern mit (60) und (59):

$$L_{10} = \left(\frac{C_r}{P_C}\right)^p \approx \underline{\underline{4447 \cdot 10^6}}$$

$$L_{10h} = \frac{16\,666}{n} \cdot L_{10} \approx \underline{\underline{58\,690 \text{ h}}}$$

Diese erweiterte modifizierte Lebensdauer liegt im geforderten Bereich von 10 000 bis 120 000 Stunden.

4.3.4 Lager D

Tabelle 30: Rillenkugellager 6010 [FAG6010]

Bezeichnung	Formelzeichen	Wert
Dynamische Tragzahl	C_r	22 000 N
Statische Tragzahl	C_{0r}	15 800 N
Faktor	f_0	15,6 [FAGKS]
Innendurchmesser	d	50 mm
Außendurchmesser	D	80 mm
Minstdurchmesser f. Schulteranschlag	$d_{a \min}$	54,6 mm
Maximaldurchmesser f. Deckelanschlag	$D_{a \max}$	75,4 mm

Dynamisch äquivalente Lagerbelastung des Festlagers D:

Laut [FAGKS] muss für die Bestimmung der Faktoren e , X und Y zuerst folgender Quotient ermittelt werden:

$$\frac{f_0 \cdot D_{\text{axial}}}{C_{0r}} = 0,400 \Rightarrow 0,3$$

Aus der Tabelle [FAGKS, "Faktoren e, X und Y"] lässt sich ablesen:

$$e = 0,22 \quad X = 0,56 \quad Y = 2$$

Es gilt

$$\frac{F_a}{F_r} = \frac{D_a}{D_r} = 3,857 > e.$$

Deshalb lässt sich mit (69) Dynamische äquivalente Belastung errechnen:

$$F_1 = P_1 = X \cdot D_{\text{radial}} + Y \cdot D_{\text{axial}} = 868,800 \text{ N}$$

Es gilt wieder $F_2 = 0 \text{ N}$.

Die äquivalente Lagerbelastung mit stufenweiser Veränderung ergibt sich wieder aus (68):

$$P_D = 593,123 \text{ N}$$

Folglich gilt mit (59) und (60):

$$L_{10} \approx \underline{\underline{51\,031 \cdot 10^6}}$$

$$L_{10h} \approx \underline{\underline{673\,490 \text{ h}}}$$

Auch dieses Lager liegt im Bereich von 10 000 bis 120 000 Stunden und kann somit verbaut werden.

5 Rechnerischer Nachweis der Passfederverbindungen nach DIN 6892 Methode C

Die Methode C nach der DIN 6892 bietet sich für die vorhandene Problemstellung an. Die in der DIN formulierten Anwendungsgrenzen werden eingehalten. [DIN6892, S. 21] Es wird nur das Torsionsmoment berücksichtigt. An den betrachteten Stellen liegt kein nennenswertes Biegemoment an. Eine Richtungs- umkehrung kann aufgrund der Anwendung ausgeschlossen werden. Im Folgenden muss darauf geachtet werden dass, $l_{tr} \leq 1,3 \cdot d$ bleibt, und die Anzahl der Passfedern nicht größer als zwei wird.

5.1 Passfederverbindung der Zahnräder Nr. 2 und Nr. 3

Anhand des Wellendurchmessers und der Zahnradbreite wird eine passende Passfeder nach DIN 6885- I gesucht. Es wird zu Beginn davon ausgegangen, dass eine Passfeder ausreichend ist. Das belastende Torsionsmoment wird dem Abschnitt 4.1 entnommen.

Tabelle 31: Werte für die Passfederverbindung der Zahnräder Nr. 2 und Nr. 3

Bezeichnung	Formelzeichen	Wert
Wellendurchmesser	d	30 mm
Passfeder		DIN6885 – 1A10 × 8 × 32
Anzahl Passfeder	i	1
Tiefe Passfeder	t_1	5 mm
Belastendes Torsionsmoment	M_t	68,425 Nm
Zulässiger Druck der WNV	p_{zul}	$200 \frac{N}{mm^2}$

Da nur eine Passfeder gewählt wurde gilt:

$$i = 1 \Rightarrow \varphi = 1 \quad [\text{DIN6892, S. 21}]$$

Überprüfung der Anwendungsgrenze $l_{tr} \leq 1,3 \cdot d$ für die tragende Länge:

$$l_{tr} = l - b = 32 \text{ mm} - 10 \text{ mm} = 22 \text{ mm} \leq 1,3 \cdot d = 39 \text{ mm}$$

Berechnung des zulässigen Drehmomentes:

$$\begin{aligned} M_{t_{zul}} &= p_{zul} \cdot (h - t_1) \cdot l_{tr} \cdot \frac{d}{2} \cdot i \cdot \varphi \quad [\text{DIN6892, S. 21}] \\ &= 200 \frac{N}{mm^2} \cdot (8 \text{ mm} - 5 \text{ mm}) \cdot 22 \text{ mm} \cdot \frac{30 \text{ mm}}{2} \cdot 1 \cdot 1 \\ &= 198 \text{ Nm} \end{aligned}$$

Bestimmung des äquivalenten Drehmomentes:

Der Anwendungsfaktor K_A wird nach Anhang A, Tabelle A.1-A.3 DIN 6885 bestimmt. Es wird davon ausgegangen, dass die Antriebsmaschine (Elektromotor) gleichmäßig [DIN6892, vgl. S. 23] antreibt und die getriebene Maschine starke Stöße [DIN6892, vgl. S. 24] aufweist.

warum geht es von starken Stößen aus?

$$K_A = 1,75$$

Also gilt:

$$M_{teq} = M_t \cdot K_A = 68,425 \text{ Nm} \cdot 1,75 = 119,74 \text{ Nm} \quad [\text{DIN6892, S. 21}]$$

Bestimmung der Sicherheit:

$$S = \frac{M_{tzul}}{M_{teq}} = 1,65$$

Ergebnis etg. wird (h) ausgerechnet, manch mal vorhanden. ✓

Ergebnis: Die Festigkeit der Passfederverbindung an den Zahnräder Nr. 2 und Nr. 3 ist gewährleistet.

5.2 Passfederverbindung des Abtriebs

Anhand des Wellendurchmessers und der Zahnradbreite wird eine passende Passfeder nach DIN 6885-1 gesucht. Es wird zu Beginn davon ausgegangen, dass zwei Passfedern ausreichend ist. Das belastende Torsionsmoment des Abtriebs wird den Abschnitt 2.1 entnommen.

Tabelle 32: Werte für die Passfederverbindung des Abtriebs

Bezeichnung	Formelzeichen	Wert
Wellendurchmesser	d	34 mm
Passfeder		DIN6885 – 1A10 × 8 × 40
Anzahl Passfeder	i	2
Tiefe Passfeder	t_1	5 mm
Belastendes Torsionsmoment	M_t	153,059 Nm
Zulässiger Druck der WNV	p_{zul}	$200 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$

Da zwei Passfedern gewählt wurden gilt:

$$i = 2 \Rightarrow \varphi = 0,75 \quad [\text{DIN6892, S. 21}]$$

Überprüfung der Anwendungsgrenze $l_{tr} \leq 1,3 \cdot d$ für die tragende Länge:

$$l_{tr} = l - b = 40 \text{ mm} - 10 \text{ mm} = 30 \text{ mm} \leq 1,3 \cdot d = 44,2 \text{ mm}$$

Berechnung des zulässigen Drehmomentes:

$$\begin{aligned} M_{tzul} &= p_{zul} \cdot (h - t_1) \cdot l_{tr} \cdot \frac{d}{2} \cdot i \cdot \varphi \quad [\text{DIN6892, S. 21}] \\ &= 200 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \cdot (8 \text{ mm} - 5 \text{ mm}) \cdot 30 \text{ mm} \cdot \frac{34 \text{ mm}}{2} \cdot 2 \cdot 0,75 \\ &= 459 \text{ Nm} \end{aligned}$$

Bestimmung des äquivalenten Drehmomentes:

Der Anwendungsfaktor K_A wird aus dem vorherigen Abschnitt übernommen.

$$K_A = 1,75$$

Also gilt:

$$M_{teq} = M_t \cdot K_A = 153,059 \text{ Nm} \cdot 1,75 = 267,86 \text{ Nm} \quad [\text{DIN6892, S. 21}]$$

Bestimmung der Sicherheit:

$$S = \frac{M_{tzul}}{M_{teq}} = 1,71$$

Ergebnis: Die Festigkeit der Passfederverbindung am Abtrieb ist gewährleistet.

5.3 Passfederverbindung unter der Schalmuffe

Anhand des Wellendurchmessers und der Zahnradbreite wird eine passende Passfeder nach DIN 6885-1 gesucht. Es wird zu Beginn davon ausgegangen, dass zwei Passfedern ausreichend ist. Das belastende Torsionsmoment des Abtriebs wird dem Abschnitt 2.1 entnommen.

Tabelle 33: Werte für die Passfederverbindung unter der Schalmuffe

Bezeichnung	Formelzeichen	Wert
Wellendurchmesser	d	35 mm
Passfeder		DIN6885 – 1A10 × 8 × 40
Anzahl Passfeder	i	2
Tiefe Passfeder	t_1	5 mm
Belastendes Torsionsmoment	M_t	153,059 Nm
Zulässiger Druck der WNV	p_{zul}	$200 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$

Da zwei Passfedern gewählt wurde gilt:

$$i = 1 \Rightarrow \varphi = 0,75 \quad [\text{DIN6892, S. 21}]$$

Überprüfung der Anwendungsgrenze $l_{tr} \leq 1,3 \cdot d$ für die tragende Länge:

$$l_{tr} = l - b = 40 \text{ mm} - 10 \text{ mm} = 30 \text{ mm} \leq 1,3 \cdot d = 45,5 \text{ mm}$$

Berechnung des zulässigen Drehmomentes:

$$\begin{aligned} M_{tzul} &= p_{zul} \cdot (h - t_1) \cdot l_{tr} \cdot \frac{d}{2} \cdot i \cdot \varphi \quad [\text{DIN6892, S. 21}] \\ &= 200 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \cdot (8 \text{ mm} - 5 \text{ mm}) \cdot 30 \text{ mm} \cdot \frac{35 \text{ mm}}{2} \cdot 2 \cdot 0,75 \\ &= 472,5 \text{ Nm} \end{aligned}$$

Bestimmung des äquivalenten Drehmomentes:

Der Anwendungsfaktor K_A wird aus dem vorherigen Abschnitt übernommen.

$$K_A = 1,75$$

Also gilt:

$$M_{teq} = M_t \cdot K_A = 153,059 \text{ Nm} \cdot 1,75 = 267,86 \text{ Nm} \quad [\text{DIN6892, S. 21}]$$

Bestimmung der Sicherheit:

$$S = \frac{M_{tzul}}{M_{teq}} = 1,76$$

Ergebnis: Die Festigkeit der Passfederverbindung ist gewährleistet.

6 Rechnerischer Nachweis der Schalmuffe

Aus der Modul-Vorzugsreihe nach DIN 5480 werden passende Geometrien für die Schalmuffe ausgewählt. Aus fertigungstechnischen Gründen, muss der Bezugsdurchmesser kleiner als der Fußkreisdurchmesser von Zahnrad 1 sein. Die Schalmuffe wird maximal mit dem maximalen Abtriebstorsionsmoment belastet. Dieses wird Abschnitt 2.1 entnommen. ✓

Tabelle 34: Werte für die Schaltmuffe

Bezeichnung	Formelzeichen	Wert
Bezugsdurchmesser	d_b	75 mm
Tragende Länge	l	8 mm
Modul	m	3 mm
Zähnezahl	z	24
Eingriffswinkeln	α	30° [NIEWI, vgl. S. 825]
Zulässiger Druck der WNV	p_{zul}	$200 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$
Belastendes Torsionsmoment	M_t	153,059 Nm

Worum nicht 2mm bzw 5mm?

Tabelle 35: Verwendete Formeln für den Festigkeitsnachweis der Schaltmuffe [NIEWI, S. 819f]

Bezeichnung	Formel
Auftretende Flankenpressung	$p = \frac{T \cdot \cos(\alpha_w)}{r_w \cdot z \cdot l \cdot h_w} \cdot k_{\varphi\beta} \cdot k_1$ (70)
Äquivalente Torsionsbelastung	$T = K_A \cdot T_{nenn}$ (71)
	$\cos(\alpha_w) = \frac{r_w}{r_m}$ (72)
	$d_{a1} = d_b - 0,2 \cdot m$ (73)
	$ d_{a2} = d_b - 2 \cdot m$ (74)
	$r_m = \frac{d_{a1} + d_{a2} }{4}$ (75)
	$h_w = \frac{d_{a1} - d_{a2} }{2}$ (76)
Aus (70), (72) und (71) folgt:	$p_{vor} = \frac{M_t \cdot K_A}{z \cdot l \cdot h_w \cdot r_m} \cdot k_{\varphi\beta} \cdot k_1$ (77)

ui

Torsion

✓

Um den Anteilfaktor $k_{\varphi\beta}$ zu bestimmen setzen wir voraus, dass mit mindestens einer Genauigkeit im Toleranzfeld von H11/IT 11 gefertigt wird. Dann gilt:

$$k_{\varphi\beta} = 4 \quad [\text{NIEWI, S. 821}]$$

✓

Für den Längenfaktor wird eine konservative Abschätzung nach DIN 6892 gemacht:

$$k_1 = 2$$

Für den Anwendungsfaktor gilt weiterhin nach Abschnitt 6:

$$K_A = 1,75$$

Gemäß (73) und (74) gilt:

$$d_{a1} = d_b - 0,2 \cdot m = 75 \text{ mm} - 0,2 \cdot 3 \text{ mm} = 74,4 \text{ mm}$$

$$|d_{a2}| = d_b - 2 \cdot m = 75 \text{ mm} - 2 \cdot 3 \text{ mm} = 69 \text{ mm}$$

Daraus folgt nach (75) und (76):

$$r_m = \frac{d_{a1} + |d_{a2}|}{4} = \frac{74,4 \text{ mm} + 69 \text{ mm}}{4} = 35,85 \text{ mm}$$
$$h_w = \frac{d_{a1} - |d_{a2}|}{2} = \frac{74,4 \text{ mm} - 69 \text{ mm}}{2} = 2,7 \text{ mm}$$

Insgesamt gilt also gemäß 77:

$$p_{vor} = \frac{153,059 \text{ Nm} \cdot 1,75}{24 \cdot 8 \text{ mm} \cdot 2,7 \text{ mm} \cdot 35,85 \text{ mm}} \cdot 4 \cdot 2 = 115,31 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \quad (78)$$

Bestimmung der Sicherheit:

$$S = \frac{p_{zul}}{p_{vor}} = 1,73$$

Ergebnis: Die Festigkeit der Schalmuffe ist gewährleistet.

Literatur

- [DECKER] Decker, Karlheinz Kabus Karl-Heinz. *Decker Maschinenelemente*. 2011. ISBN: 3446426086.
- [DIN6892] DIN 6892:2014-05 – *Mitnehmerverbindungen ohne Anzug - Passfedern - Berechnung und Gestaltung*.
- [DIN743] DIN 743-3:2012-12 – *Tragfähigkeitsberechnung von Wellen und Achsen - Teil 3: Werkstoff-Festigkeitswerte*.
- [FAG6010] 2015, Schaeffler Technologies AG & Co. KG. *Rillenkugellager 6010*. 24. Juni 2015. URL: http://medias.schaeffler.de/medias/de!hp.ec.br.pr/60*6010?clrsb=1.
- [FAGGL] 2015, Schaeffler Technologies AG & Co. KG. *Technische Grundlagen Wälzlager Tragfähigkeit und Lebensdauer*. 11. November 2015. URL: http://medias.schaeffler.de/medias/de!hp.tg.cat/tg_hr*ST4_102027403.
- [FAGKS] 2015, Schaeffler Technologies AG & Co. KG. *Konstruktions- und Sicherheitshinweise Rillenkugellager 60*. 11. November 2015. URL: http://medias.schaeffler.de/medias/de!hp.info/60*UK*kshinweise.
- [FAGL61804] 2015, Schaeffler Technologies AG & Co. KG. *Rillenkugellager 61804*. 11. November 2015. URL: http://medias.schaeffler.de/medias/hp.ec.br.pr/618*61804.
- [FAGL61805] 2015, Schaeffler Technologies AG & Co. KG. *Rillenkugellager 61805*. 11. November 2015. URL: http://medias.schaeffler.de/medias/hp.ec.br.pr/618*61805.
- [FAGL7007] 2015, Schaeffler Technologies AG & Co. KG. *Schrägkugellager 7007-B-TVP*. 11. November 2015. URL: http://medias.schaeffler.de/medias/hp.ec.br.pr/73...-B*7007-B-TVP.
- [FAGL71806] 2015, Schaeffler Technologies AG & Co. KG. *Schrägkugellager 71806-B-TVH*. 11. November 2015. URL: http://medias.schaeffler.de/medias/hp.ec.br.pr/718...-B*71807-B-TVH.
- [FAGL71807] 2015, Schaeffler Technologies AG & Co. KG. *Schrägkugellager 71807-B-TVH*. 11. November 2015. URL: http://medias.schaeffler.de/medias/hp.ec.br.pr/718...-B*71807-B-TVH.
- [FAGL7306] 2015, Schaeffler Technologies AG & Co. KG. *Schrägkugellager 7306-B-TVP*. 11. November 2015. URL: http://medias.schaeffler.de/medias/hp.ec.br.pr/73...-B*7306-B-TVP.
- [FAGLS6005] 2015, Schaeffler Technologies AG & Co. KG. *Rillenkugellager S6005*. 11. November 2015. URL: http://medias.schaeffler.de/medias/hp.ec.br.pr/S60*S6005.
- [FAGSKL] Industrie, FAG Schaffler Gruppe. *Schrägkugellager*. 11. November 2015. URL: http://medias.schaeffler.de/medias/de!hp.info/718...-B*UK*kshinweise.

- [FAGSU] 2015, Schaeffler Technologies AG & Co. KG. *Lagerauswahl*. 11. November 2015. URL: <http://medias.schaeffler.de/medias/la/dimension.do>.
- [GROSS] Gross, Dietmar u. a. *Technische Mechanik 1: Statik (Springer-Lehrbuch) (German Edition)*. Springer, 2008. ISBN: 3540683941.
- [HABER] Haberhauer, Horst und Bodenstern, Ferdinand. *Maschinenelemente: Gestaltung, Berechnung, Anwendung (Springer-Lehrbuch) (German Edition)*. Springer, 2005. ISBN: 3540222847.
- [NIEWI] Niemann, G., Winter, H. und Höhn, Bernd-Robert. *Maschinenelemente: Band 1: Konstruktion und Berechnung von Verbindungen, Lagern, Wellen (v. 1) (German Edition)*. Springer, 2005. ISBN: 3540251251.
- [ROLMA] Wittel, Herbert u. a. *Roloff/Matek Maschinenelemente: Normung, Berechnung, Gestaltung (German Edition)*. Springer Vieweg, 2015. ISBN: 3658090812.
- [ROLMF] Wittel, Herbert u. a. *Roloff/Matek Maschinenelemente Formelsammlung (German Edition)*. Springer Vieweg, 2014. ISBN: 3658054832.
- [TABMET] *Tabellenbuch Metall (mit Formelsammlung)*. Europa Lehrmittel Verlag, 2011. ISBN: 3808517255.

Weitere Fehler

Schrauben / Befestigungen

- 50 Verschraubung / Befestigung darstellen
- 51 Verschraubung / Befestigung funktioniert nicht
- 52 Dichter an den Lagern verschrauben
- 53 Keine Schlitzschrauben verwenden
- 54 Erforderliche Einschraubtiefe beachten
- 55 Klemmlänge erhöhen
- 56 Nicht radial verschrauben

Bauteilgestalt

- 60 Wellenabsatz vorsehen
- 61 Anschlag vorsehen
- 62 Bearbeitungsabsatz vorsehen
- 63 Auslauf vorsehen / vergrößern
- 64 Montagefase vorsehen
- 65 Kerben vermeiden / Ausrundungsradius vergrößern
- 66 Durchmesser / Wandstärke vergrößern
- 67 Durchmesser / Wandstärke verkleinern
- 68 Kraftflussgerechter gestalten
- 69 Aussteifen
- 70 Möglichst konstante Wandstärken vorsehen
- 71 Gegen Verdrehen sichern
- 72 Gegen Verschieben sichern
- 73 Als ein Teil fertigen
- 74 Aus mehreren Teilen zusammensetzen
- 75 Lose Teile vermeiden
- 76 Bearbeitungsaufwand verringern
- 77 Hinterschneidungen vermeiden
- 78 Deckel vorsehen
- 79 Verletzungsgefahr verringern
- 80 Handhabung verbessern
- 81 Befestigung / Füße vorsehen
- 82 Kompakter gestalten
- 83 Gießgerechter gestalten
- 84 Verschleißteile austauschbar gestalten
- 85 Einstellung der Federkraft ermöglichen

Allgemeine Fehler

- 90 Unverständlich/unsinnig
- 91 Darstellung ist nicht normgerecht / falsch
- 92 Das ist hier unnötig
- 93 Keine Handskizzen, Lineal und Zirkel verwenden
- 94 Stückliste, Passungstabelle ist unvollständig/fehlt
- 95 2. Ansicht fehlt

Schwere Fehler

- 1 Montage nicht möglich / zu aufwendig
- 2 Fertigung nicht möglich / zu aufwendig
- 3 Bremse
- 4 Axiale Festlegung fehlt
- 5 Drehmomentübertragung fehlt
- 6 Zentrierung fehlt
- 7 Überbestimmt
- 8 Entspricht nicht der Aufgabenstellung
- 9 Darstellung fehlt / Gestalt unklar
- 10 Funktionsuntüchtig
- 11 Widerspruch / Kollision

Lagerung / Schmiering

- 20 Angestellte Lagerung in 0-Anordnung vorsehen
- 21 Angestellte Lagerung in X-Anordnung vorsehen
- 22 Fest-Los-Lagerung vorsehen
- 23 Schwimmende Lagerung vorsehen
- 24 Einstellbarkeit ermöglichen
- 25 Ölzufuhr / Ölablass / Ölstandskontrolle vorsehen
- 26 Abdichtung gegen Schmutz vorsehen / verbessern
- 27 Abdichtung gegen Öl- / Fettauftreten vorsehen
- 28 Schmiering hier vorsehen / verbessern
- 29 Entlüftung vorsehen

Oberflächen / Passungen

- 30 Oberfläche muss bearbeitet werden
- 31 Bearbeitete Oberfläche verkleinern
- 32 Doppelzentrierung / Doppelpassung vermeiden
- 33 Zentrierung / Passung verkürzen
- 34 Zentrierung / Passung verlängern
- 35 Außenzentrierung vermeiden
- 36 Verstüßen
- 37 Hier Spiel vorsehen
- 38 Hier kein Spiel vorsehen
- 39 Spiel vergrößern
- 40 Spiel verkleinern
- 41 Passung angeben
- 42 Feste / festere Presspassung vorsehen
- 43 Leichte / leichtere Presspassung vorsehen.
- 44 Spielpassung vorsehen

Top Zeichnung. Penwork:
 Achtet auf jeab
 keine jeab's
 Defekt.

2 leichte Fehler je - 0,5

=> M/12

Stückliste, Passungstabelle, Konstruktibilität

7,5/1,5

=> Σ 12,5 / 13,5

Konstruktion II
Semesteraufgabe
2. Testat

eingereicht von

eingereicht am 12.02.2016

Tutor:

Inhaltsverzeichnis

Abbildungsverzeichnis	iii
Tabellenverzeichnis	iii
I Einleitung DIN 743	1
1 Anwendungsbereich	1
II Auswahl Stelle A oder B	2
2 Stelle A	2
2.1 Spannungen	2
2.2 Vergleichsspannungen	3
3 Stelle B	3
3.1 Spannungen	3
3.2 Vergleichsspannungen	4
4 Vergleich	4
III Nachweis Vermeiden von Dauerbrüchen	4
Stelle B	4
1 Berechnung Gestaltfestigkeit der gekerbten Bauteils	4
1.1 Einflussfaktoren	5
1.1.1 technologische Größeneinflussfaktor $K_1(d_{\text{eff}})$	5
1.1.2 Geometrischer Einflussfaktor $K_2(d)$	5
1.1.3 Einflussfaktor der Oberflächenrauheit $K_{F\sigma, \tau}$	5
1.1.4 Einflussfaktor der Oberflächenverfestigung K_V	5
1.1.5 Kerbwirkzahlen $\beta_{\sigma, \tau}$	6
1.2 Stützzahl n	6
1.2.1 Ermittlung der Formzahl α	6
1.2.2 Zugstreckgrenze σ_S	6
1.2.3 Spannungsgefälle G'	7
1.3 Bauteilwechselfestigkeit	7
1.4 Auswahl Fall	7
1.4.1 Einflussfaktoren der Mittelspannungsempfindlichkeiten	8
1.4.2 Vergleichsmittelspannung σ_{mv}	8
1.5 Bauteilfließgrenzen	8
1.5.1 statische Stützwirkung K_{2F}	8
1.5.2 Erhöhungsfaktor der Fließgrenze γ_F	8
1.5.3 Fließgrenzen	8
2 Sicherheit	9
IV Nachweis Vermeiden bleibender Verformung	9
Stelle B	9

1	technologische Größeneinflussfaktor $K_1(d_{\text{eff}})$	9
2	Fließgrenzen	9
3	Sicherheit	9
4	Auswertung	10
V	Nachweis Vermeiden bleibender Verformung Stelle C	11
1	Spannungen und Faktoren	11
1.1	Einflussfaktoren	12
1.1.1	technologische Größeneinflussfaktor $K_1(d_{\text{eff}})$	12
1.1.2	Ermittlung der Formzahl α	12
1.1.3	Zugstreckgrenze σ_S	12
1.2	Bauteilfließgrenzen	12
1.2.1	statische Stützwirkung K_{2F}	12
1.2.2	Erhöhungsfaktor der Fließgrenze γ_F	13
1.2.3	Fließgrenzen	13
2	Sicherheit	13
3	Folgerungen	13

Tabellenverzeichnis

1	gegebene Werte für die Welle	1
2	gegebene Werte für die Stelle A	2
3	gegebene Werte für die Stelle B	3
4	gegebene Werte für die Stelle C	11

Teil I

Einleitung DIN 743

Im Folgenden wird eine Tragfähigkeitsberechnung einer Welle nach DIN 743-1:2012-12 mit DIN 743-2:2012-12 und DIN 743-3:2012-12 an zwei kritischen Stellen gemacht.

1 Anwendungsbereich

Da es sich bei dem Werkstück um eine Welle aus Stahl handelt, deren Einsatzbereich zwischen -40 °C und 150 °C in dem korrosionsfreiem Umgebungsmedium säurefreiem Öl liegt, kann die DIN 743 im Folgenden angewandt werden.

Tabelle 1: gegebene Werte für die Welle

Bezeichnung	Formelzeichen	Wert
Wellenwerkstoff		<i>C22E</i> ohne harte Randschicht
gemittelte Rauheit	R_z	$20\ \mu\text{m}$
Innendurchmesser	d_i	0 mm
für die Wärmebehandlung maßgebender Durchmesser	d_{eff}	110 mm

Teil II

Auswahl Stelle A oder B

Die Auswahl der kritischen Stelle erfolgt über die Vergleichsspannung nach Mises.

Essel $\sigma_{\text{Kerb}} = \beta \cdot \sigma_a$ berechnet werden.

2 Stelle A

Tabelle 2: gegebene Werte für die Stelle A

Bezeichnung	Formelzeichen	Wert
Bauteildurchmesser im Kerbquerschnitt	d	34,4 mm
Durchmesser des nächsthöheren Absatzes	D	44 mm
dynamisch:		
Normalkraft	F_{zda}	0 N
Biegemoment	M_{ba}	15,21 Nm <i>→ weiter?</i>
Torsionsmoment	M_{ta}	0 Nm
statisch:		
Normalkraft	F_{zdm}	186 N
Biegemoment	M_{bm}	0 Nm
Torsionsmoment	M_{tm}	30,62 Nm

2.1 Spannungen

Die Amplituden und Mittelwirkungen der wirkenden Spannungen werden nach den Gleichungen der DIN 743-1 Tabelle 1 berechnet unter Berücksichtigung der vorherrschenden Bedingungen. Es gilt:

$$A = \frac{\pi}{4} \cdot (d^2 - d_i^2) = 929,409 \text{ mm}^2$$

$$W_b = \frac{\pi}{32} \cdot \frac{(d^4 - d_i^4)}{d} = 3996,458 \text{ mm}^3$$

$$W_t = \frac{\pi}{16} \cdot \frac{(d^4 - d_i^4)}{d} = 7992,915 \text{ mm}^3$$

$$\sigma_{zda} = \frac{F_{zda}}{A} = 0 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \quad \sigma_{zdm} = \frac{F_{zdm}}{A} = 0,200 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$\sigma_{ba} = \frac{M_{ba}}{W_b} = 3,806 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \quad \sigma_{bm} = \frac{M_{bm}}{W_b} = 0 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$\tau_{ta} = \frac{M_{ta}}{W_t} = 0 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \quad \tau_{tm} = \frac{M_{tm}}{W_t} = 3,831 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Durch die Axialkraft des Zahnrades entsteht ein dynamisches Biegemoment. Die Normalkraft ist durch die Schrägverzahnung wie das Torsionsmoment durch den konstanten Antrieb statisch.

Im Folgenden gilt somit:

$$\begin{aligned}\sigma_{zd} = \sigma_{zdm} &= 0,200 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \\ \sigma_b = \sigma_{ba} &= 3,806 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \\ \tau_t = \tau_{tm} &= 3,831 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}\end{aligned}$$

2.2 Vergleichsspannungen

$$\sigma_{v,A} = \sqrt{(\sigma_{zd} + \sigma_b)^2 + 3 \cdot \tau_t^2} = 7,751 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

3 Stelle B

Tabelle 3: gegebene Werte für die Stelle B

Bezeichnung	Formelzeichen	Wert
Bauteildurchmesser im Kerbquerschnitt	d	28 mm
Durchmesser des nächsthöheren Absatzes	D	35 mm
dynamisch:		
Normalkraft	F_{zda}	0 N
Biegemoment	M_{ba}	14,63 Nm
Torsionsmoment	M_{ta}	0 Nm
statisch:		
Normalkraft	F_{zdm}	0 N
Biegemoment	M_{bm}	0 Nm
Torsionsmoment	M_{tm}	30,62 Nm

3.1 Spannungen

Die Amplituden und Mittelwirkungen der wirkenden Spannungen werden nach den Gleichungen der DIN 743-1 Tabelle 1 berechnet unter Berücksichtigung der vorherrschenden Bedingungen. Es gilt:

$$\begin{aligned}A &= \frac{\pi}{4} \cdot (d^2 - d_i^2) = 615,752 \text{ mm}^2 \\ W_b &= \frac{\pi}{32} \cdot \frac{(d^4 - d_i^4)}{d} = 2155,133 \text{ mm}^3 \\ W_t &= \frac{\pi}{16} \cdot \frac{(d^4 - d_i^4)}{d} = 4310,265 \text{ mm}^3\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\sigma_{zda} &= \frac{F_{zda}}{A} = 0 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} & \sigma_{zdm} &= \frac{F_{zdm}}{A} = 0 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \\ \sigma_{ba} &= \frac{M_{ba}}{W_b} = 6,788 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} & \sigma_{bm} &= \frac{M_{bm}}{W_b} = 0 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \\ \tau_{ta} &= \frac{M_{ta}}{W_t} = 0 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} & \tau_{tm} &= \frac{M_{tm}}{W_t} = 7,104 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}\end{aligned}$$

Durch die Axialkraft des Zahnrades entsteht ein dynamisches Biegemoment. Die Normalkraft ist durch die Schrägverzahnung wie das Torsionsmoment durch den konstanten Antrieb statisch. Im Folgenden gilt somit:

$$\begin{aligned}\sigma_{zd} = \sigma_{zdm} &= 0 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \\ \sigma_b = \sigma_{ba} &= 6,788 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \\ \tau_t = \tau_{tm} &= 7,104 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}\end{aligned}$$

3.2 Vergleichsspannungen

$$\sigma_{v,B} = \sqrt{(\sigma_{zd} + \sigma_b)^2 + 3 \cdot \tau_t^2} = 14,053 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

*hier kann nicht
σ_a und σ_m
vergleichen.*

4 Vergleich

Der Vergleich der Spannungen zeigt:

$$\sigma_{v,B} = 14,053 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} > 7,751 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} = \sigma_{v,A}$$

Folglich ist Stelle B die kritischere.

*α, G', b } nicht bestimmt
- ↑*

Teil III

Nachweis Vermeiden von Dauerbrüchen Stelle B

1 Berechnung Gestaltfestigkeit der gekerbten Bauteils

Da die Voraussetzungen nicht vorliegen, dass am konkreten Bauteil und an der zu betrachtenden Stelle die Bauteil Wechselfestigkeit bestimmt werden kann, wird diese, gemäß der DIN 743-1 S.11 aus der Wechselfestigkeit für den Probenstab und den technologischen Größeneinflussfaktor berechnet. Es gilt:

$$\begin{aligned}\sigma_{zdWK} &= \frac{\sigma_{zdW}(d_B) \cdot K_1(d_{eff})}{K_{\sigma,zd}^{[1]}} \\ \sigma_{bWK} &= \frac{\sigma_{bW}(d_B) \cdot K_1(d_{eff})}{K_{\sigma,b}^{[1]}} \\ \tau_{tWK} &= \frac{\tau_{tW}(d_B) \cdot K_1(d_{eff})}{K_{\tau}}\end{aligned}$$

Es liegt keine Brinellhärte vor, also wird die Wechselfestigkeit nach der Empfehlung der DIN 743-3 S.5 ermittelt:

$$\begin{aligned}\sigma_{bW} &= 0,5 \cdot \sigma_B \\ \sigma_{zdW} &= 0,4 \cdot \sigma_B \\ \tau_{tW} &= 0,3 \cdot \sigma_B\end{aligned}$$

Der Wert für die Zugfestigkeit σ_B wird aus der Tabelle DIN 743-3 Tabelle A.4 ermittelt. Für den Stahl C22 gilt:

$$\sigma_B(d_B) = 500 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

^[1]zd und b in Indices hinzugefügt um Verwechslungen zu vermeiden

Also folgt:

$$\begin{aligned}\sigma_{bW}(d_B) &= 250 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \\ \sigma_{zdW}(d_B) &= 200 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \\ \tau_{tW}(d_B) &= 150 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}\end{aligned}$$

1.1 Einflussfaktoren

1.1.1 technologische Größeneinflussfaktor $K_1(d_{\text{eff}})$

Für die Welle nach DIN 743-2 (12) für die Zugfestigkeit des vergüteten Baustahl C22:
mit $16 \text{ mm} < d_{\text{eff}} = 110 \text{ mm} < 300 \text{ mm}$
und $d_B = 16 \text{ mm}$

$$K_1(d_{\text{eff}}) = 1 - 0,26 \cdot \lg\left(\frac{d_{\text{eff}}}{d_B}\right) = 0,782 \quad \checkmark$$

1.1.2 Geometrischer Einflussfaktor $K_2(d)$

Nach DIN 743-2 (15) gilt für $K_2(d)$ für Zug/Druck

$$K_2(d) = 1$$

Für Biegung und Torsion gilt nach nach DIN 743-2 (16) für $7,5 \text{ mm} \leq d < 150 \text{ mm}$:

$$K_2(d) = 1 - 0,2 \cdot \frac{\lg(d/7,5)}{\lg(20)} = 0,912 \quad \checkmark$$

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

$\sigma_B \leq 2000 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$, es ist nicht von einzelnen Spitzenwerte der Rauheit, sowie von einer Walzhaut auszugehen. Ebenfalls wird die Berechnung nicht mit einer experimentell bestimmten Kerbzahl durchgeführt. Nach DIN 743-2 (18) gilt für Zug Druck:

$$\begin{aligned}K_{F\sigma} &= 1 - 0,22 \cdot \lg\left(\frac{R_z}{\mu\text{m}}\right) \cdot \left(\lg\left(\frac{\sigma_B(d)}{20 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}}\right) - 1\right) \\ &\text{mit } \sigma_B(d_{\text{eff}}) = K_1(d_{\text{eff}}) \cdot \sigma_B(d_B) = 391 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \\ K_{F\sigma} &= 0,917 \quad \checkmark\end{aligned}$$

Es gilt für Torsion:

$$K_{F\tau} = 0,575 \cdot K_{F\sigma} + 0,425 = 0,962$$

1.1.4 Einflussfaktor der Oberflächenverfestigung K_V

Da im vorliegenden Fall keine Oberflächenverfestigung vorliegt wird konservativ entsprechend DIN 743-2 S. 30

$$K_V = 1$$

gewählt.

1.1.5 Kerbwirkzahlen $\beta_{\sigma, \tau}$

Nach DIN 743-2 (4) kann die Kerbwirkungszahl wie folgt berechnet werden, da das bezogene Spannungsgefälle bekannt ist:

$$\beta_{\sigma, \tau} = \frac{\alpha_{\sigma, \tau}}{n}$$

1.2 Stützzahl n

Bei der betrachteten Welle handelt es sich um eine einsatzgehärtete Welle ohne aufgekohlte Konturen ohne harte Randschicht. Folglich gilt für die Stützzahl lt. DIN 743-2 (5):

$$n = 1 + \sqrt{G' \cdot \text{mm}} \cdot 10^{-\left(0,33 + \frac{\sigma_S(d)}{712 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}}\right)}$$

1.2.1 Ermittlung der Formzahl α

Der Abstand von d zum nächsten Absatz ist $t = 3,500 \text{ mm}$

Mit DIN 743-2 Bild 7 8 für Zug:

$$\sigma_n = \frac{F}{\pi \cdot \frac{d^2}{4}} = 0 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$\alpha_{\sigma, \text{zd}} = 1 + \frac{1}{\sqrt{0,62 \cdot \frac{r}{t} + 7 \cdot \frac{r}{d} \cdot \left(1 + 2 \frac{r}{d}\right)^2}} = 3,155$$

nach Bild 9 für Biegung:

$$\sigma_n = \frac{M_b}{\pi \cdot \frac{d^3}{32}} = 0 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$\alpha_{\sigma, \text{b}} = 1 + \frac{1}{\sqrt{0,62 \cdot \frac{r}{t} + 11,6 \cdot \frac{r}{d} \cdot \left(1 + 2 \frac{r}{d}\right)^2 + 0,2 \cdot \left(\frac{r}{t}\right)^3 \cdot \frac{d}{D}}} = 2,523$$

nach Bild 10 für Torsion:

$$\tau_n = \frac{M_t}{\pi \cdot \frac{d^3}{16}} = 0 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$\alpha_{\sigma, \text{t}} = 1 + \frac{1}{\sqrt{3,4 \cdot \frac{r}{t} + 38 \cdot \frac{r}{d} \cdot \left(1 + 2 \frac{r}{d}\right)^2 + \left(\frac{r}{t}\right)^2 \cdot \frac{d}{D}}} = 1,385$$

1.2.2 Zugstreckgrenze σ_S

Nach DIN 743-3 Tabelle A.4 gilt:

$$\sigma_S(d_B) = 340 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Lt. DIN 743-2 Bild 13 S. 13:

$$\sigma_S(d) \approx K_1(d_{\text{eff}}) \cdot \sigma_S(d_{\text{eff}}) = 265,880 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

hier $K_1(d_{\text{eff}})$ für
Streckgrenze

-0,5

1.2.3 Spannungsgefälle G'

Nach DIN 743-2 S.14 Tabelle 2 gilt:

$$\frac{d}{D} = 0,800 > 0,67 \quad \text{und} \quad r = 1 \text{ mm} > 0$$

Folglich gilt für

$$\phi = \frac{1}{4 \cdot \sqrt{\frac{t}{r}} + 2} = 0,105 \quad \checkmark$$

Das Spannungsgefälle G' an Stelle B ist somit

$$G'_{zd} = \frac{2,3 \cdot (1 + \phi)}{r} = 2,542$$

$$G'_{b} = \frac{2,3 \cdot (1 + \phi)}{r} = 2,542 \quad \checkmark$$

$$G'_{t} = \frac{1,15}{r} = 1,150$$

1.3 Bauteilwechselfestigkeit

Mit DIN 743-2 (4) und (5) ist

$$\begin{aligned} n_{zd} = 1,316 & \Rightarrow \beta_{zd} = 2,397 \\ n_b = 1,316 \quad \checkmark & \Rightarrow \beta_b = 1,917 \quad \text{ff } 1,6 \\ n_t = 1,212 & \Rightarrow \beta_t = 1,143 \end{aligned}$$

Für den Gesamteinflussfaktor K_σ für Zug/Druck und Biegung bzw. K_τ für Torsion gilt:

$$K_{\sigma,zd}^{[2]} = \left(\frac{\beta_{\sigma,zd}}{K_2(d)} + \frac{1}{K_{F\sigma}} - 1 \right) \cdot \frac{1}{K_V} = 2,488$$

$$K_{\sigma,b}^{[2]} = \left(\frac{\beta_{\sigma,b}}{K_2(d)} + \frac{1}{K_{F\sigma}} - 1 \right) \cdot \frac{1}{K_V} = 2,192 \quad \checkmark$$

$$K_\tau = \left(\frac{\beta_\tau}{K_2(d)} + \frac{1}{K_{F\tau}} - 1 \right) \cdot \frac{1}{K_V} = 1,344$$

Die Bauteilwechselfestigkeit an Stelle B ist somit:

$$\sigma_{zdWK} = 62,862 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$\sigma_{bWK} = 89,188 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \quad \checkmark$$

$$\tau_{tWK} = 87,277 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

1.4 Auswahl Fall

Im vorliegendem Beispiel liegt Fall 2 vor. Bei einer gedachten Änderung der Betriebsbelastung, ~~zum Beispiel~~ des antreibenden Torsionsmoment, bleibt das Verhältnis zwischen Ausgangsspannung und Mittelspannung konstant. ... warum? ✓

Für die Bedingung der Spannungsamplitude wird nur die Biegespannung betrachtet, da diese die einzige dynamische Belastung ist. Es werden folgende Größen benötigt:

^[2]zd und b in Indices hinzugefügt um Verwechslungen zu vermeiden

1.4.1 Einflussfaktoren der Mittelspannungsempfindlichkeiten

nach DIN 743-1 (20 - 22):

$$\psi_{zd\sigma K} = \frac{\sigma_{zdWK}}{2 \cdot K_1(d_{eff}) \cdot \sigma_B(d_B) - \sigma_{zdWK}} = 0,087$$

$$\psi_{b\sigma K} = \frac{\sigma_{bWK}}{2 \cdot K_1(d_{eff}) \cdot \sigma_B(d_B) - \sigma_{bWK}} = 0,129$$

$$\psi_{\tau K} = \frac{\tau_{tWK}}{2 \cdot K_1(d_{eff}) \cdot \sigma_B(d_B) - \tau_{tWK}} = 0,126$$

1.4.2 Vergleichsmittelspannung σ_{mv}

Da $\sigma_{zdm} + \sigma_{bm} = 0 \geq 0$ gilt, kann die **Vergleichsmittelspannung** σ_{mv} mit DIN 743-1 (23) berechnet werden.

$$\sigma_{mv} = \sqrt{(\sigma_{zdm} + \sigma_{bm})^2 + 3 \cdot \tau_{tm}^2} = 12,304 \frac{N}{mm^2}$$

1.5 Bauteilfließgrenzen

1.5.1 statische Stützwirkung K_{2F}

Mit Tabelle 3 (S. 17) folgt bzgl. Vollwellen

$$K_{2F,zd} = 1$$

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

$$K_{2F,t} = 1,2$$

1.5.2 Erhöhungsfaktor der Fließgrenze γ_F

mit Tabelle 2

$$3 \leq \alpha_{\sigma zd} = 3,155 \Rightarrow \gamma_{F,zd} = 1,15$$

$$2 < \alpha_{\sigma b} = 2,523 \leq 3 \Rightarrow \gamma_{F,b} = 1,10$$

$$\gamma_{F,t} = 1$$

1.5.3 Fließgrenzen

Die vorhandene Streckgrenze des Bauteils $\sigma_S(d)$ ist nicht bekannt. Deshalb wird $\sigma_S(d)$ näherungsweise aus dem Probendurchmesser ermittelt.

$$\sigma_S(d) = \sigma_S(d_B) \cdot K_1(d_{eff}) = 265,880 \frac{N}{mm^2}$$

Die Fließgrenzen folgen nun aus Gleichung (31), bzw. (32):

$$\sigma_{zdFK} = K_1(d_{eff}) \cdot K_{2F,zd} \cdot \gamma_F \cdot \sigma_S(d_B) = 239,106 \frac{N}{mm^2}$$

$$\sigma_{bFK} = K_1(d_{eff}) \cdot K_{2F,b} \cdot \gamma_F \cdot \sigma_S(d_B) = 274,452 \frac{N}{mm^2}$$

$$\tau_{tFK} = K_1(d_{eff}) \cdot K_{2F,t} \cdot \gamma_F \cdot \sigma_S(d_B) \cdot \frac{1}{\sqrt{3}} = 144,050 \frac{N}{mm^2}$$

Die Bedingung für die Berechnung der Spannungsamplitude der Bauteil-Dauerfestigkeit für bestimmte Mittelspannung ist folglich nach DIN 743-1 S. 13:

$$\frac{\sigma_{mv}}{\sigma_{ba}} \leq \frac{\sigma_{bFK} - \sigma_{bWK}}{\sigma_{bWK} - \sigma_{bFK} \cdot \psi_{b\sigma K}} \Leftrightarrow 1,813 \leq 3,445$$

Da $\frac{\sigma_{mv}}{\sigma_{ba}}$ konstant ist, kann mit (16) σ_{bADK} berechnet werden:

$$\sigma_{bADK} = \frac{\sigma_{bWK}}{1 + \psi_{b\sigma K} \cdot \frac{\sigma_{mv}}{\sigma_{ba}}} = 72,286 \frac{N}{mm^2}$$

2 Sicherheit

Die Sicherheit nach DIN 743-1 (2) ist:

$$S = \frac{1}{\sqrt{\left(\frac{\sigma_{zda}}{\sigma_{zdADK}} + \frac{\sigma_{ba}}{\sigma_{bADK}}\right)^2 + \left(\frac{\tau_{ta}}{\tau_{tADK}}\right)^2}} = 10,638$$

Teil IV

Nachweis Vermeiden bleibender Verformung Stelle B

Auf Grund von $\sigma_B \leq 1300 \frac{N}{mm^2}$ gilt keine Sprödbruchgefahr, also treten im üblichen Verwendungsbereich vor einer bleibenden Verformung keine Anrisse und kein Gewaltbruch auf (lt. DIN 743-1 S. 14). Folglich wird nur ein Nachweis des Vermeidens bleibender Verformung mit Makrogeometrie geführt.

Werte, die in dem vorherigen Abschnitt berechnet wurden, werden nicht neu berechnet.

Da Amplituden- und Mittelspannung nur getrennt auftreten, gilt für die maximalen Spannungen:

$$\begin{aligned}\sigma_{zdmax} &= 0 \frac{N}{mm^2} \\ \sigma_{bmax} &= \frac{\sigma_{ba}}{2} = 3,394 \frac{N}{mm^2} \\ \tau_{tmax} &= \tau_{tm} = 7,104 \frac{N}{mm^2}\end{aligned}$$

*Neuspannung
0/0,5*

1 technologische Größeneinflussfaktor $K_1(d_{eff})$

Für die Welle nach DIN 743-2 (12) für die Streckgrenze des vergüteten Baustahl C22:
mit $16 \text{ mm} < d_{eff} = 110 \text{ mm} < 300 \text{ mm}$
und $d_B = 16 \text{ mm}$

$$K_1(d_{eff}) = 1 - 0,34 \cdot \lg\left(\frac{d_{eff}}{d_B}\right) = 0,715$$

2 Fließgrenzen

nach DIN 743-1 Gleichung (31), bzw. (32):

$$\begin{aligned}\sigma_{zdFK} &= K_1(d_{eff}) \cdot K_{2F,zd} \cdot \gamma_F \cdot \sigma_S(d_B) = 279,565 \frac{N}{mm^2} \\ \sigma_{bFK} &= K_1(d_{eff}) \cdot K_{2F,b} \cdot \gamma_F \cdot \sigma_S(d_B) = 320,892 \frac{N}{mm^2} \\ \tau_{tFK} &= K_1(d_{eff}) \cdot K_{2F,c} \cdot \gamma_F \cdot \sigma_S(d_B) \cdot \frac{1}{\sqrt{3}} = 168,425 \frac{N}{mm^2}\end{aligned}$$

3 Sicherheit

Nach DIN 743-1 (25) gilt für die Sicherheit der Gestaltänderungsenergiehypothese:

$$S = \frac{1}{\sqrt{\left(\frac{\sigma_{zdmax}}{\sigma_{zdFK}} + \frac{\sigma_{bmax}}{\sigma_{bFK}}\right)^2 + \left(\frac{\tau_{tmax}}{\tau_{tFK}}\right)^2}} = 22,996$$

4 Auswertung

Die Sicherheiten sind beide sehr groß. Folglich wäre ein kleinerer Wellendurchmesser, oder ein günstigeres Material ausreichend.

Die Sicherheit an der dünnsten Stelle (Stelle C) muss jedoch noch betrachtet werden, da die Stellen A und B ihren Durchmesser durch die Montage der Lagerung erhalten.

Teil V

Nachweis Vermeiden bleibender Verformung Stelle C

Da an Stelle C keine dynamischen Belastungen wirken, ist nicht mit einer Überschreitung der Dauerfestigkeit zu rechnen. ✓

Tabelle 4: gegebene Werte für die Stelle C

Bezeichnung	Formelzeichen	Wert
Bauteildurchmesser im Kerbquerschnitt	d	16 mm
Durchmesser des nächsthöheren Absatzes	D	22 mm
dynamisch:		
Normalkraft	F_{zda}	0 N
Biegemoment	M_{ba}	0 Nm
Torsionsmoment	M_{ta}	0 Nm
statisch:		
Normalkraft	F_{zdm}	0 N
Biegemoment	M_{bm}	0 Nm
Torsionsmoment	M_{tm}	30,62 Nm

1 Spannungen und Faktoren

Die Amplituden und Mittelwirkungen der wirkenden Spannungen werden nach den Gleichungen der DIN 743-1 Tabelle 1 berechnet unter Berücksichtigung der vorherrschenden Bedingungen. Es gilt:

$$A = \frac{\pi}{4} \cdot (d^2 - d_i^2) = 201,062 \text{ mm}^2$$
$$W_b = \frac{\pi}{32} \cdot \frac{(d^4 - d_i^4)}{d} = 402,124 \text{ mm}^3$$
$$W_t = \frac{\pi}{16} \cdot \frac{(d^4 - d_i^4)}{d} = 804,248 \text{ mm}^3$$

$$\sigma_{zda} = \frac{F_{zda}}{A} = 0 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \quad \sigma_{zdm} = \frac{F_{zdm}}{A} = 0 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$
$$\sigma_{ba} = \frac{M_{ba}}{W_b} = 0 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \quad \sigma_{bm} = \frac{M_{bm}}{W_b} = 0 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$
$$\tau_{ta} = \frac{M_{ta}}{W_t} = 0 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \quad \tau_{tm} = \frac{M_{tm}}{W_t} = 38,073 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \quad \checkmark$$

Durch die Axialkraft des Zahnrades entsteht ein dynamisches Biegemoment. Die Normalkraft ist durch die Schrägverzahnung wie das Torsionsmoment durch den konstanten Antrieb statisch.

1.1 Einflussfaktoren

1.1.1 technologische Größeneinflussfaktor $K_1(d_{\text{eff}})$

Für die Welle mit $d_{\text{eff}} = 110 \text{ mm}$ nach DIN 743-2 (14) für die Streckgrenze des vergüteten Baustahl C22 mit $d_B = 16 \text{ mm}$:

$$K_1(d_{\text{eff}}) = 1 - 0,34 \cdot \lg\left(\frac{d_{\text{eff}}}{d_B}\right) = 0,715$$

*nicht alles
✓ doppelt
aufschreiben!
Nutzt Tabellen.*

1.1.2 Ermittlung der Formzahl α

Der Abstand t geht nur bis zum Anfang der Fase und beträgt somit $1,741 \text{ mm}$.
Mit DIN 743-2 Bild 8 für Zug:

$$\sigma_n = \frac{F}{\pi \cdot \frac{d^2}{4}} = 0 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$\alpha_{\sigma, \text{zd}} = 1 + \frac{1}{\sqrt{0,62 \cdot \frac{r}{t} + 7 \cdot \frac{r}{d} \cdot \left(1 + 2\frac{r}{d}\right)^2}} = 2,934$$

nach Bild 9 für Biegung:

$$\sigma_n = \frac{M_b}{\pi \cdot \frac{d^3}{32}} = 0 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$\alpha_{\sigma, \text{b}} = 1 + \frac{1}{\sqrt{0,62 \cdot \frac{r}{t} + 11,6 \cdot \frac{r}{d} \cdot \left(1 + 2\frac{r}{d}\right)^2 + 0,2 \cdot \left(\frac{r}{t}\right)^3 \cdot \frac{d}{D}}} = 2,384$$

nach Bild 10 für Torsion:

$$\tau_{\text{tn}} = \frac{M_t}{\pi \cdot \frac{d^3}{16}} = 0 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$\alpha_{\sigma, \text{t}} = 1 + \frac{1}{\sqrt{3,4 \cdot \frac{r}{t} + 38 \cdot \frac{r}{d} \cdot \left(1 + 2\frac{r}{d}\right)^2 + \left(\frac{r}{t}\right)^2 \cdot \frac{d}{D}}} = 1,344$$

wozu?

1.1.3 Zugstreckgrenze σ_S

Nach DIN 743-3 Tabelle A.4 gilt für C 22:

$$\sigma_S(d_B) = 340 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Lt. DIN 743-2 Bild 13 S. 13:

$$\sigma_S(d) \approx K_1(d_{\text{eff}}) \cdot \sigma_S(d_{\text{eff}}) = 243,100 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

1.2 Bauteilfließgrenzen

1.2.1 statische Stützwirkung K_{2F}

Mit Tabelle 3 (S. 17) folgt bzgl. Vollwellen

$$K_{2F, \text{zd}} = 1$$

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

$$K_{2F, \text{t}} = 1,2$$

1.2.2 Erhöhungsfaktor der Fließgrenze γ_F

mit Tabelle 2

$$2 < \alpha_{\sigma_{zd}} = 2,934 \leq 3 \Rightarrow \gamma_{F,zd} = 1,10$$

$$2 < \alpha_{\sigma_b} = 2,384 \leq 3 \Rightarrow \gamma_{F,b} = 1,10$$

$$\gamma_{F,t} = 1$$

unwichtig

1.2.3 Fließgrenzen

Die vorhandene Streckgrenze des Bauteils $\sigma_S(d)$ ist nicht bekannt. Deshalb wird $\sigma_S(d)$ nach DIN 743-1 S. 16 näherungsweise aus dem Probendurchmesser ermittelt.

$$\sigma_S(d) = \sigma_S(d_B) \cdot K_1(d_{\text{eff}}) = 243,100$$

Die Fließgrenzen folgen nun aus DIN 743-1 Gleichung (31), bzw. (32):

$$\sigma_{zdFK} = K_1(d_{\text{eff}}) \cdot K_{2F,zd} \cdot \gamma_{F,zd} \cdot \sigma_S(d_B) = 191,198 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$\sigma_{bFK} = K_1(d_{\text{eff}}) \cdot K_{2F,b} \cdot \gamma_{F,b} \cdot \sigma_S(d_B) = 320,892 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$\tau_{tFK} = K_1(d_{\text{eff}}) \cdot K_{2F,c} \cdot \gamma_{F,t} \cdot \sigma_S(d_B) \cdot \frac{1}{\sqrt{3}} = 168,425 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

unwichtig

2 Sicherheit

Auf Grund von $\sigma_B \leq 1300 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$ gilt keine Sprödbruchgefahr, also treten im üblichen Verwendungsbereich vor einer bleibenden Verformung keine Anrisse und kein Gewaltbruch auf (lt. DIN 743-1 S. 14). Folglich wird nur ein Nachweis des Vermeidens bleibender Verformung mit Makrogeometrie geführt.

Da Amplituden- und Mittelspannung nur getrennt auftreten, gilt für die maximalen Spannungen:

$$\sigma_{zd\text{max}} = 0 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$\sigma_{b\text{max}} = 0 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$\tau_{t\text{max}} = \tau_{tm} = 38,073 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

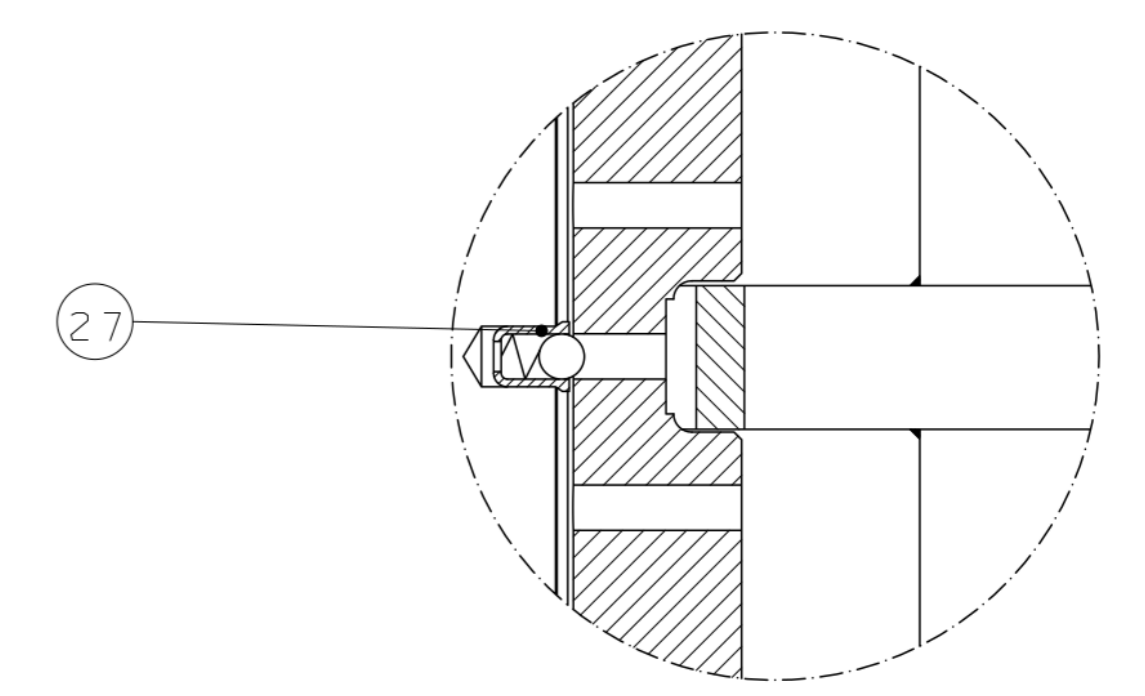
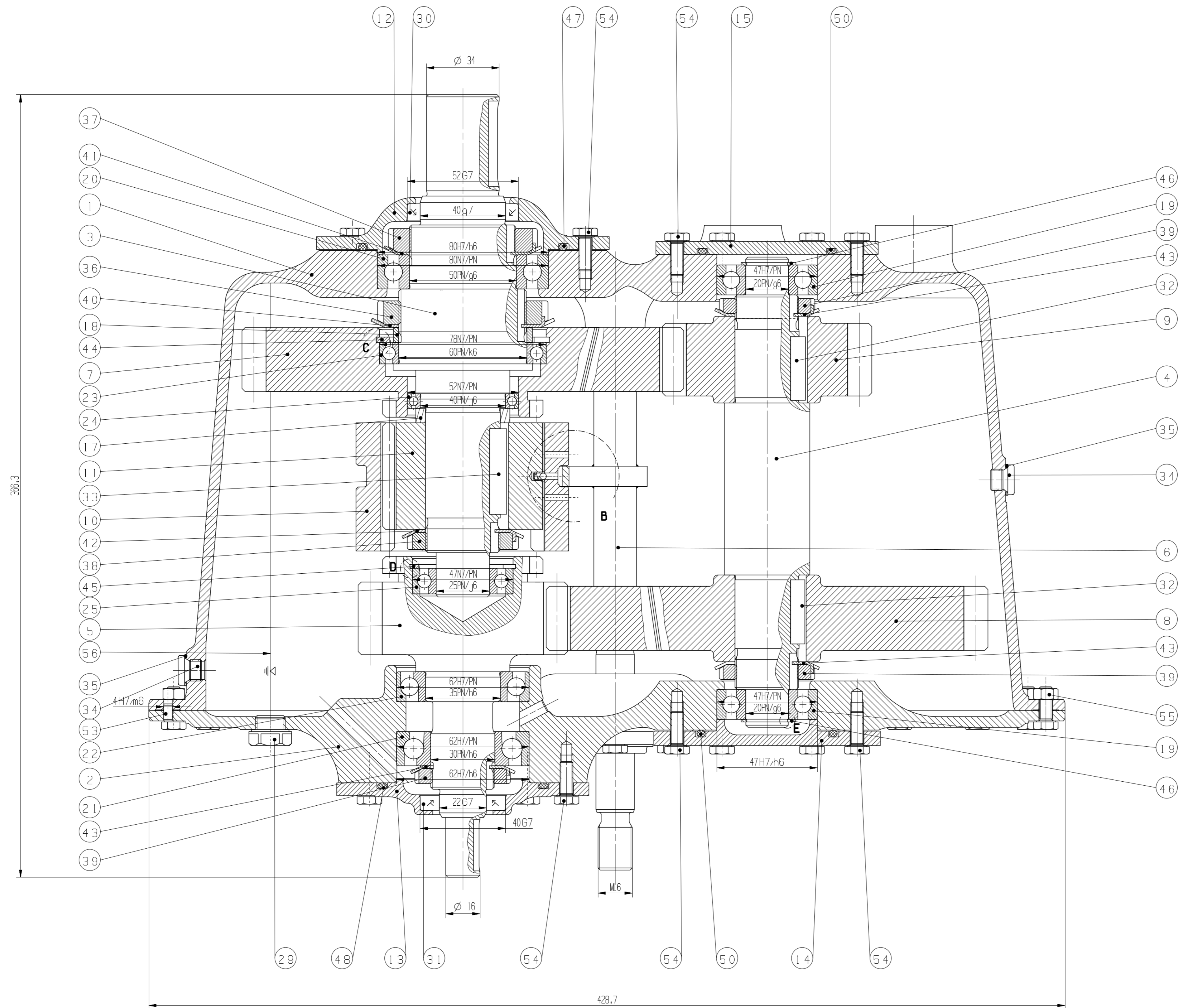
Nach DIN 743-1 (25) gilt für die Sicherheit der Gestaltänderungsenergiehypothese:

$$S = \frac{1}{\sqrt{\left(\frac{\sigma_{zd\text{max}}}{\sigma_{zdFK}} + \frac{\sigma_{b\text{max}}}{\sigma_{bFK}}\right)^2 + \left(\frac{\tau_{t\text{max}}}{\tau_{tFK}}\right)^2}} = 4,424$$

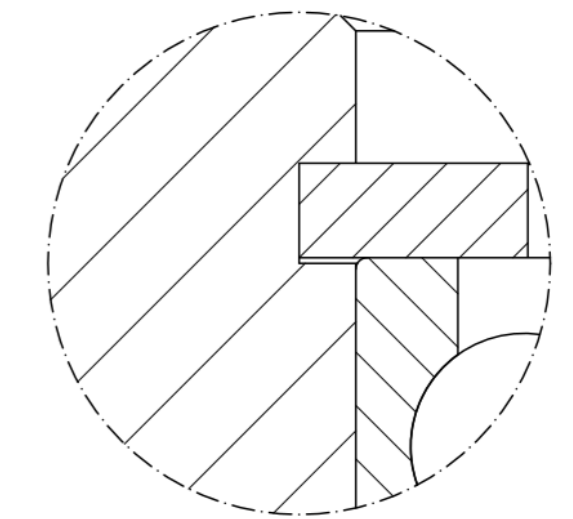
3 Folgerungen

Da die Sicherheit an Stelle C ca. 4 beträgt, wäre an dieser dünnsten Stelle auch ein kleinerer Durchmesser ausreichend.

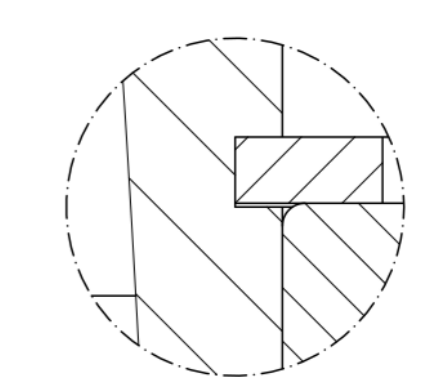
Die Durchmesser an Stelle A und B sind montagebedingt und folglich nicht kleiner auslegbar.



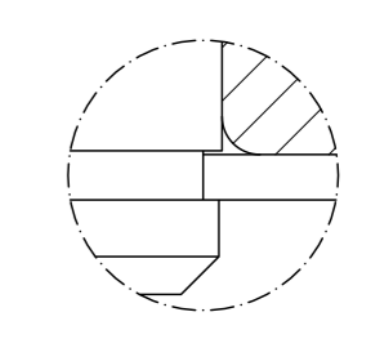
DETAIL B
2:1



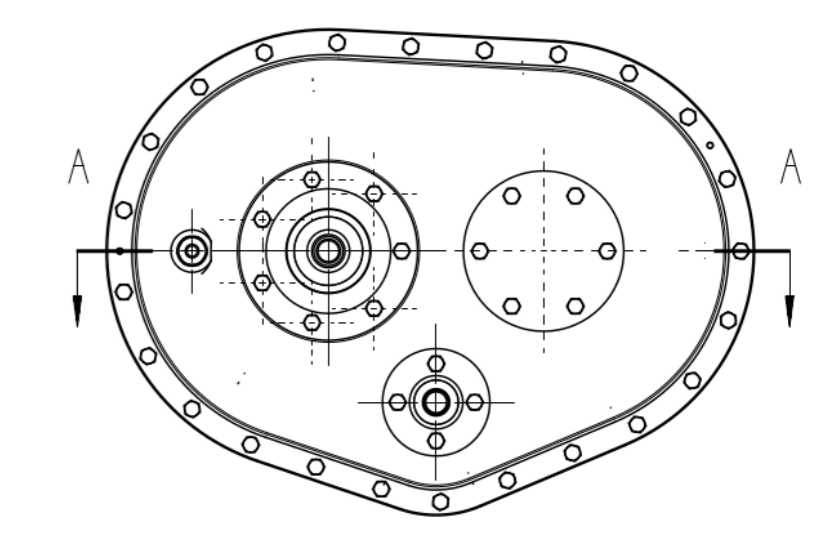
DETAIL C
5:1



DETAIL D
5:1

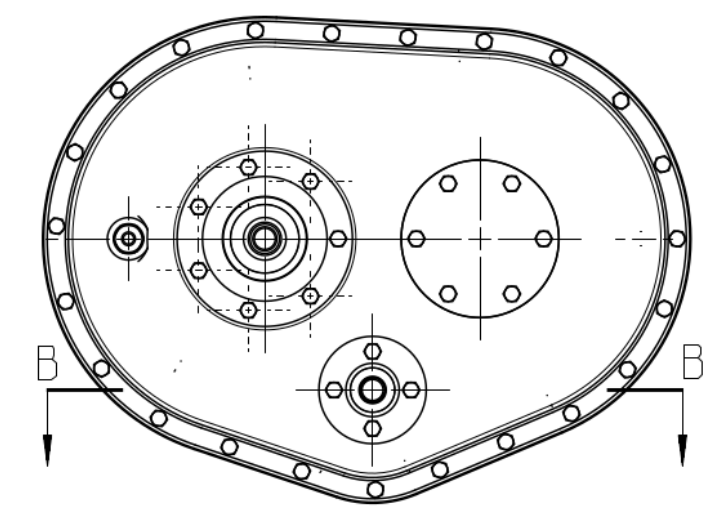
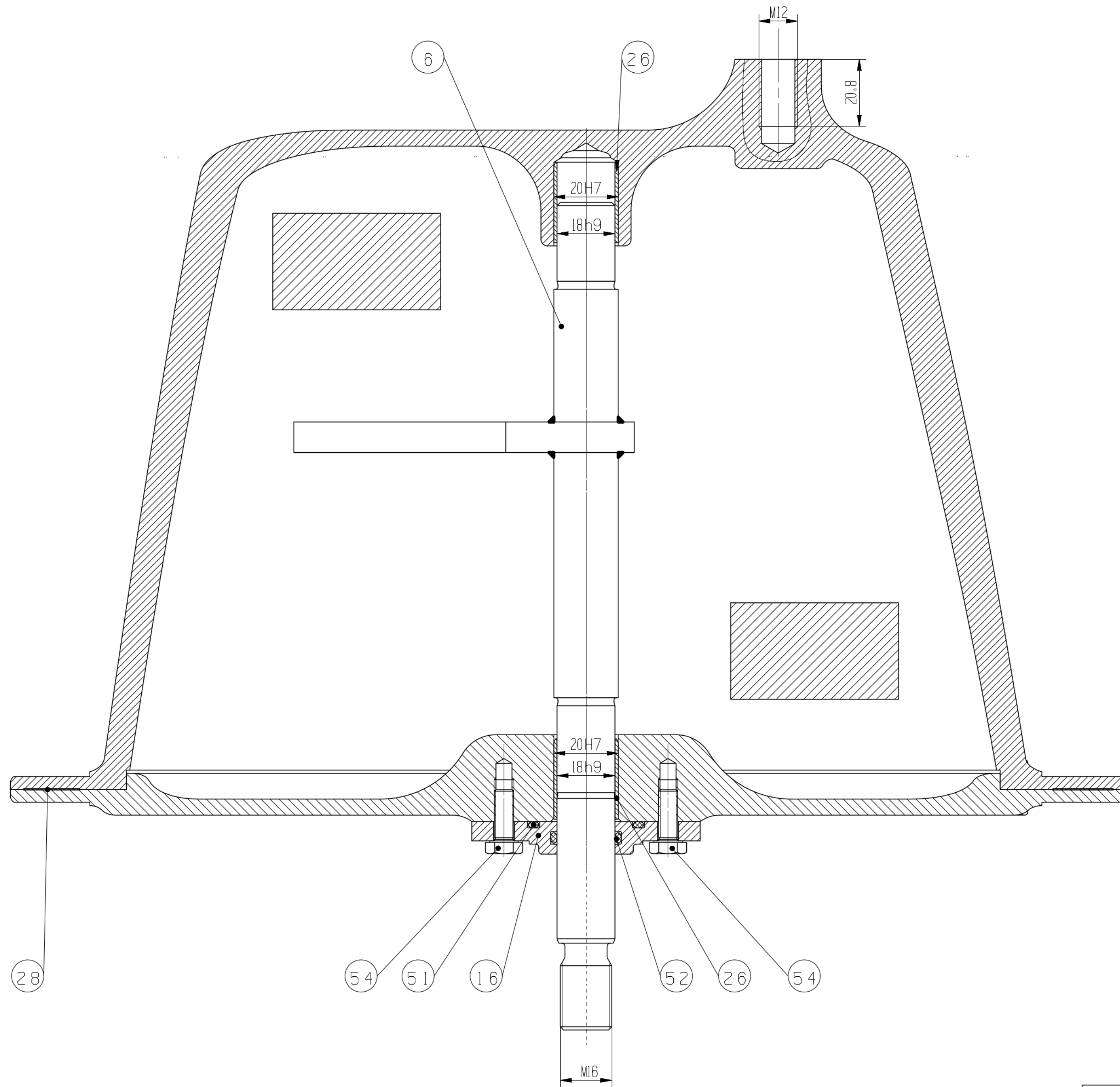


DETAIL E
5:1




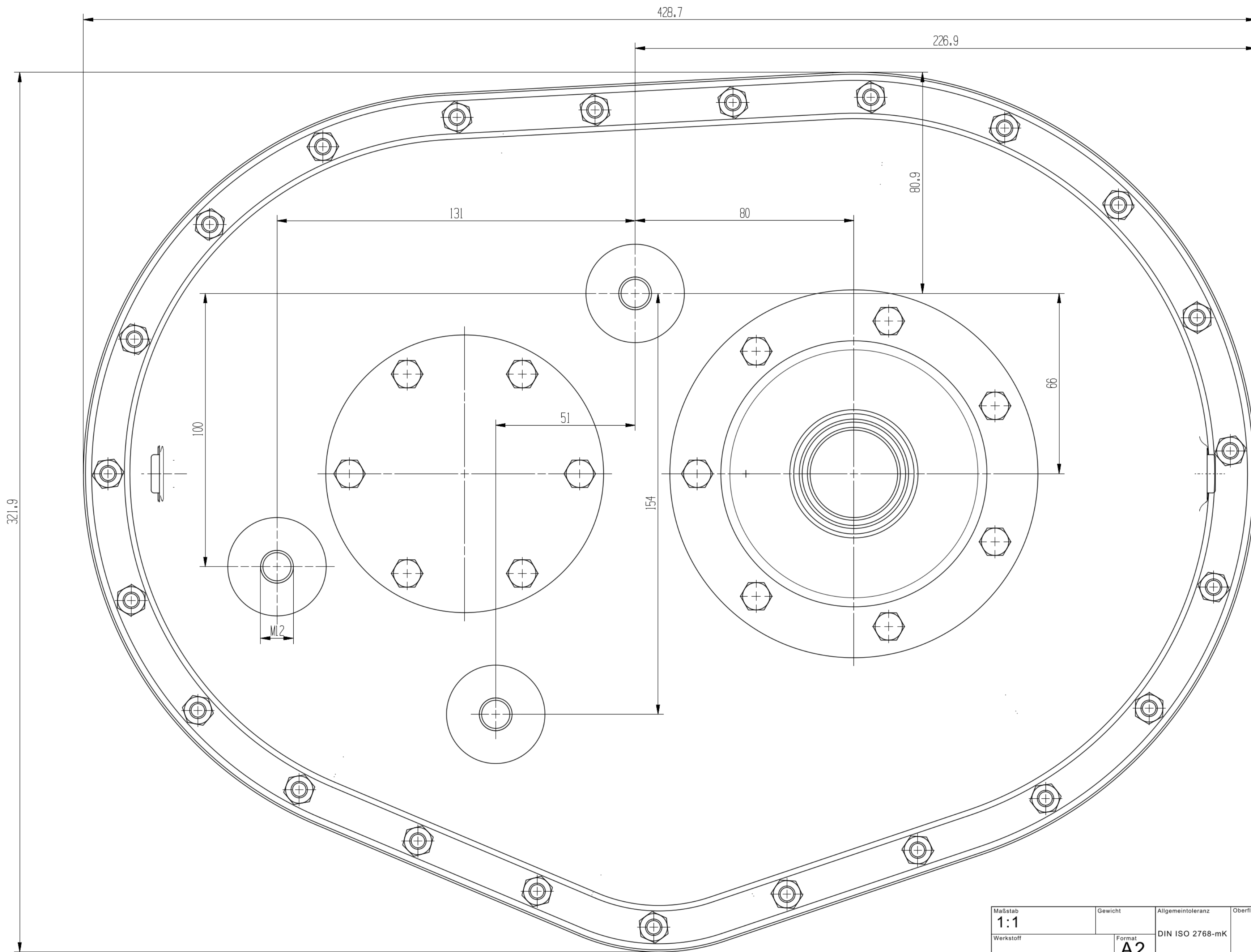
1:5


Maßstab 1:1	Gewicht	Allgemeintoleranz DIN ISO 2768-mK	Oberfläche	Futur
Werkstoff	Format A1	Dokumententyp Zusammenbauzeichnung	Name	Foliennummer
		Häckster		Manuskript
		Datum 11.02.2016		Blatt 1



B - B

Maßstab 1:1	Gewicht	Allgemeintoleranz DIN ISO 2768-mK	Oberfläche	Tutor:
Werkstoff	Format A2			Tutorium
	Dokumentenart Zusammenbauzeichnung	Name		
	Titel, zusätzlicher Titel Häcksler	Matrike		
Datum 11.02.2016	Blatt 2	von 8		



Maßstab 1:1	Gewicht	Allgemeintoleranz DIN ISO 2768-mK	Oberfläche	Tuto
Werkstoff	Format A2			Tut
	Dokumentenart Zusammenbauzeichnung	Nam		
	Titel, zusätzlicher Titel Häckslers	Mat		
Datum 11.02.2016	Blatt 3	von 8		

Pos	Menge	Einheit	Benennung	Sachnummer/Norm-Kurzbezeichnung	Größe/Werkstoff /Bemerkung
1	1	Stück	Gehäuse		EN-GJL 200
2	1	Stück	Gehäusedeckel		EN-GJL 200
3	1	Stück	Vorlegewelle		220,1 x 40 C22E
4	1	Stück	Antriebswelle		150 x 98 C22E
5	1	Stück	Abtriebswelle		235,1 x 65,2 C22E
6	1	Stück	Schaltstange		257,3 x 124,7 C22E messingbeschichtet
7	1	Stück	Zahnrad		206,7 x 40,6 EN-GJS-400
8	1	Stück	Zahnrad		206,7 x 42 EN-GJS-400
9	1	Stück	Zahnrad		98 x 40,6 EN-GJS-400
10	1	Stück	Schaltmuffe		100 x 60 EN-GJS-400
11	1	Stück	Schaltzahnrad		75 x 50 EN-GJS-400
12	1	Stück	Deckel		137 x 26,8 EN-GJL 200
13	1	Stück	Deckel		118 x 16,9 EN-GJL 200
14	1	Stück	Deckel		106 x 12,25 EN-GJL 200
15	1	Stück	Deckel		104 x 6 EN-GJL 200
16	1	Stück	Deckel		73 x 10,1 EN-GJL 200

Maßstab	Gewicht	Allgemeintoleranz	Oberfläche	Tut.
Werkstoff	Format A4			Tut.
Technische Universität Berlin	Dokumentenart Zusammenbauzeichnung			Nam
	Titel, zusätzlicher Titel Häcksler			Matr
			Datum 11.02.2016	Blatt 4
				von 8

Pos	Menge	Einheit	Benennung	Sachnummer/Norm-Kurzbezeichnung	Größe/Werkstoff /Bemerkung
17	1	Stück	Hülse		44 x 6,6 S235JR+AR
18	1	Stück	Hülse		65 x 7 S235JR+AR
19	2	Stück	Lager	FAG 6204	
20	1	Stück	Lager	FAG 6010	
21	1	Stück	Lager	FAG 7007-B-TVP	
22	1	Stück	Lager	FAG 7200-B-TVP	
23	1	Stück	Lager	FAG 61812-Y	
24	1	Stück	Lager	FAG 61808	
25	1	Stück	Lager	FAG 6005	
26	2	Stück	Schiebehülsen	PSM-2023-30 - iglidur® P Form S	
27	3	Stück	Federndes Druckstück	GN 614-4-NI	
28	1	Stück	Flachdichtung	Elring EWP 21	
29	1	Stück	Ölstand Sichtglas	GN 743.1-7-M14x1	
30	1	Stück	RWDR	DIN 3760 - AS40x52x8 - NBR	
31	1	Stück	RWDR	DIN 3760 - AS22x40x7 - NBR	
32	2	Stück	Passfeder	DIN 6885-1A10x8x32	
33	4	Stück	Passfeder	DIN 6885-1A10x8x40	
34	2	Stück	Öl Ablass-/ Zufluss Schrauben	DIN 908 -M10x1-ST	
35	2	Stück	Dichtung	DIN 7603 - A 10x13,5 - FA	
36	1	Stück	Nutmutter KM 12	DIN 981 - KM12	
37	1	Stück	Nutmutter KM 10	DIN 981 - KM10	
38	1	Stück	Nutmutter KM 7	DIN 981 - KM7	

Maßstab	Gewicht	Allgemeintoleranz	Oberfläche	Tute
Werkstoff	Format A4			Tute
Technische Universität Berlin	Dokumentenart Zusammenbauzeichnung			Name
	Titel, zusätzlicher Titel Häckster			Matrik.
	Datum 11.02.2016		Blatt 5	von 8

Pos	Menge	Einheit	Benennung	Sachnummer/Norm-Kurzbezeichnung	Größe/Werkstoff /Bemerkung
39	3	Stück	Nutmutter KM 6	DIN 981 - KM 6	
40	1	Stück	Sicherungsblech MB 12	DIN 462 - MB 12	
41	1	Stück	Sicherungsblech MB 10	DIN 462 - MB 10	
42	1	Stück	Sicherungsblech MB 7	DIN 462 - MB 7	
43	3	Stück	Sicherungsblech MB 6	DIN 462 - MB 6	
44	1	Stück	Sicherungsscheibe	DIN 472-78x2	
45	1	Stück	Sicherungsscheibe	DIN 472-47x1	
46	2	Stück	Sicherungsscheibe	DIN 471-20x1	
47	1	Stück	O-Ring	DIN3771 90x3,55	
48	1	Stück	O-Ring	DIN3771 71x3,55	
49	1	Stück	O-Ring	DIN3771 58x3,55	
50	1	Stück	O-Ring	DIN3771 56x3,55	
51	1	Stück	O-Ring	DIN3771 32x3,55	
52	1	Stück	O-Ring	DIN3771 20x3,55	
53	2	Stück	Zentrierstifte	ISO 2338-4m6x8-St	
54	53	Stück	Schrauben	DIN EN ISO 4017-M6x16	
55	23	Stück	Muttern	DIN En ISO 4032-M6x1	
56	0,6	Liter	Öl www	DIN 51517 - C 100	
57					
58					
59					
60					
61					
62					
63					
64					
65					
66					
67					
68					
69					

Maßstab	Gewicht	Allgemeintoleranz	Oberfläche	Tut.
Werkstoff	Format A4			Tut.
Technische Universität Berlin	Dokumentenart Zusammenbauzeichnung			Nam
	Titel, zusätzlicher Titel Häckslers			Matr
			Datum 11.02.2016	Blatt 6
				von 8

Passmaß	Toleranzbezeichnung	Abmaße	Spiel / Übermaß
Ø 80 H7/h6	H7	+0,035 +0	max. Übermaß: 0
	h6	+0 -0,019	max. Spiel: 0,054
Ø 80 N7/PN	N7	-0,009 -0,039	max. Übermaß: -0,039
	PN	+0 -0,013	max. Spiel: 0,004
Ø 50 PN/g6	PN	+0 -0,012	max. Übermaß: -0,003
	g6	-0,009 -0,025	max. Spiel: 0,025
Ø 78 N7/PN	N7	-0,009 -0,039	max. Übermaß: -0,039
	PN	+0 -0,013	max. Spiel: 0,004
Ø 60 PN/k6	PN	+0 -0,015	max. Übermaß: -0,036
	k6	+0,021 +0,002	max. Spiel: 0,002
Ø 52 N7/PN	N7	-0,009 -0,039	max. Übermaß: -0,039
	PN	+0 -0,013	max. Spiel: 0,004
Ø 40 PN/j6	PN	+0 -0,012	max. Übermaß: -0,001
	j6	+0,011 -0,005	max. Spiel: 0,005
Ø 47 N7/PN	N7	-0,008 -0,033	max. Übermaß: -0,033
	PN	+0 -0,011	max. Spiel: 0,003
Ø 25 PN/j6	PN	+0 -0,012	max. Übermaß: -0,006
	j6	+0,006 -0,004	max. Spiel: 0,004

Breite soll übereinstimmen!

Maßstab 1:1	Gewicht	Allgemeintoleranz	Oberfläche
Werkstoff	Format A4		
Technische Universität Berlin	Dokumentenart Zusammenbauzeichnung		
	Titel, zusätzlicher Titel Häckster		
	Datum 11.02.2016	Blatt 7	von 8

Passmaß	Toleranzbezeichnung	Abmaße	Spiel / Übermaß
Ø 62 H7/h6	H7	+0,030 +0	max. Übermaß: 0
	PN	+0 -0,013	max. Spiel: 0,043
Ø 35 PN/h6	PN	+0 -0,012	max. Übermaß: -0,012
	h6	+0 -0,016	max. Spiel: 0,012
Ø 30 PN/h6	PN	+0 -0,010	max. Übermaß: -0,010
	h6	+0 -0,013	max. Spiel: 0,013
Ø 62 H7/h6	H7	+0,030 +0	max. Übermaß: 0
	h6	+0 -0,019	max. Spiel: 0,049
Ø 47 H7/PN	H7	+0,025 +0	max. Übermaß: 0
	PN	+0 -0,011	max. Spiel: 0,035
Ø 20 PN/g6	PN	+0 -0,010	max. Übermaß: -0,003
	g6	-0,007 -0,020	max. Spiel: 0,020

*Bei keine negativen
Werte, denn
max übermaß = min Spiel*

Maßstab 1:1	Gewicht	Allgemeintoleranz	Oberfläche
Werkstoff	Format A4		
Technische Universität Berlin	Dokumentenart Zusammenbauzeichnung		
	Titel, zusätzlicher Titel Häckler		
	Datum 11.02.2016	Blatt 8	von 8

Montageanleitung

1 Bild 1: Wellen

1.1 Vorlegewelle

Die Welle ist spiegelsymmetrisch.

- Passfeder (32) in eine Nute der Welle stecken.
- Das größere Zahnrad (8) aufstecken
- mit Nutmutter (39) und Sicherungsblech (43) sichern
- Die Passfeder (32) in die andere Nut stecken.
- Zahnrad (9) auch mit Sicherungsblech (43) und Nutmutter (39) sichern

1.2 Abtriebswelle

- Die 3 federnden Druckstücke (27) in das Schaltrad (11) pressen.
- Das Lager (24) und die Hülse (17) bis zum Anschlag auf das dünnere Wellenende stecken.
- Zahnrad (7) über das Lager schieben.
- Zwei Passfedern (33) in die Nut vor dem Zahnrad stecken und das Schaltrad (11) drüber führen. Diese Teile mit Sicherungsblech (27) und Nutmutter (42) axial auf der Welle sichern.
- Lager (23) von der anderen Seite unter das bereits auf der Welle liegende Zahnrad schieben und außen mit der Sicherungsscheibe (44) sichern.
- Die Abstandshülse (18) ebenfalls an das Lager schieben und dieses dann mit Sicherungsblech (40) und Nutmutter (36) sichern.
- Von der anderen Seite, jene mit Schaltrad (11), die Schalmuffe (10) lose über jenes hinüber schieben.

1.3 Antriebswelle

- Das Lager (25) in die Welle schieben und mit Sicherungsscheibe (45) sichern.
- Lager (22) von der anderen Seite bis zum Anschlag auf die Welle schieben

2 Bild 2: Wellenmontage

2.1 Vorbereitung Gehäuse

- Ein Gleitlager (26) von innen in das Topfgehäuse (1) in dem nicht durchgängigen Loch (\varnothing 22mm) verpressen.
- Das andere Gleitlager (26) im großen Deckel (2) von außen (Seite mit den Gewinden) in das Loch \varnothing 22mm verpressen.
- Das Sichtglas (29) von außen frontal in den Deckel (2) schrauben.
- Flachdichtung (28) an den Flansch des Topfes legen

2.2 Wellenmontage

- Abtriebswelle in das größte Loch des Topfes von innen stecken.
- Schalmuffe etwas von der Welle lösen, die kupferbeschichtete Krallen der Schaltstange (6) entsprechend Bild 2 in die dafür vorgesehene Nut der Schalmuffe (10) drücken. Der längere Teil der Stange muss dabei aus dem Gehäuse (1) rauszeigen.
- Die Schaltstange parallel zur Muffe in das vorgesehene Loch mit dem Gleitlager (26) schieben. Die Antriebswelle (5) auf die Abtriebswelle stecken und die Vorlegewelle (3) entsprechend Zeichnung in den verbleibenden Lagersitz stecken.
- Den großen Deckel (2) mit den Zylinderstiften (53) an dem Gehäuse (1) zentrieren. Diesen mit 24 Außensechskantschrauben (54) und 24 Muttern (55) verschrauben.
- Durch das Lager (20) mit dem Sicherungsblech (41) und Nutmutter (37) die Abtriebswelle (5) im Gehäuse (1) sichern.
- Das Lager (19) mit Sicherungsring (46) an der Gehäusesseite die Vorlegewelle (3) von außen fixieren.
- Von der Deckelseite (2) Lager (19) auf die Vorlegewelle (3) stecken und mit Sicherungsring (46) sichern.
- Auf die Antriebswelle (4) das Lager (21) mit Sicherungsblech (43) und Nutmutter (48) sichern und die Spannung der O-Lagerung einstellen.

2.3 Deckelmontage

- Den Radialwellendichtring (30) in den Deckel (12) pressen.
- O-Ring (47) in die entsprechende Nut des Deckels (12) legen und Deckel mit 7 Sechskantschrauben (54) im Gehäuse (1) verschrauben um das Festlager der Abtriebswelle (5) axial außen zu sichern.
- RWDR (31) und O-Ring (48) in Deckel (13) montieren und mit 7 Schrauben (54) im Deckel (2) an Antriebswelle (4) verschrauben.
- O-Ring (50) in Deckel (14) legen und mit 6 Außensechskantschrauben im Deckel (2) verschrauben um Vorlegewelle (3) axial zu sichern.
- O-Ring (49) in Deckel (15) legen und an die andere Seite der Vorlegewelle (3) im Topfgehäuse (1) verschrauben.
- O-Ring (52) in die Lagerpassung des Deckels (52) stecken, O-Ring (51) in die Nut des selben Deckels legen und Deckel mit 4 Schrauben (54) im Deckel (2) verschrauben um die Schaltstange (6) abzudichten.

2.3.1 Abschließend

- Ölablaufschaube (34) mit Dichtring (35) von außen in das Gehäuse (1) schrauben; und zwar in das Loch, welches mittiger sitzt.
- Das Gehäuse so stellen, dass die Abflaubschaube unten ist, und Öl (56) durch das nun oben liegende Loch einfüllen.
- Das Loch mit Dichtring (35) und Ölablaufschaube (34) verschließen.
- Die beiden übrigen Passfedern (33) dienen zur Montage an die Abtriebswelle.

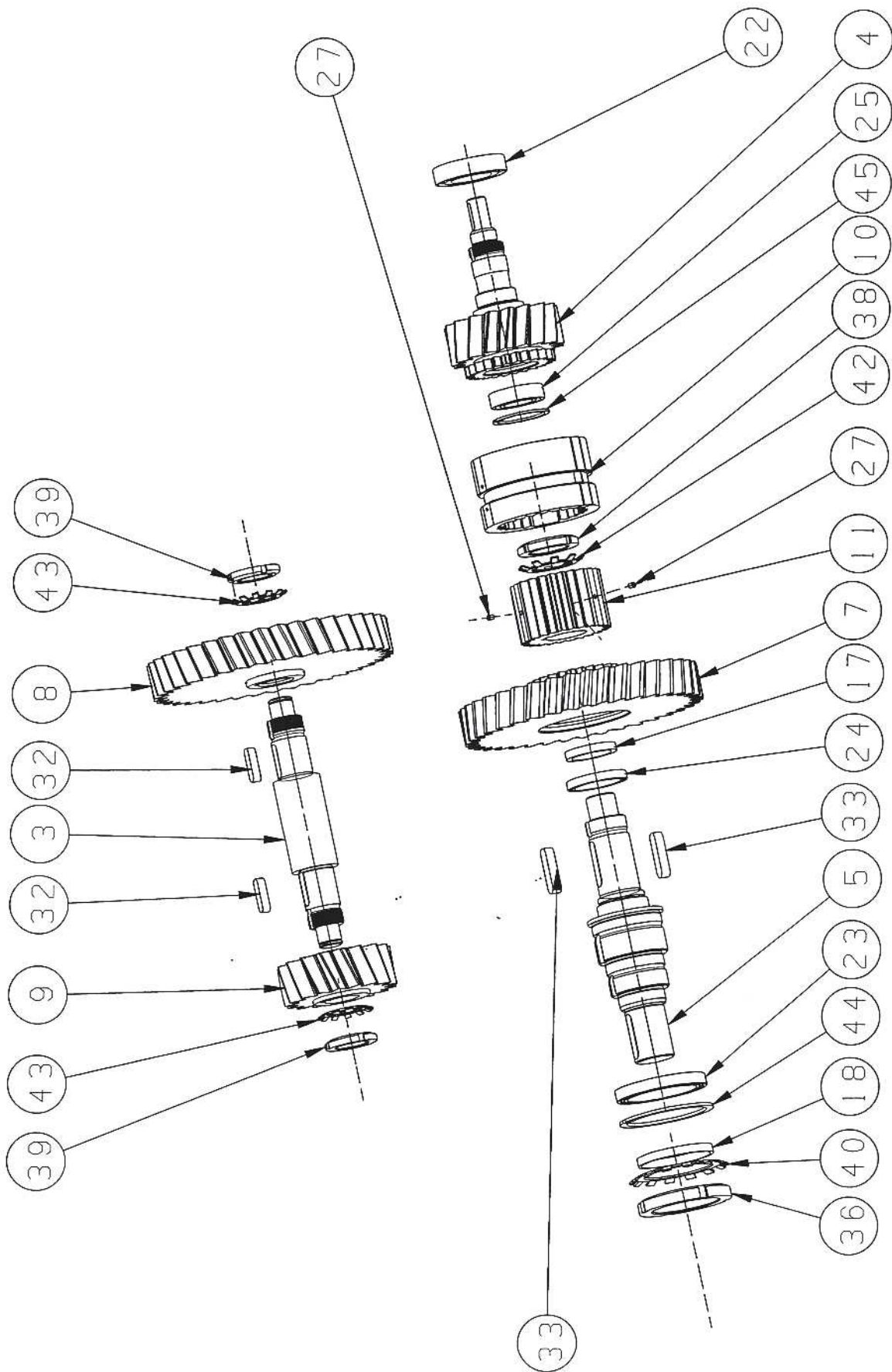


Bild 1

Handwritten mark



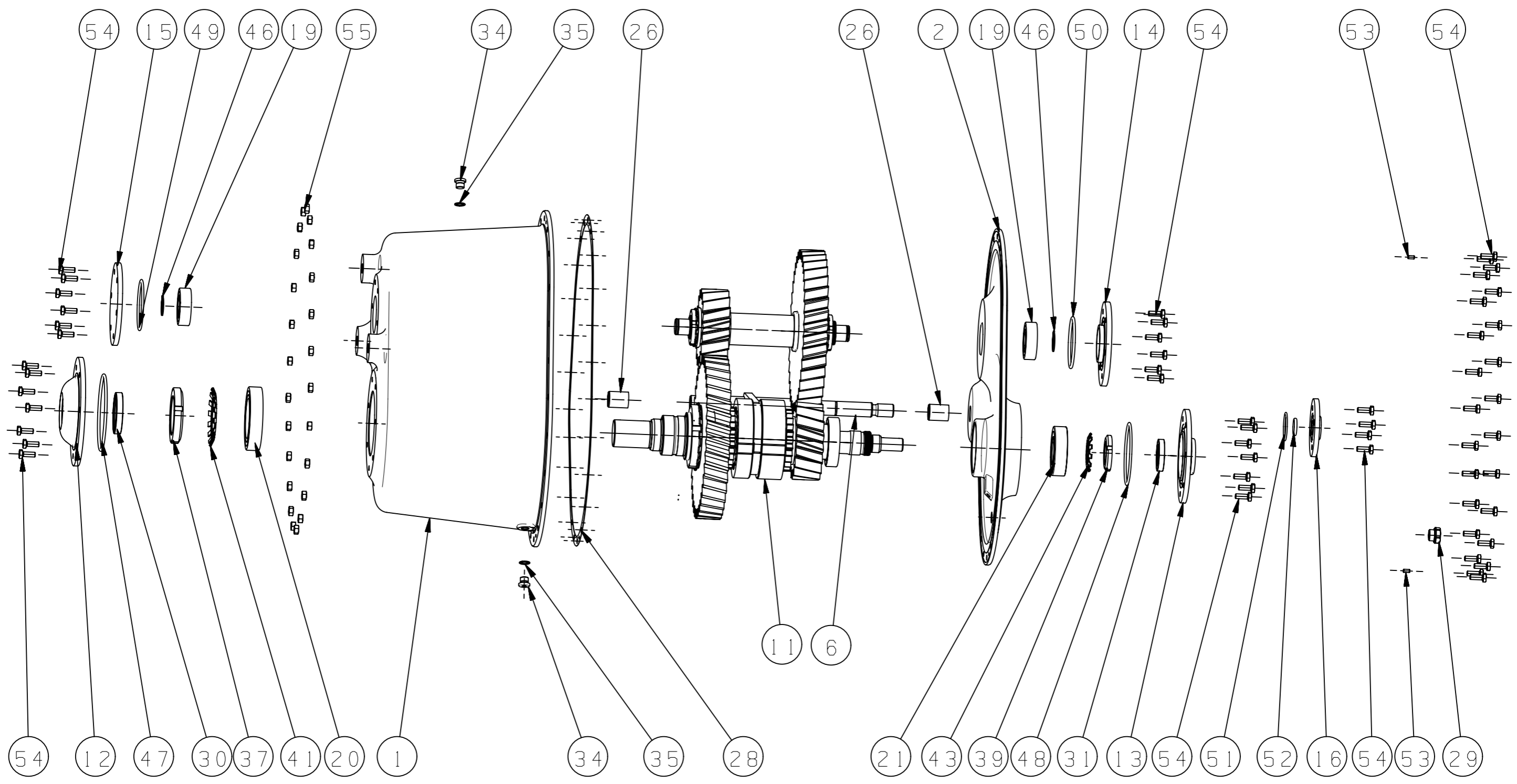


Bild 2

**Datenblätter der Hersteller von Teilen, die keine
DIN haben, nicht vergessen!**