



Hochschule Anhalt
Anhalt University of Applied Sciences

emw

Fachbereich
Elektrotechnik, Maschinenbau
und Wirtschaftsingenieurwesen

Bachelorarbeit

zur Erlangung des akademischen Grades
Bachelor of Engineering (B. Eng.)

Haipeng Sun

Vorname Nachname

Maschinenbau, 2010, 4053266

Studiengang, Matrikel, Matrikelnummer

Thema:

**Entwicklung eines Planetengetriebes
für die Laufkatze eines
Brückenkranes**

Prof. Dr. Hilmar Killmey

Vorsitzende(r) der Bachelorprüfungskommission

Prof. Dr. Hilmar Killmey

1. Prüfer(in)

Prof. Dr. Reinhard Kärmer

2. Prüfer(in)

25.09.2013

Abgabe am

Vorwort

Der Gedankengang der Bachelorarbeit entstand im Zeitraum von Februar bis Juni 2013 in dem Taiyuan Schwer Maschinen Aktiengesellschaft. Das Thema der Arbeit bezog sich auf ein Getriebe des Turmdrehkrans.

Hiermit möchte ich mich bei Herrn Pro. Dr. Zhonglian Hao und allen Mitarbeitern bedanken, die mich bei der Durchführung der Bachelorarbeit nachgeholfen haben.

Herzlicher bedanke ich mich bei Herr Pro. Dr. Hilmar Kilmer und Pro. Dr. Reinhard Krämer für die Helfen der Arbeit von wissenschaftliche Kenntnis.

Inhaltverzeichnis

1. Einleitung	1
2. Aufgabenstellung und Hauptparameter	2
3. Auswählen des Planetengetrieben	2
3.1 Die Typen und die Spezialitäten des Planetengetrieben.....	2
3.2 Bestimmung des Planetengetrieben Typen	4
4. Konstruktion der erststufige Übertragung von Planetengetriebe.....	5
4.1 Bestimmung der Zähnezahl	5
4.2 Berechnung der Achsabstand und Modul.....	6
4.2.1 Auswählen des Materials von Zahnrad und Wärmebehandlung.....	6
4.2.2 Berechnung der Achsabstand und Modul	7
4.3 Die Kenngröße von Sonnenrad, Planetenrad und Hohlrad.....	8
4.3.1 Berechnung der Profilverschiebung	8
4.3.2 Die Kenngröße von Sonnenrad, Planetenrad und Hohlrad	10
4.4 Überprüfungen der Montagebedingungen	11
4.5 Berechnungen der Profilüberdeckung	11
4.5.1 Profilüberdeckung von Sonnenrad nach Planetenrad $\epsilon\alpha 1$	11
4.5.2 Profilüberdeckung von Planetenrad nach Hohlrad $\epsilon\alpha 2$	12
4.6 Überprüfungen der Festigkeit für Verzahnungen	12
4.6.1 Überprüfung der Festigkeit zwischen Sonnenrad und Planetenrad.....	12
4.6.1.1 Überprüfung der Zahnflankenfestigkeit des Sonnenrads	15
4.6.1.2 Überprüfungen der Zahnflankenfestigkeit des Planetenrads	16
4.6.1.3 Überprüfungen der Zahnfußfestigkeit	16
4.6.2 Überprüfung der Festigkeit des Hohlrads	17
4.6.2.1 Überprüfung der Zahnflankenfestigkeit des Hohlrads	19
4.6.2.2 Überprüfung der Zahnfußfestigkeit.....	19
5. Konstruktion der zweite stufige Übertragung zwischen Rad 1 und Rad 2	20
5.1 Berechnung der Achsabstand und Modul.....	20
5.1.1 Auswählen des materials von Zahnrad und Wärmebehandlung	20

5.1.2	Berechnung der Achsabstand und Modul	20
5.2	Die Kenngröße von Rad 1 und Rad 2	22
5.3	Überprüfung der Festigkeit für Verzahnungen	22
5.3.1	Die Parametern der Festigkeit zwischen Rad 1 und Rad 2.....	22
5.3.2	Überprüfung der Zahnflankenfestigkeit von Rad 1	24
5.3.3	Überprüfung der Zahnflankenfestigkeit von Rad 2	25
5.3.4	Überprüfung der Zahnfußfestigkeit von Rad 1	25
5.3.5	Überprüfung der Zahnfußfestigkeit von Rad 2	26
6.	Konstruktion der dritte stufige Übertragung zwischen Rad 3 und Rad 4.....	26
6.1	Berechnung der Achsabstand und Modul.....	26
6.1.1	Auswählen des materials von Zahnrad und Wärmebehandlung	26
6.1.2	Berechnung der Achsabstand und Modul	27
6.2	Die Kenngröße von Rad 3 und Rad 4	28
6.3	Überprüfung der Festigkeit für Verzahnungen	29
6.3.1	Die Parametern der Festigkeit zwischen Rad 3 und Rad 4.....	29
6.3.2	Überprüfung der Zahnflankenfestigkeit von Rad 3	31
6.3.3	Überprüfung der Zahnflankenfestigkeit von Rad 3	31
6.3.4	Überprüfung der Zahnfußfestigkeit von Rad 3	32
6.3.5	Überprüfung der Zahnfußfestigkeit von Rad 4	32
7.	Konstruktion der Welle	33
7.1	Konstruktion der Planetenwelle	33
7.1.1	Kräften der Planetenwelle.....	33
7.1.2	Berechnung des Wellendurchmessers d	36
7.1.3	Nachweis der Sicherheit	36
7.1.3.1	Statische Sicherheit	36
7.1.3.2	Dynamische Sicherheit	37
7.2	Konstruktion der Sonnenwelle	38
7.2.1	Kräften der Sonnenwelle.....	38
7.2.2	Berechnung des Wellendurchmessers	40
7.2.3	Nachweis der Sicherheit	41

7.2.3.1 Statische Sicherheiten.....	41
7.2.3.2 Dynamische Sicherheiten.....	42
7.3 Konstruktionen der Zwischenwelle 1.....	42
7.3.1 Kräften der Zwischenwelle 1.....	42
7.3.2 Berechnung des Wellendurchmessers.....	45
7.3.3 Nachweis der Sicherheit.....	46
7.3.3.1 Statische Sicherheiten.....	46
7.3.3.2 Dynamische Sicherheiten.....	46
7.4 Konstruktionen der Zwischenwelle 2.....	47
7.4.1 Kräften der Zwischenwelle 2.....	47
7.4.2 Berechnung des Wellendurchmessers.....	51
7.4.3 Nachweis der Sicherheit.....	52
7.4.3.1 Statische Sicherheiten.....	52
7.4.3.2 Dynamische Sicherheiten.....	53
7.5 Konstruktionen der Antriebswelle.....	53
7.5.1 Kräften der Antriebswelle.....	53
7.5.2 Berechnung des Wellendurchmessers.....	56
7.5.3 Nachweis der Sicherheit.....	57
7.5.3.1 Statische Sicherheiten.....	57
7.5.3.2 Dynamische Sicherheiten.....	58
8. Auswählen der Lagern.....	59
8.1 Lager von Sonnenwelle.....	59
8.1.1 Lager A von Sonnenwelle.....	59
8.1.2 Lager B von Sonnenwelle.....	60
8.2 Lager von Planetenwelle.....	61
8.3 Lager von Zwischenwelle 1.....	62
8.4 Lager von Zwischenwelle 2.....	63
8.4.1 Lager A von Zwischenwelle 2.....	63
8.4.2 Lager B von Zwischenwelle 2.....	64
8.5 Lager von Abtriebswelle.....	65

8.5.1 Lager A von Abtriebswelle	65
8.5.2 Lager B von Abtriebswelle	66
9. Die Passfedern für Zahnrad	67
9.1 Passfeder für Zahnrad 1	68
9.2 Passfeder Zwischen Steg und Zwischenwelle 1	69
9.3 Passfeder für Zahnrad 2	69
9.4 Passfeder für Zahnrad 4	70
10. Konstruktion des Stegs	70
11. Konstruktion des Gehäusen	71
12. Auswahl der Dichtung	73
13. Zusammenfassung	75
14. Literatur	76
14.1 Literaturangaben(Deutsch)	76
14.2 Chinesische Literaturangaben(Übersetzung)	77
Selbstständigkeitserklärung	80

Anlagen:

- Anlage 1: Zeichnung für Zusammenbau
- Anlage 2: Zeichnung für Getriebe
- Anlage 3: Zeichnung für Steg
- Anlage 4: Zeichnung für Sonnenwelle
- Anlage 5: Zeichnung für Zwischenwelle 1
- Anlage 6: Zeichnung für Zwischenwelle 2
- Anlage 7: Zeichnung für Abtriebswelle
- Anlage 8: Zeichnung für ober Gehäuse
- Anlage 9: Zeichnung für unter Gehäuse
- Anlage 10: Stücklist für Getriebe

1. Einleitung

Die vorliegende Arbeit beinhaltet den Entwurf eines Stirnrad-Planetengetriebes für Brückenkran eines Wasserkraftwerks. Die Grundelemente des Getriebes sind: Zahnräder, Wellen, Lager, und das Gehäuse. Das zu konstruierende Getriebe dient zur Momenten- und Drehzahlübersetzung zwischen dem Antriebsmotor und der Seiltrommel des Flanschzuges einer Laufkatze eines Brückenkranes.

Die Vorteile eines Zahnradgetriebes sind: - schlupffreie Übersetzung, -zuverlässigkeit, - lange Lebensdauer, - hohe Leistung, - Übertragung zwischen jede beliebige zwei parallele Welle oder kreuzende Welle, - große Umfangsgeschwindigkeit, - geringer Lärm.

Zahnrad wird als Übertragungselement oft benutzt. Zurzeit in der Welt die größte Übertragungsleistung von Zahnradgetriebe beträgt 6500kW. Die höchste Umfangsgeschwindigkeit ist 210 m/s. Das größte Zahnrad hat ein Gewicht von 200t. Der größte Durchmesser beträgt 25.6m, mit einem Modul von 50mm.

Die grundlegenden Inhalte der Bachelorarbeit sind:

- Bestimmung des Getriebestyps
- Konstruktion und Berechnung der Zahnräder, Wellen, Lager und des Gehäuses sowie der Verbindungselement bezüglich der Festigkeit und Lebensdauer
- Erstellung der Konstruktionsunterlage(mit CATIA)

2. Aufgabenstellung und Hauptparameter

Die Hauptparameter des Getriebes sind:

- Motorleistung: $P = 750 \text{ kW}$
- Motordrehzahl: $n = 743 \text{ min}^{-1}$
- Gesamtübersetzung: $i_{ge} = 32$
- erststufige Übersetzung: $i_1 = 4$
- zweite stufige Übersetzung: $i_2 = 4$
- dritte stufige Übersetzung: $i_3 = 2$
- Lebensdauer: 10 Jahre

Als Getriebestyp ist ein Stirnrad-Planetengetriebe auf Grund der hohen Übersetzung gefordert.

3. Auswählen des Planetengetriebs

3.1 Die Typen und die Spezialitäten des Planetengetriebs

Vergleich der allgemeinen Zahnradübertragung hat Planetenzahnradsübertragung viele Vorteile. Die Spezialitäten der Planetenzahnradsübertragung sind:

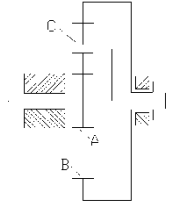
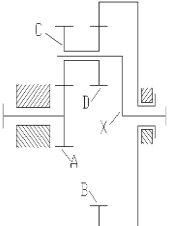
- 1) Kleine Volumen und Maße, kompakte Konstruktion und große Traglast. Normalweise ist die Außenmaße und Volumen fast $1/2 \sim 1/5$ von allgemeinen Zahnradsystem
- 2) Hohe Übertragungsleistung. Unter richtige Typenauswahl und Konstruktionsgestaltung erreicht die Leistungswerten $0,97 \sim 0,99$.
- 3) Relative Übersetzung. Es wird die Synthese und Zerlegung der Bewegung realisiert. Sofern es die richtiger Typ des Planetenzahnrads und Plan der Zähnezahle ausgewählt wird, kann es mit wenige Zähnezahle aber höhe Übersetzung bekommt werden. Die Übersetzung des Planetengetriebs nur für die Übertragung könnten mehre tausende erreichen. Im übrigens, wenn die Planetenzahnradsübertragung mit großen Übersetzung ist, halten sie immer noch viele Vorteile sowie kleine Volumen und Masse, kompakt Konstruktion.
- 4) Gleichmäßige Bewegung und starke Stoßsicherheit. Wegen der Verwendung der gleiche Konstruktion der Planetenrad und gleichmäßige Verteilung um den Sonnenrad, deshalb kann die Trägheitskraft von Planetenrad und Dreharm miteinander kompensiert werden.

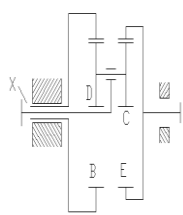
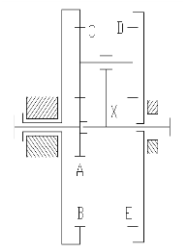
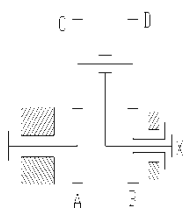
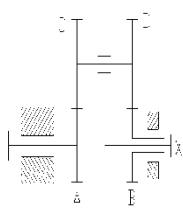
Gleichzeitig werden mehrere Zähnezahlen an Verzahnung beteiligt. Das ist, warum die Planeten so viele Vorteile haben.

Mehrere gebräuchliche Konstruktionen der Planetengetriebe sind NGW-Typ. Die Typen der Planetenzahnradübertragung können nach zwei Weise Unterteilt werden. Nach der Verzahnung unterteilt, wie NGW-, NW-, NN-, WW-, NGWN- und N-Typ. Nach der Zusammensetzung von grundsätzliche Konstruktion unterteilt, wie 2Z-X-, 3Z-, Z-X-V-, Z-X-Typ usw.

Der beachtliche Vorteil ist, während der Kraftübertragung die Leistung teilen kann. Gleichzeitig ist die Antriebswelle und Abtriebswelle koaxial, das heißt, die Antriebswelle und Abtriebswelle sind auf eine haupte Achse. Deshalb die allgemeine Zahnradübertragung wird von die Planetenzahnradübertragung als die Getriebe und Akzelerator auf verschiedene mechanische Tragungssystem insbesondere für Flugzeugsmotor, Erdöls Industrie, Anheben und Transport, Automobilindustrie ersetzt. Die Verwendung der Planetengetriebe wird immer weiter verbreitet. Tab.3-1 zeigt der Typ der gemeingebräuchlichen Planetengetriebe.

Tab.3-1: Der Typ der gemeingebräuchlichen Planetengetriebe.

Antriebs -form	Bild	Parameter			Vorteile
		Übersetzung i	Leistung η	maximal Leistung P	
NGW (2Z-X)		$i_{AX}^B =$ 1,13~13,7	0,97~0,99	unendlich	- hohe Leistung - klein Volumen - leicht Gewicht - kleine Axialgröße
NW (2Z-X)		$i_{AX}^B =$ 1~50	0,97~0,99	unendlich	- hohe Leistung - Axialgröße des NWs kleiner als des NGWs - große Übersetzung

NN (2Z-X)		$i_{XE}^B =$ $8 \sim 30$	$0,7 \sim 0,8$	kleine gleich 40	- große Übersetzung - kleine Leistung - weniger Arbeitszeit - Selbsthemmung
WW (2Z-X)		$i_{XA}^B =$ $1,2 \sim 1000$	$i_{XA}^B = 1,2 \sim 5$ $\eta = 0,9 \sim 0,7$ $i_{XA}^B > 5$ η ist mehr klein	kleine gleich 20	- große Übersetzung - große Gewicht und Größe - schwierig Herstellen - Selbsthemmung
NGW (3Z)		$i_{AE}^B =$ $20 \sim 100$	$0,8 \sim 0,9$	$10 \sim 120$	- Kompakt - große Übersetzung - klein Volumen - kleine Leistung - Selbsthemmung
NGWN (3Z)		$i_{AE}^B =$ $60 \sim 500$	$0,7 \sim 0,84$	$10 \sim 120$	- Kompakt - einfache Montage - kleine Leistung - weniger Arbeitszeit - Selbsthemmung

(Quelle: Handbuch für Maschinen-Konstruktion Nr.3)

3.2 Bestimmung des Planetengetriebe Typen

Konstruktionsanforderungen des Typs nach bild 3-1 erfüllt:

- kontinuierliche Arbeit
- kleine Übersetzung
- kompakt
- klein Volumen
- einfach Aufbau
- hohe Leistung

So wird der NGW(2Z-X)-Typ diese Anforderungen benutzt.

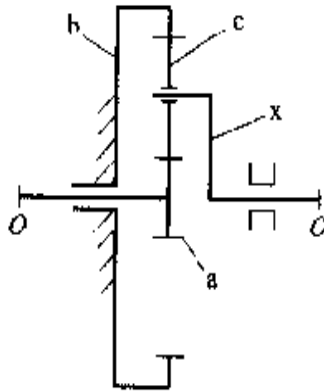


Abb. 3-1: Konstruktionsplan des Planetengetriebens als (NGW 2Z-X)

(Quelle: Handbuch für Maschinen-Konstruktion Nr.3)

4. Konstruktion der erststufige Übertragung von Planetengetriebe

4.1 Bestimmung der Zähnezah

Die Zahl des Planetenrads C_n ist 3.

Die Zähnezah der Sonnenrad Z_A ist gleich 47

Tab.4-1: Die Zähnezah des Planetengetriebes

$i = 4.0$											
$C_n = 3$				$C_n = 4$				$C_n = 5$			
z_A	z_C	z_B	i_{AX}^B	z_A	z_C	z_B	i_{AX}^B	z_A	z_C	z_B	i_{AX}^B
20	19	58	3.9000	22	22	66	4.0000	18	17	52	3.8889
22	23	68	4.0909	25	27	79	4.1600	22	23	68	4.0909
23	22	67	3.9130	27	29	85	4.1481	23	22	67	3.9130
26	25	76	3.9231	29	31	91	4.1379	25	25	75	4.0000
27	27	81	4.0000	31	33	97	4.1290	27	25	78	3.8889
29	28	85	3.9310	33	33	99	4.0000	28	27	82	3.9286
32	31	94	3.9375	37	39	115	4.1081	29	31	91	4.1379
38	37	112	3.9474	39	41	121	4.1026	32	33	98	4.0625
44	43	130	3.9545	43	45	133	4.0930	33	32	97	3.9394
47	49	145	4.0851	45	47	139	4.0889	38	37	112	3.9474
50	49	148	3.9600	47	49	145	4.0851	39	41	121	4.1026
56	55	166	3.9643	49	49	147	4.0000	48	47	142	3.9583
59	58	175	3.9661	55	57	169	4.0727	42	40	123	3.9286
62	61	184	3.9677	57	59	175	4.0702	58	57	172	3.9655
68	67	202	3.9706	61	63	187	4.0656	63	62	187	3.9683
74	73	220	3.9730	67	69	205	4.0597	68	67	202	3.9706

(Quelle: Handbuch für Maschinen-Konstruktion Nr.3)

1) Die Zähnezahzahl des Hohlrad Z_B

$$Z_B = (i_1 - 1) * Z_A \quad \text{Nr.1}$$

$$Z_B = (4 - 1) * 47$$

$$Z_B = 145$$

2) Die praktische Übersetzung des Planetengetriebes i_{AX}^B

$$i_{AX}^B = 1 + \frac{Z_B}{Z_A} = 1 + \frac{145}{47} = 4,0851 \quad \text{Nr.2}$$

$$i_{AX}^B = 4,0851$$

3) Abweichung der Übersetzung Δi

$$\Delta i = \frac{|i_1 - i_{AX}^B|}{i_1} * 100\% \quad \text{Nr.3}$$

$$\Delta i = \frac{|4 - 4,0851|}{4} * 100\% = 2,13\%$$

4) Die Zähnezahzahl des Planetenrad Z_C

$$Z_C = \frac{Z_B - Z_A}{2} \quad \text{Nr.4}$$

$$Z_C = \frac{145 - 47}{2}$$

5) Montage Voraussetzung C

$$C = \frac{Z_A + Z_B}{C_n} \quad \text{Nr.5}$$

$$C = \frac{47 + 145}{3} = 64 \text{ (Integral) \quad Erfüllen}$$

4.2 Berechnung der Achsabstand und Modul

4.2.1 Auswählen des Materials von Zahnrad und Wärmebehandlung

Sonnenrad und Planetenrad:

- Material: 20CrMnTi
- Vergütungshärte: 57~61HRC
- Zahnflankendauerfestigkeit: $\sigma_{Hlim1} = \sigma_{Hlim2} = 1650 \text{ N/mm}^2$
- Zahnfußfestigkeit: $\sigma_{Flim1} = \sigma_{Flim2} = 550 \text{ N/mm}^2$
- Präzision des Rads: 6

Hohlrad:

- Material: 42CrMo
- Vergütungshärte: 217~259HB
- Zahnflankendauerfestigkeit: $\sigma_{Hlim2} = 720 \text{ N/mm}^2$
- Zahnfußfestigkeit des Sonnenrads: $\sigma_{Flim2} = 330 \text{ N/mm}^2$
- Präzision des Rads: 7

4.2.2 Berechnung der Achsabstand und Modul

Achsabstand Formel:

$$a = A_a * (u + 1) * \sqrt[3]{\frac{K * T_A}{\varphi_A * u * \sigma_{Hlim1}^2}} \quad \text{Nr.6}$$

a ...Achsabstand

A_a ...Zahnradfaktor von Stahl auf Stahl

u ...Übersetzung

K ...Belastungsfaktor

T_A ...Drehmoment des Planetenrads

φ_A ...Breiten-Durchmesserhältnisse

Tab.4-2: Zahnradfaktor von Stahl auf Stahl A_a

Schrägungswinkel	Geradzahnrad $\beta = 0^\circ$	Schrägzahnrad $\beta = 8^\circ \sim 15^\circ$	Schrägzahnrad $\beta = 25^\circ \sim 35^\circ$
A_a	483	476	447

(Quelle: Handbuch für Maschinen-Konstruktion Nr.3)

Tab.4-3 Breiten-Durchmesserhältnisse φ_A

0,2	0,25	0,3	0,35	0,4	0,45	0,5	0,55	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0
-----	------	-----	------	-----	------	-----	------	-----	-----	-----	-----	-----

(Quelle: Handbuch für Maschinen-Konstruktion Nr.3)

1) Drehzahl des Planetengetrieben n_1

$$n_1 = \frac{n}{i_1} \quad \text{Nr.7}$$

$$n_1 = \frac{743 \text{ min}^{-1}}{4} = 185,75 \text{ min}^{-1}$$

2) Drehmoment des Planetengetrieben T_1

$$T_1 = 9550 * \frac{P}{n} \quad \text{Nr.8}$$

$$T_1 = 9550 * \frac{750kw}{743min^{-1}} = 9639.98N/m$$

3) Übertragungsdrehmoment von Planetenrad nach Sonnenrad T_A

$$T_A = \frac{T}{c_n} * K_c \quad \text{Nr.9}$$

K_c ...Ungleichstraglast Faktor

$$T_A = \frac{9639.98N/m}{3} * 1,15$$

$$T_A = 3695,32N/m$$

4) Berechnung des Achsabstands a

$$a = A_a * (u + 1) * \sqrt[3]{\frac{K*T_A}{\varphi_A * u * \delta_{Hlim1}^2}}$$

$$u = \frac{z_c}{z_A} = \frac{49}{47} = 1,043$$

$$a = 483 * (1,043 + 1) * \sqrt[3]{\frac{1,8*3695,32}{0,5*1,043*1650^2}}$$

$$a = 177,13mm$$

5) Berechnung des Moduls m

$$m = \frac{2a}{z_A + z_c} \quad \text{Nr.10}$$

$$m = \frac{2*177,13}{47+49} = 3,69 \approx 4$$

6) Bestimmung des praktischen Achsabstands a_p

$$a_p' = \frac{m}{2*(z_A + z_c)}$$

$$a_p' = \frac{4}{2*(47+49)} = 192mm$$

Wählen $a_p = 196mm$

4.3 Die Kenngröße von Sonnenrad, Planetenrad und Hohlrad

4.3.1 Berechnung der Profilverschiebung

Geradverzahnung mit Profilverschiebung wird ausgewählt.

Profilverschiebungssumme der Übertragung von Sonnenrad nach Planetenrad $\sum x_{AC}$ und

Profilverschiebungssumme der Übertragung von Planetenrad nach Hohlrad $\sum x_{CB}$

$$\sum x = x_1 \pm x_2 = \frac{(Z_1 \pm Z_2) * (inv\alpha_w - inv\alpha)}{2 * \tan \alpha} \quad \text{Nr.11}$$

Berechnung des Betriebseingriffswinkel α_{w1} für $\sum x_{AC}$ (Außenverzahnung)

$$\cos \alpha_{w1} = \frac{m(Z_A + Z_C)}{2} * \frac{\cos \alpha}{a_p} \quad \text{Nr.12}$$

$$\cos \alpha_{w1} = \frac{4 * (47 + 49)}{2} * \frac{\cos 20^\circ}{196} = 0,920518$$

$$\alpha_{w1} = 22,998^\circ$$

So, Involute $inv\alpha_{w1} = 0,023$ (TB 21-4)

Berechnung des Betriebseingriffswinkel α_{w2} für $\sum x_{CB}$ (Innenverzahnung)

$$\cos \alpha_{w2} = \frac{m(Z_C - Z_B)}{2} * \frac{\cos \alpha}{a_p}$$

$$\cos \alpha_{w2} = \frac{4 * (145 - 49)}{2} * \frac{\cos 20^\circ}{196} = 0,920518$$

$$\alpha_{w2} = 22,998^\circ$$

So Involute $inv\alpha_{w2} = 0,023$ $inv\alpha = 0,015$ (TB 21-4)

1) Bestimmung des Profilverschiebungsfaktors x_A und x_C (Außenverzahnung)

$$\sum x_{AC} = x_A + x_C = \frac{(Z_A + Z_C) * (inv\alpha_{w1} - inv\alpha)}{2 * \tan \alpha}$$

x_A ... Profilverschiebungsfaktor des Sonnenrads

x_C ... Profilverschiebungsfaktor des Planetenrads

$$\sum x_{AC} = x_A + x_C = \frac{(47 + 49) * (inv22,998^\circ - inv20^\circ)}{2 * 20} = 1,055$$

$$u = \frac{Z_C}{Z_A} = \frac{49}{47} = 1,043$$

$$x_A = 0,48 \quad (\text{Abb.4-1})$$

$$x_C = 1,055 - x_A = 0,575$$

2) Bestimmung des Profilverschiebungsfaktors x_B und x_C (Innenverzahnung)

$$\sum x_{CB} = x_B - x_C = \frac{(Z_B - Z_C) * (inv\alpha_{w2} - inv\alpha)}{2 * \tan \alpha}$$

x_B ... Profilverschiebungsfaktor des Hohlrads

$$\sum x_{AC} = x_B - x_C = \frac{(145 - 49) * (inv22,998^\circ - inv20^\circ)}{2 * 20} = 1,055$$

$$x_B = 1,055 + x_A = 1,63$$

Abb.4-1: Bild von Profilverschiebungsfaktor

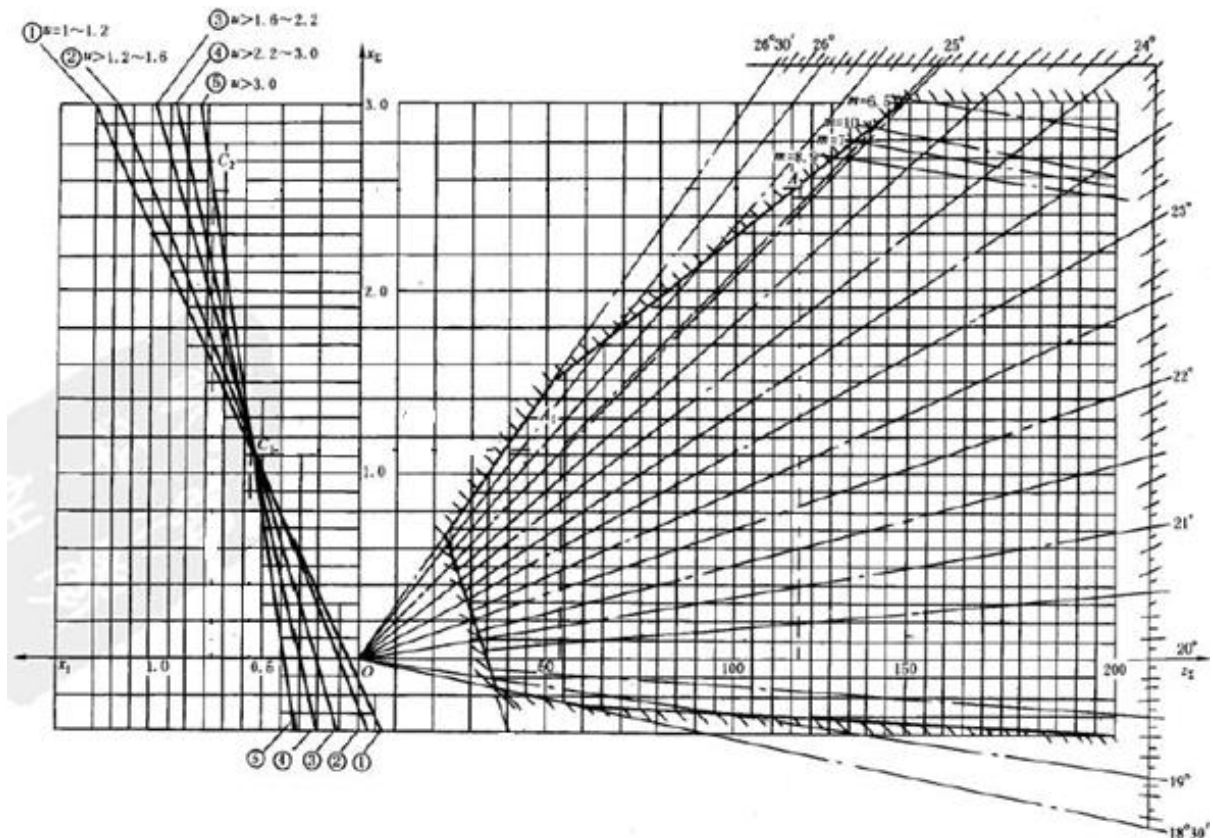


Abb.4-1: Bild von Profilverschiebungsfaktor

(Quelle: Handbuch für Maschinen-Konstruktion Nr.3)

4.3.2 Die Kenngröße von Sonnenrad, Planetenrad und Hohlrads

Teilkreis: $d = m * z$

Wälzkreis: $d_w = d * \frac{\cos \alpha}{\cos \alpha_w}$

Grundkreis: $d_b = d * \cos \alpha$

Kopfkreis: $d_a = d + 2h_a$

Fußkreis: $d_f = d - 2h_f$

Außenverzahnung: Zahnkopfhöhe: $h_{a1} = m(1 + x - k_1)$

Zahnfußhöhe: $h_{f1} = m(1 - x + c^*)$

Kopfkürzungsfaktor: $k_1 = (x_A + x_C) - \frac{(Z_A + Z_C)}{2} * \left(\frac{\cos \alpha}{\cos \alpha_{w1}} - 1 \right)$

$$k_1 = 0,055$$

Kopfspiel: $c^* = 0,25$

Innenverzahnung: Zahnkopfhöhe: $h_{a2} = m(1 - x + k_2)$

Zahnfußhöhe: $h_{f2} = m(1 + x + c^*)$

Kopfkürzungsfaktor: $k_2 = (x_B - x_C) - \frac{(Z_B - Z_C)}{2} * \left(\frac{\cos \alpha}{\cos \alpha_{w2}} - 1 \right)$

$$k_2 = 0,055$$

Kopfspiel: $c^* = 0,25$

Tab.4-4: Die Kenngröße von Sonnenrad, Planetenrad und Hohlrad

Kenngröße	Teilkreis	Wälzkreis	Grundkreis	Kopfkreis	Fußkreis
Zahnrad	d in mm	d_w in mm	d_b in mm	d_a in mm	d_f in mm
Sonnenrad A	188mm	189,36mm	176,66mm	199,4mm	181,84mm
Planetenrad C	196mm	197,42mm	184,18mm	208,16mm	190,6mm
Hohlrad B	580mm	584,2mm	545,02mm	600,6mm	603,04mm

4.4 Überprüfungen der Montagebedingungen

1) Nähebedingung

$$d_{ac} < 2a_p \sin \frac{\pi}{c_n} \quad \text{Nr.13}$$

$$d_{ac} = 208,16\text{mm} < 2 * 196 * \sin \frac{\pi}{3} = 339,48\text{mm}$$

So Nähebedingung ist erfüllt.

2) konzentrische Bedingung

$$\text{Bedingung: } \frac{Z_A + Z_C}{\cos \alpha_{w1}} = \frac{Z_B - Z_C}{\cos \alpha_{w2}} \quad \text{Nr.14}$$

$$\frac{47+49}{\cos 22,998^\circ} = \frac{145-49}{\cos 22,998^\circ} = 104,29\text{mm}$$

so ist es erfüllt.

4.5 Berechnungen der Profilüberdeckung

4.5.1 Profilüberdeckung von Sonnenrad nach Planetenrad $\varepsilon_{\alpha 1}$

$$\text{Profilüberdeckung: } \varepsilon_{\alpha 1} = \frac{1}{2\pi} [Z_C(\tan a_{0C} - \tan a) + Z_A(\tan a_{0A} - \tan a)] \quad \text{Nr.15}$$

$$\cos a_{0C} = \frac{d_{bC}}{d_{ac}} = \frac{184,18}{208,16} \quad \text{dann } a_{0C} = 27,77^\circ$$

$$\cos a_{0A} = \frac{d_{bA}}{d_{aA}} = \frac{176,66}{199,4} \quad \text{dann } a_{0C} = 27,63^\circ$$

a ... Normaleingriffswinkel wird als 20° gewählt.

$$\varepsilon_{\alpha 1} = \frac{1}{2\pi} [49(\tan 27,77^\circ - \tan 20^\circ) + 47(\tan 27,63^\circ - \tan 20^\circ)]$$

$$\varepsilon_{\alpha 1} = 2,46$$

4.5.2 Profilüberdeckung von Planetenrad nach Hohlrad $\varepsilon_{\alpha 2}$

$$\text{Profilüberdeckung: } \varepsilon_{\alpha 2} = \frac{1}{2\pi} [Z_B(\tan a_{0B} - \tan a) + Z_C(\tan a_{0C} - \tan a)]$$

$$\cos a_{0B} = \frac{d_{bB}}{d_{aB}} = \frac{545,02}{600,6} \quad \text{dann } a_{0B} = 24,84^\circ$$

$$\varepsilon_{\alpha 2} = \frac{1}{2\pi} [145(\tan 24,84^\circ - \tan 20^\circ) + 49(\tan 27,77^\circ - \tan 20^\circ)]$$

$$\varepsilon_{\alpha 2} = 3,55$$

4.6 Überprüfungen der Festigkeit für Verzahnungen

4.6.1 Überprüfung der Festigkeit zwischen Sonnenrad und Planetenrad

1) Berechnung der Umfangskraft F_t :

$$\text{Umfangskraft } F_t: F_t = \frac{2000T_A}{d_A} = \frac{2000 \cdot 3695,32}{188} = 39311,9N$$

2) Anzahl der Lastwechsel N_L :

$$N_L = 60 * n_s^A * C_n * t \quad \text{Nr.16}$$

$$n_A^S \dots \text{Drehzahl von Sonnenrad gegen Steg: } n_A^S = n_A - n_S = 743 - 185,75 = 557,25 \text{mm}^{-1}$$

$$n_A \dots \text{Drehzahl der Sonnenrad: } n_A = 743 \text{mm}^{-1}$$

$$n_S \dots \text{Drehzahl der Steg: } n_S = 185,75 \text{mm}^{-1}$$

$$t \dots \text{Lebensdauer: } t = 10a * 320 \frac{d}{a} * 22 \frac{h}{d} = 70400h$$

$$N_L = 60 * 557,25 * 3 * 70400 = 7,06 * 10^9$$

3) Grübchentragsfähigkeit:

$$K_H = K_A * K_v * K_{Ha} * K_{H\beta} \quad \text{Nr.17}$$

$$K_A \dots \text{Anwendungsfaktor: } K_A = 1,75$$

$$K_v \dots \text{Dynamikfaktor: } K_v = 1,08 \quad (\text{Abb. 4-2})$$

K_{Ha} ...Stirnfaktor: $K_{Ha} = 1$ (TB21-19a)

$K_{H\beta}$...Breitenfaktor, wird als Formel $K_{H\beta} = 1 + (\theta_b - 1)\mu_H = 1,14$ ausgerechnet.

θ_b ...Wirkungsfaktor von Zahnbreite und Planetenradszahl: $\theta_b = 1,15$ (Abb. 4-3)

μ_H ...Wirkungsfaktor von Umfangsgeschwindigkeit v und Vergütungshärte (Abb. 4-4)

$$v = \frac{\pi * d_A * n_s^A}{60 * 1000} = 5,49 \text{ m/s}$$

Grübchentragfähigkeit: $K_H = 1,75 * 1,08 * 1 * 1,14 = 2,1546$

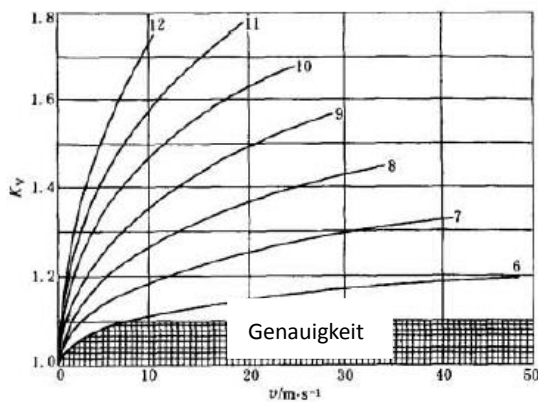


Abb. 4-2: Dynamikfaktor K_v

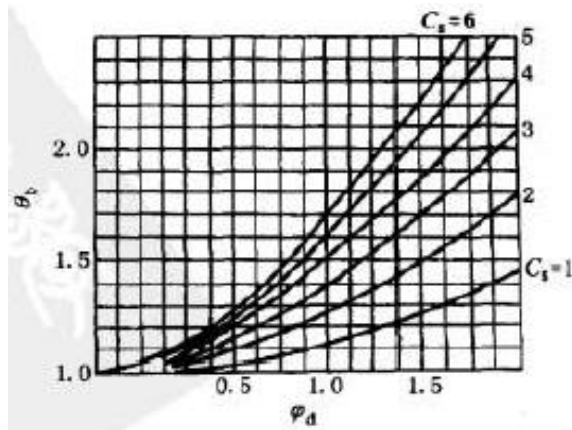


Abb. 4-3: Wirkungsfaktor θ_b

(Quelle: Handbuch für Maschinen-Konstruktion Nr.3)

4) Zahnfußtragfähigkeit:

$$K_F = K_A * K_v * K_{Fa} * K_{F\beta}$$

K_{Fa} ...Stirnfaktor: $K_{Fa} = 1$ (TB21-19a)

$K_{F\beta}$... $K_{F\beta} = 1 + (\theta_b - 1)\mu_F = 1,15$

μ_F ... Wirkungsfaktor von Umfangsgeschwindigkeit v und Vergütungshärte (Abb. 4-5)

Zahnfußtragfähigkeit: $K_F = 1,75 * 1,08 * 1 * 1,15 = 2,1735$

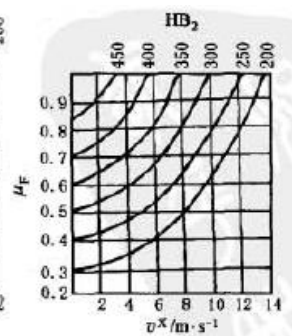
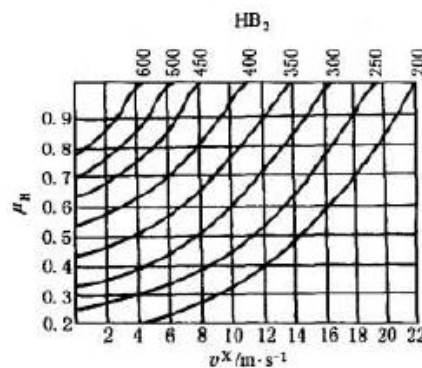


Abb. 4-4: Wirkungsfaktor μ_H

Abb. 4-5: Wirkungsfaktor μ_F

(Quelle: Handbuch für Maschinen-Konstruktion Nr.3)

5) Berechnung von Überdeckungsfaktor Z_ε und Y_ε

Profilüberdeckung: $\varepsilon_{\alpha 1} = 2,56$

Sprungüberdeckung: $\varepsilon_{\beta 1} = 0$

Überdeckungsfaktor $Z_\varepsilon = 0,715$ (TB21-22c)

Überdeckungsfaktor $Y_\varepsilon = 0,25 + \frac{0,75}{\varepsilon_{\alpha 1}} = 0,555$ Nr.18

6) Auswählen Z_H , Z_β und Z_E für die zulässige Zahnflankenpressung

Z_H ...Zonenfaktor: $Z_H = 2,32$ (TB 21-22a)

Z_β ...Schrägenfaktor $Z_\beta = \sqrt{\cos \beta} = 1$ Nr.19

Z_E ...Elastizitätsfaktor $Z_E = 189,8\sqrt{N/mm^2}$ Nr.20

7) Auswählen Y_{Fa} , Y_{Sa} und Y_β für die zulässige Zahnfußfestigkeit

Y_{Fa} ...Stirnfaktor: $Y_{Fa1} = Y_{Fa2} = 2,11$ (TB 21-20a)

Y_{Sa} ...Spannungskorrekturfaktor: $Y_{Sa1} = 2,04$, $Y_{Sa2} = 2,06$ (TB 21-20b)

Y_β ...Schrägenfaktor: $Y_\beta = 1$ (TB 21-20c)

8) Auswählen der Parametern für die Sicherheit gegen Ermüdungsschäden

Z_{NT} ...Lebensdauerfaktor: $Z_{NT} = 0,87$ (Abb. 4-6)

$$N_L = 7,06 * 10^9$$

$Z_L * Z_V * Z_R$...vereinfachend kann im Dauerfestigkeitsbereich als 1 gesetzt werden.

Z_W ...Werkstoffpaarungsfaktor: $Z_W = 1,0$ (TB 21-23c)

Z_X ...Größenfaktor (Flankenpressung): $Z_X = 1,0$ (TB 21-21d)

Y_{ST} ...Lastskorrekturfaktor: $Y_{ST} = 2$ Nr.21

Y_{NT} ...Lebensdauerfaktor: $Y_{NT} = 0,84$ (Abb. 4-7)

$Y_{\delta relT}$...relative Stützziffer: $Y_{\delta relT} = 1,0$ (TB 21-21b)

Y_{RrelT} ...relativer Oberflächenfaktor: $Y_{RrelT} = 1,0$ (TB 21-21c)

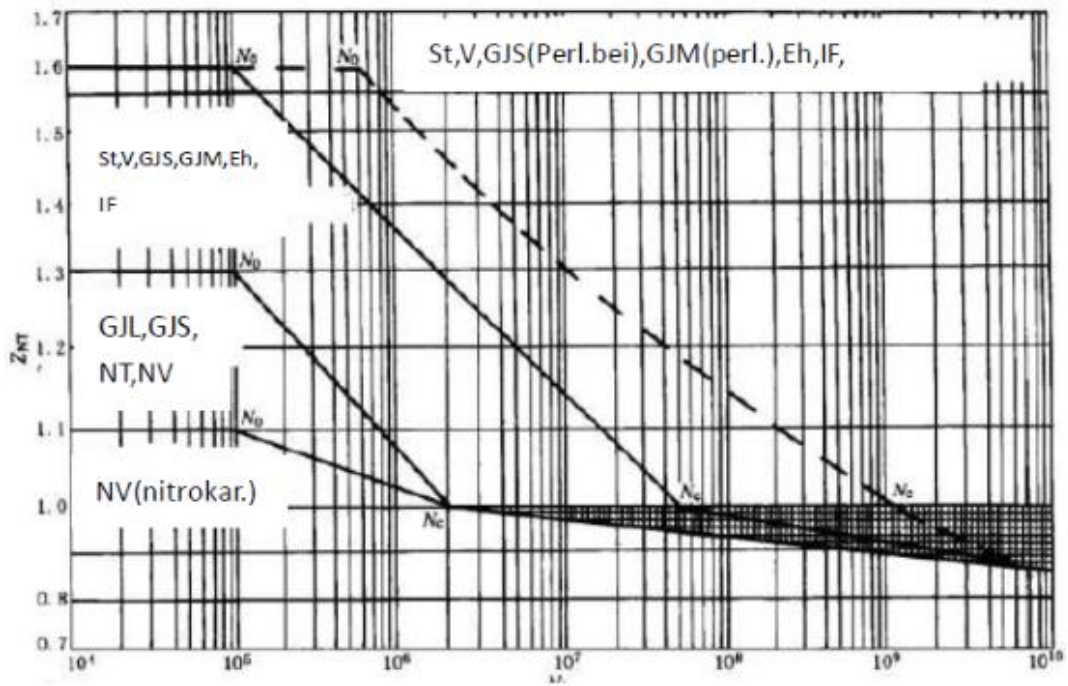


Abb. 4-6: Lebensdauerfaktor Z_{NT}

(Quelle: Handbuch für Maschinen-Konstruktion Nr.3)

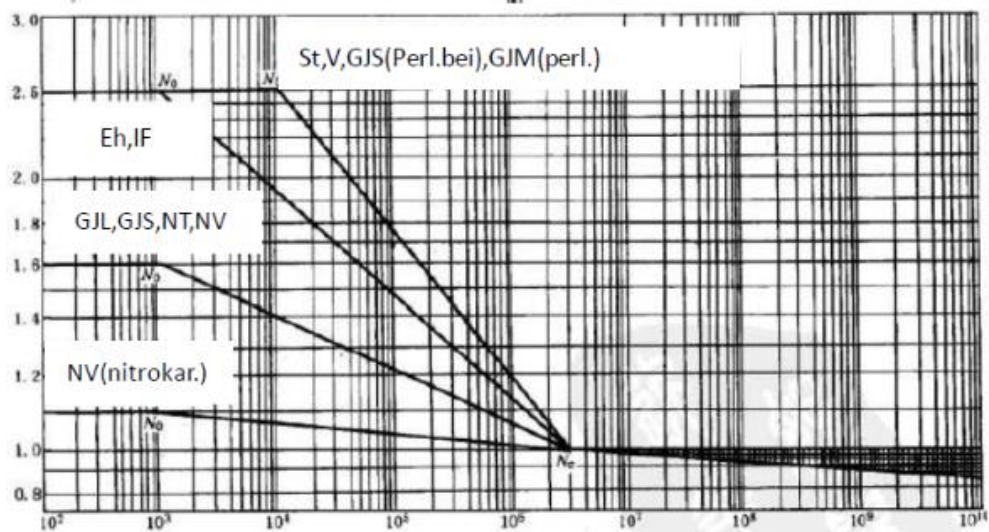


Abb. 4-7: Lebensdauerfaktor Y_{NT}

(Quelle: Handbuch für Maschinen-Konstruktion Nr.3)

4.6.1.1 Überprüfung der Zahnflankenfestigkeit des Sonnenrads

1) Die zulässige Flankenpressung

$$\sigma_{Hzul} = \sqrt{\frac{F_t}{b \cdot d_A} \cdot \frac{u+1}{u} \cdot K_H \cdot Z_E \cdot Z_H \cdot Z_\varepsilon \cdot Z_\beta}$$

Nr.22

b ...Zahnbreit: $b = \varphi_A \cdot d_A = 0,5 \cdot 188\text{mm} = 94\text{mm}$

So wird b als 100mm gewählt.

$$\sigma_{Hzul} = \sqrt{\frac{39311,9}{100 \cdot 188} * \frac{1,043+1}{1,043} * 2,1546 * 189,8 * 2,32 * 0,715 * 1}$$

$$\sigma_{Hzul} = 935 N/mm^2$$

2) Sicherheit gegen Ermüdungsschäden S_H

$$S_H = \frac{\sigma_{Hlim1}}{\sigma_{Hzul}} * Z_{NT} * Z_L * Z_R * Z_V * Z_W * Z_X \geq 1,25$$

Nr.23

$$S_H = \frac{1650}{935} * 0,87 * 1 * 1 * 1 = 1,535 \geq 1,25$$

So, Sonnenrad ist zulässig.

4.6.1.2 Überprüfungen der Zahnflankenfestigkeit des Planetenrads

1) Die zulässige Flankenpressung

$$\sigma_{Hzul} = \sqrt{\frac{F_t}{b \cdot d_c} * \frac{u+1}{u} * K_H * Z_E * Z_H * Z_\epsilon * Z_\beta}$$

$$\sigma_{Hzul} = \sqrt{\frac{39311,9}{100 \cdot 196} * \frac{1,043+1}{1,043} * 2,1546 * 189,8 * 2,32 * 0,715 * 1}$$

$$\sigma_{Hzul} = 916 N/mm^2$$

2) Sicherheit gegen Ermüdungsschäden S_H

$$S_H = \frac{\sigma_{Hlim2}}{\sigma_{Hzul}} * Z_{NT} * Z_L * Z_R * Z_V * Z_W * Z_X \geq 1,25$$

$$S_H = \frac{1650}{916} * 0,87 * 1 * 1 * 1 = 1,56 \geq 1,25$$

So, Planetenrad ist zulässig.

4.6.1.3 Überprüfungen der Zahnfußfestigkeit

1) Die zulässige Zahnfußfestigkeit des Sonnenrads

$$\sigma_{Fzul1} = \frac{F_t}{b \cdot m} * K_F * Y_{Fa1} * Y_{Sa1} * Y_\epsilon * Y_\beta$$

Nr.24

$$\sigma_{Fzul1} = \frac{39311,9}{100 \cdot 4} * 2,1735 * 2,11 * 2,04 * 0,555 * 1$$

$$\sigma_{Fzul1} = 510,3 N/mm^2$$

2) Die zulässige Zahnfußfestigkeit des Planetenrads

$$\sigma_{Fzul2} = \frac{F_t}{b \cdot m} * K_F * Y_{Fa2} * Y_{Sa2} * Y_\epsilon * Y_\beta$$

$$\sigma_{Fzul2} = \frac{39311,9}{100 \cdot 4} * 2,1735 * 2,11 * 2,06 * 0,555 * 1$$

$$\sigma_{Fzul2} = 515,3 N/mm^2$$

3) Sicherheit gegen Ermüdungsschäden S_{F1}

$$S_{F1} = \frac{\sigma_{Flim1}}{\sigma_{Fzul1}} * Y_{ST} * Y_{NT} * Y_{\delta relT} * Y_{RrelT} * Y_X \geq 1,1$$

Nr.25

$$S_{F1} = \frac{550}{510,3} * 2 * 0,84 * 1 * 1 * 1$$

$$S_{F1} = 1,81 \geq 1,1$$

So, Sonnenrad ist zulässig.

4) Sicherheit gegen Ermüdungsschäden S_{F1}

$$S_{F1} = \frac{\sigma_{Flim2}}{\sigma_{Fzul2}} * Y_{ST} * Y_{NT} * Y_{\delta relT} * Y_{RrelT} * Y_X \geq 1,1$$

$$S_{F1} = \frac{550}{515,3} * 2 * 0,84 * 1 * 1 * 1$$

$$S_{F1} = 1,79 \geq 1,1$$

So, Planetenrad ist zulässig.

4.6.2 Überprüfung der Festigkeit des Hohlrads

1) Berechnung der Umfangskraft F_t :

$$F_t = 39311,9 N$$

2) Anzahl der Lastwechsel N_L :

$$N_L = 60 * n_s^H * C_n * t$$

$$n_A^S \dots \text{relativ Drehzahl von Steg gegen Hohlrad: } n_A^S = n_s - n_H = 185,75 - 0 = 185,75 mm^{-1}$$

$$n_A \dots \text{Drehzahl der Sonnenrad: } n_H = 0 mm^{-1}$$

$$n_s \dots \text{Drehzahl der Steg: } n_s = 185,75 mm^{-1}$$

$$t \dots \text{Lebensdauer: } t = 10a * 320 \frac{d}{a} * 22 \frac{h}{d} = 70400h$$

$$N_L = 60 * 185,75 * 3 * 70400 = 2,4 * 10^9$$

3) Grübchentrugfähigkeit:

$$K_H = K_A * K_v * K_{Ha} * K_{H\beta}$$

$$K_A \dots \text{Anwendungsfaktor: } K_A = 1,75$$

$$K_v \dots \text{Dynamikfaktor: } K_v = 1,15 \quad (\text{Abb. 4-2})$$

K_{Ha} ...Stirnfaktor: $K_{Ha} = 1$ (TB21-19a)

$K_{H\beta}$...Breitenfaktor, wird als Formel $K_{H\beta} = 1 + (\theta_b - 1)\mu_H = 1,05$ ausgerechnet.

θ_b ...Wirkungsfaktor von Zahnbreite und Planetenradszahl: $\theta_b = 1,15$ (Abb. 4-3)

μ_H ...Wirkungsfaktor von Umfangsgeschwindigkeit v und Vergütungshärte (Abb. 4-4)

$$\mu_H = 0,33 \quad (v = \frac{\pi \cdot d_B \cdot n_s^H}{60 \cdot 1000} = 5,64 \text{ m/s})$$

Grübchentragfähigkeit: $K_H = 1,75 \cdot 1,15 \cdot 1 \cdot 1,05 = 2,1131$

4) Zahnfußtragfähigkeit:

$$K_F = K_A \cdot K_v \cdot K_{Fa} \cdot K_{F\beta}$$

K_{Fa} ...Stirnfaktor: $K_{Fa} = 1$ (TB21-19a)

$$K_{F\beta} \dots K_{F\beta} = 1 + (\theta_b - 1)\mu_F = 1,06$$

μ_F ... Wirkungsfaktor von Umfangsgeschwindigkeit v und Vergütungshärte (Abb. 4-5)

$$\mu_F = 0,4$$

Zahnfußtragfähigkeit: $K_F = 1,75 \cdot 1,15 \cdot 1 \cdot 1,06 = 2,1332$

5) Berechnung von Überdeckungsfaktor Z_ϵ und Y_ϵ

Profilüberdeckung: $\epsilon_{\alpha 2} = 3,55$

Sprungüberdeckung: $\epsilon_{\beta 2} = 0$

Überdeckungsfaktor $Z_\epsilon = 0,39$ (TB21-22c)

$$\text{Überdeckungsfaktor } Y_\epsilon = 0,25 + \frac{0,75}{\epsilon_{\alpha 1}} = 0,46$$

6) Auswählen Z_H , Z_β und Z_E für die zulässige Zahnflankenpressung

Z_H ...Zonenfaktor: $Z_H = 2,32$ (TB 21-22a)

$$Z_\beta \dots \text{Schrägenfaktor } Z_\beta = \sqrt{\cos \beta} = 1$$

$$Z_E \dots \text{Elastizitätsfaktor } Z_E = 189,8 \sqrt{N / \text{mm}^2}$$

7) Auswählen Y_{Fa} , Y_{Sa} und Y_β für die zulässige Zahnfußfestigkeit

Y_{Fa} ...Stirnfaktor: $Y_{Fa} = 1,87$ (TB 21-20a)

Y_{Sa} ...Spannungskorrekturfaktor: $Y_{Sa} = 2,76$ (TB 21-20b)

Y_β ...Schrägenfaktor: $Y_\beta = 1$ (TB 21-20c)

8) Auswählen der Parametern für die Sicherheit gegen Ermüdungsschäden

Z_{NT} ...Lebensdauerfaktor: $Z_{NT} = 0,932$ (Abb. 4-6) $N_L = 2,4 \cdot 10^9$

$Z_L * Z_V * Z_R$...vereinfachend kann im Dauerfestigkeitsbereich als 1 gesetzt werden.

Z_W ...Werkstoffpaarungsfaktor: $Z_W = 1,0$ (TB 21-23c)

Z_X ...Größenfaktor (Flankenpressung): $Z_X = 1,0$ (TB 21-21d)

Y_{ST} ...Lastskorrektureffizient: $Y_{ST} = 2$

Y_{NT} ...Lebensdauerfaktor: $Y_{NT} = 0,89$ (Abb. 4-7)

$Y_{\delta relT}$...relative Stützziffer: $Y_{\delta relT} = 1,0$ (TB 21-21b)

Y_{RrelT} ...relativer Oberflächenfaktor: $Y_{RrelT} = 1,0$ (TB 21-21c)

4.6.2.1 Überprüfung der Zahnflankenfestigkeit des Hohlrads

1) Die zulässige Flankenpressung

$$\sigma_{Hzul} = \sqrt{\frac{F_t}{b \cdot d_B} * \frac{u-1}{u} * K_H * Z_E * Z_H * Z_\epsilon * Z_\beta}$$

$$u = \frac{Z_B}{Z_A} = \frac{145}{49} = 2,96$$

$$\sigma_{Hzul} = \sqrt{\frac{39311,9}{100 \cdot 580} * \frac{2,96-1}{2,96} * 2,1331 * 189,8 * 2,32 * 0,39 * 1}$$

$$\sigma_{Hzul} = 168,03 \text{ N/mm}^2$$

2) Sicherheit gegen Ermüdungsschäden S_H

$$S_H = \frac{\sigma_{Hlim3}}{\sigma_{Hzul}} * Z_{NT} * Z_L * Z_R * Z_V * Z_W * Z_X \geq 1,25$$

$$S_H = \frac{720}{168,03} * 0,932 * 1 * 1 * 1 = 4 \geq 1,25$$

So, Sonnenrad ist zulässig.

4.6.2.2 Überprüfung der Zahnfußfestigkeit

1) Die zulässige Zahnfußfestigkeit des Hohlrads

$$\sigma_{Fzul2} = \frac{F_t}{b \cdot m} * K_F * Y_{Fa2} * Y_{Sa2} * Y_\epsilon * Y_\beta$$

$$\sigma_{Fzul2} = \frac{39311,9}{100 \cdot 4} * 2,1332 * 1,87 * 2,76 * 0,46 * 1$$

$$\sigma_{Fzul2} = 497,7 \text{ N/mm}^2$$

2) Sicherheit gegen Ermüdungsschäden S_{F1}

$$S_{F1} = \frac{\sigma_{Flim3}}{\sigma_{Fzul}} * Y_{ST} * Y_{NT} * Y_{\delta relT} * Y_{RrelT} * Y_X \geq 1,1$$

$$S_{F1} = \frac{330}{497,7} * 2 * 0,89 * 1 * 1 * 1$$

$$S_{F1} = 1,2 \geq 1,1$$

So, Sonnenrad ist zulässig.

5. Konstruktion der zweite stufige Übertragung zwischen Rad 1 und Rad 2

5.1 Berechnung der Achsabstand und Modul

5.1.1 Auswählen des materials von Zahnrad und Wärmebehandlung

Zahnrad 1 und Zahnrad 2:

- Material: 20CrMnTiV
- Vergütungshärte: 57~61HRC
- Zahnflankendauerfestigkeit(Zahnrad 1): $\sigma_{Hlim1} = 1650 \text{ N/mm}^2$
- Zahnfußfestigkeit(Zahnrad 1): $\sigma_{Flim1} = 550 \text{ N/mm}^2$
- Zahnflankendauerfestigkeit(Zahnrad 2): $\sigma_{Hlim2} = 1282 \text{ N/mm}^2$
- Zahnfußfestigkeit(Zahnrad 2): $\sigma_{Flim2} = 370 \text{ N/mm}^2$
- Präzision des Rads: 8

5.1.2 Berechnung der Achsabstand und Modul

Achsabstand Formel:

$$a = A_a * (u + 1) * \sqrt[3]{\frac{K * T_A}{\varphi_A * u * \sigma_{Hlim1}^2}}$$

a ...Achsabstand

A_a ...Zahnradfaktor von Stahl auf Stahl: $A_a = 483$ (Tab.4-2)

u ...Übersetzung i_2

K ...Belastungsfaktor $K = 2$

T_A ...Drehmoment des Planetenrads

φ_a ...Breiten-Durchmesserverhältnisse $\varphi_a = \frac{\varphi_A}{0,5(u+1)} = 0,4$

φ_A ...Breitenverhältnisse $\varphi_A = 1,0$ (Tab.4-3)

1) Drehzahl des Planetengetrieben n_1

$$n_2 = \frac{n_1}{i_2}$$

$$n_2 = \frac{185,75 \text{min}^{-1}}{4} = 46,4375 \text{min}^{-1}$$

2) Drehmoment T_1 von Rad 1

$$T_2 = 9550 * \frac{P}{n_1}$$

$$T_2 = 9550 * \frac{750 \text{kw}}{185,75 \text{min}^{-1}} = 38559,92 \text{N/m}$$

4) Berechnung des Achsabstands a

$$a = A_a * (u + 1) * \sqrt[3]{\frac{K * T_A}{\varphi_A * u * \delta_{Hlim2}^2}}$$

$$u = 4$$

$$a = 483 * (4 + 1) * \sqrt[3]{\frac{2 * 38559,92}{0,5 * 4 * 128^2}}$$

$$a = 800 \text{mm}$$

So, a ist 1200mm gewählt

$$\text{Zahnbreit: } b = \varphi_a * a = 0,4 * 1200 = 480 \text{mm}$$

5) Berechnung des Moduls m

$$m = (0,007 \sim 0,02) a$$

Nr.26

$$m = (0,007 \sim 0,02) * 1200 = 8,4 \text{mm} \sim 24 \text{mm}$$

So, m wird 10mm gewählt

1) Die Zähnezahln von Rad1 Z_1 und Rad2 Z_2

$$Z_1 = \frac{2a}{m(u+1)} \quad (\text{Geradverzahnung})$$

Nr.27

$$Z_1 = \frac{2 * 1200}{10 * (4 + 1)}$$

$$Z_1 = 48$$

$$Z_2 = i_2 * Z_1 = 192$$

2) Geradverzahnung mit Profilverschiebung wird ausgewählt.

Profilverschiebungssumme $\sum x$ und Profilverschiebungsfaktors x_1 und x_2

$$\sum x = x_1 + x_2 = 0$$

x_1 ... Profilverschiebungsfaktor Rad1

x_2 ... Profilverschiebungsfaktor Rad2

$x_1 = x_2 = 0$ (Geradverzahnung ohne Profilverschiebung)

5.2 Die Kenngröße von Rad 1 und Rad 2

Teilkreis: $d = m * z$

Wälzkreis: $d_w = d$

Grundkreis: $d_b = d * \cos \alpha$

Kopfkreis: $d_a = d + 2h_a$

Fußkreis: $d_f = d - 2h_f$

Außenverzahnung: Zahnkopfhöhe: $h_a = m(1 + x - k) = 10\text{mm}$

Zahnfußhöhe: $h_f = m(1 - x + c^*) = 12,5\text{mm}$

Kopfkürzungsfaktor: $k_1 = 0$

Kopfspiel: $c^* = 0,25$

Tab.5-1: Die Kenngröße von Rad 1 und Rad 2

Kenngroße	Teilkreis	Wälzkreis	Grundkreis	Kopfkreis	Fußkreis
Zahnrad	d in mm	d_w in mm	d_b in mm	d_a in mm	d_f in mm
Rad 1	480mm	480mm	451,05mm	500mm	455mm
Rad 2	1920mm	1920mm	1804,2mm	1940mm	1895mm

Profilüberdeckung: $\varepsilon_\alpha = \frac{1}{2\pi} [Z_2(\tan a_{02} - \tan a) + Z_1(\tan a_{01} - \tan a)]$

$\cos a_{01} = \frac{d_{b1}}{d_{a1}} = \frac{451,05}{500}$ dann $a_{01} = 25,56^\circ$

$\cos a_{02} = \frac{d_{b2}}{d_{a2}} = \frac{1804,2}{1940}$ dann $a_{02} = 21,56^\circ$

a ...Normaleingriffswinkel wird als 20° gewählt.

$\varepsilon_\alpha = \frac{1}{2\pi} [192(\tan 21,56^\circ - \tan 20^\circ) + 48(\tan 25,56^\circ - \tan 20^\circ)] = 1,825$

5.3 Überprüfung der Festigkeit für Verzahnungen

5.3.1 Die Parametern der Festigkeit zwischen Rad 1 und Rad 2

1) Berechnung der Umfangskraft F_t :

Umfangskraft F_t : $F_t = \frac{2000T_2}{d_1} = \frac{2000 \cdot 38559,92}{480}$

$F_t = 160666,3\text{N}$

2) Anzahl der Lastwechsel N_L :

$$N_{L1} = 60 * n_1 * t$$

$$N_{L2} = 60 * n_2 * t$$

$$t \dots \text{Lebensdauer: } t = 10a * 320 \frac{d}{a} * 22 \frac{h}{d} = 70400h$$

$$N_{L1} = 60 * 185,75 * 70400 = 7,85 * 10^8$$

$$N_{L2} = 60 * 46,4375 * 70400 = 1,96 * 10^8$$

3) Grübchentragsfähigkeit:

$$K_H = K_A * K_v * K_{Ha} * K_{H\beta}$$

K_A ...Anwendungsfaktor: $K_A = 1,75$

$$K_v \dots \text{Dynamikfaktor: } K_v = 1,18 \quad v = \frac{\pi * d_2 * n_2}{60 * 1000} = 4,67 m/s \quad (\text{Abb. 4-2})$$

K_{Ha} ...Stirnfaktor: $K_{Ha} = 1,2$ (TB21-19a)

$K_{H\beta}$...Breitenfaktor

$$K_{H\beta} = a_1 + a_2 \left[1 + a_3 \left(\frac{b}{d} \right)^2 \right] \left(\frac{b}{d} \right)^2 + a_4 b \quad (\text{Tab.5-2})$$

Nr.28

$$K_{H\beta} = 1,4$$

Grübchentragsfähigkeit: $K_H = 1,75 * 1,18 * 1,2 * 1,4 = 3,4692$

Tab.5-2: Das gehärtet Zahnrad $K_{H\beta}$

Präzision	a_1	a_2	a_3	a_4
5	1,10	0,18	0	$1,2 * 10^{-4}$
6	1,11	0,18	0	$1,5 * 10^{-4}$
7	1,12	0,18	0	$2,3 * 10^{-4}$
8	1,15	0,18	0	$3,1 * 10^{-4}$

(Quelle: Handbuch für Maschinen-Konstruktion Nr.3)

4) Zahnfußtragsfähigkeit:

$$K_F = K_A * K_v * K_{Fa} * K_{F\beta}$$

K_{Fa} ...Stirnfaktor: $K_{Fa} = 1,2$ (TB21-19a)

$K_{F\beta}$...Breitenfaktor: $K_{F\beta} = (K_{H\beta})^N$ (FS.S263)Nr.29

$$N = \frac{(b/h)^2}{1 + (b/h) + (b/h)^2} = 0,97 \quad (\text{FS.S263)Nr.30}$$

$$K_{F\beta} = (1,4)^{0,97} = 1,39$$

Zahnfußtragsfähigkeit: $K_F = 1,75 * 1,18 * 1,2 * 1,39 = 3,44442$

5) Berechnung von Überdeckungsfaktor Z_ε und Y_ε

Profilüberdeckung: $\varepsilon_\alpha = 1,825$

Sprungüberdeckung: $\varepsilon_\beta = 0$

Überdeckungsfaktor $Z_\varepsilon = 0,86$ (TB21-22c)

Überdeckungsfaktor $Y_\varepsilon = 0,25 + \frac{0,75}{\varepsilon_\alpha} = 0,66$

6) Auswählen Z_H , Z_β und Z_E für die zulässige Zahnflankenpressung

Z_H ...Zonenfaktor: $Z_H = 2,5$ (TB 21-22a)

Z_β ...Schrägenfaktor $Z_\beta = \sqrt{\cos \beta} = 1$

Z_E ...Elastizitätsfaktor $Z_E = 189,8\sqrt{N/mm^2}$

7) Auswählen Y_{Fa} , Y_{Sa} und Y_β für die zulässige Zahnfußfestigkeit

Y_{Fa} ...Stirnsfaktor: $Y_{Fa1} = 2,34$, $Y_{Fa2} = 2,14$ (TB 21-20a)

Y_{Sa} ...Spannungskorrekturfaktor: $Y_{Sa1} = 1,7$, $Y_{Sa2} = 1,86$ (TB 21-20b)

Y_β ...Schrägenfaktor: $Y_\beta = 1$ (TB 21-20c)

8) Auswählen der Parametern für die Sicherheit gegen Ermüdungsschäden

Z_{NT} ...Lebensdauerfaktor: $Z_{NT1} = 1,02$ $Z_{NT2} = 1,1$ (Abb. 4-6)

$$N_{L1} = 7,85 * 10^8$$

$$N_{L2} = 1,96 * 10^8$$

$Z_L * Z_V * Z_R$...vereinfachend kann im Dauerfestigkeitsbereich als 1 gesetzt werden.

Z_W ...Werkstoffpaarungsfaktor: $Z_W = 1,0$ (TB 21-23c)

Z_X ...Größenfaktor (Flankenpressung): $Z_X = 1,0$ (TB 21-21d)

Y_{ST} ...Lastskorrekturfaktor: $Y_{ST} = 2$

Y_{NT} ...Lebensdauerfaktor: $Y_{NT1} = 0,895$ $Y_{NT2} = 0,92$ (Abb. 4-7)

$Y_{\delta relT}$...relative Stützziffer: $Y_{\delta relT} = 1,0$ (TB 21-21b)

Y_{RrelT} ...relativer Oberflächenfaktor: $Y_{RrelT} = 1,0$ (TB 21-21c)

5.3.2 Überprüfung der Zahnflankenfestigkeit von Rad 1

1) Die zulässige Flankenpressung

$$\sigma_{Hzul} = \sqrt{\frac{F_t}{b \cdot d_1} * \frac{u+1}{u} * K_H * Z_E * Z_H * Z_\varepsilon * Z_\beta}$$

b ...Zahnbreite: $b = 480\text{mm}$

$$\sigma_{Hzul} = \sqrt{\frac{160666,3}{480 \cdot 480} \cdot \frac{4+1}{5} \cdot 3,4692 \cdot 189,8 \cdot 2,5 \cdot 0,86 \cdot 1}$$

$$\sigma_{Hzul} = 709\text{N/mm}^2$$

2) Sicherheit gegen Ermüdungsschäden S_H

$$S_H = \frac{\sigma_{Hlim1}}{\sigma_{Hzul}} \cdot Z_{NT1} \cdot Z_L \cdot Z_R \cdot Z_V \cdot Z_W \cdot Z_X \geq 1,25$$

$$S_H = \frac{1650}{709} \cdot 1,02 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 = 2,56 \geq 1,25$$

So, Rad 1 ist zulässig.

5.3.3 Überprüfung der Zahnflankenfestigkeit von Rad 2

1) Die zulässige Flankenpressung

$$\sigma_{Hzul} = \sqrt{\frac{F_t}{b \cdot d_2} \cdot \frac{u+1}{u} \cdot K_H \cdot Z_E \cdot Z_H \cdot Z_\varepsilon \cdot Z_\beta}$$

$$\sigma_{Hzul} = \sqrt{\frac{160666,3}{480 \cdot 1920} \cdot \frac{4+1}{4} \cdot 3,4692 \cdot 189,8 \cdot 2,5 \cdot 0,86 \cdot 1}$$

$$\sigma_{Hzul} = 354,8\text{N/mm}^2$$

2) Sicherheit gegen Ermüdungsschäden S_H

$$S_H = \frac{\sigma_{Hlim2}}{\sigma_{Hzul}} \cdot Z_{NT2} \cdot Z_L \cdot Z_R \cdot Z_V \cdot Z_W \cdot Z_X \geq 1,25$$

$$S_H = \frac{1282}{354,8} \cdot 1,1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 = 3,97 \geq 1,25$$

So, Rad 2 ist zulässig.

5.3.4 Überprüfung der Zahnfußfestigkeit von Rad 1

1) Die zulässige Zahnfußfestigkeit des Sonnenrads

$$\sigma_{Fzul} = \frac{F_t}{b \cdot m} \cdot K_F \cdot Y_{Fa1} \cdot Y_{Sa1} \cdot Y_\varepsilon \cdot Y_\beta$$

$$\sigma_{Fzul} = \frac{160666,3}{480 \cdot 10} \cdot 3,44442 \cdot 2,34 \cdot 1,7 \cdot 0,66 \cdot 1$$

$$\sigma_{Fzul} = 307,3\text{N/mm}^2$$

2) Sicherheit gegen Ermüdungsschäden S_{F1}

$$S_F = \frac{\sigma_{Flim1}}{\sigma_{Fzul}} \cdot Y_{ST} \cdot Y_{NT1} \cdot Y_{\delta relT} \cdot Y_{RrelT} \cdot Y_X \geq 1,1$$

$$S_F = \frac{550}{307,3} * 2 * 0,895 * 1 * 1 * 1$$

$$S_F = 3,2 \geq 1,1$$

So, Rad 1 ist zulässig.

5.3.5 Überprüfung der Zahnfußfestigkeit von Rad 2

1) Die zulässige Zahnfußfestigkeit des Planetenrads

$$\sigma_{Fzul} = \frac{F_t}{b * m} * K_F * Y_{Fa2} * Y_{Sa2} * Y_\epsilon * Y_\beta$$

$$\sigma_{Fzul} = \frac{160666,3}{480 * 10} * 3,44442 * 2,14 * 1,86 * 0,66 * 1$$

$$\sigma_{Fzul} = 307,47 \text{ N/mm}^2$$

2) Sicherheit gegen Ermüdungsschäden S_{F1}

$$S_F = \frac{\sigma_{Flim2}}{\sigma_{Fzul2}} * Y_{ST} * Y_{NT2} * Y_{\delta relT} * Y_{RrelT} * Y_X \geq 1,1$$

$$S_F = \frac{370}{307,47} * 2 * 0,92 * 1 * 1 * 1$$

$$S_F = 2,21 \geq 1,1$$

So, Rad 2 ist zulässig

6. Konstruktion der dritte stufige Übertragung zwischen Rad 3 und Rad 4

6.1 Berechnung der Achsabstand und Modul

6.1.1 Auswählen des materials von Zahnrad und Wärmebehandlung

Zahnrad 3 und Zahnrad 4:

- Material: 20CrMnTiV
- Vergütungshärte: 57~61HRC
- Zahnflankendauerfestigkeit(Zahnrad 3): $\sigma_{Hlim3} = 1650 \text{ N/mm}^2$
- Zahnfußfestigkeit(Zahnrad 3): $\sigma_{Flim3} = 550 \text{ N/mm}^2$
- Zahnflankendauerfestigkeit(Zahnrad 4): $\sigma_{Hlim4} = 1282 \text{ N/mm}^2$
- Zahnfußfestigkeit(Zahnrad 4): $\sigma_{Flim4} = 370 \text{ N/mm}^2$
- Präzision des Rads: 8

6.1.2 Berechnung der Achsabstand und Modul

Achsabstand Formel:

$$a = A_a * (u + 1) * \sqrt[3]{\frac{K * T_A}{\varphi_A * u * \sigma_{Hlim1}^2}}$$

a ...Achsabstand

A_a ...Zahnradsfaktor von Stahl auf Stahl: $A_a = 483$ (Tab.4-2)

u ...Übersetzung i_2

K ...Belastungsfaktor $K = 2$

T_A ...Drehmoment des Planetenrads

φ_a ...Breiten-Durchmesser-Verhältnisse $\varphi_a = \frac{\varphi_A}{0,5(u+1)} = 0,67$

φ_A ...Breitenverhältnisse $\varphi_A = 1,0$ (Tab.4-3)

1) Drehzahl des Planetengetriebes n_1

$$n_3 = \frac{n_2}{i_3}$$

$$n_3 = \frac{46,4375 \text{ min}^{-1}}{2} = 23,22 \text{ min}^{-1}$$

2) Drehmoment T_3 von Rad 3

$$T_3 = 9550 * \frac{P}{n_2}$$

$$T_3 = 9550 * \frac{750 \text{ kW}}{46,4375 \text{ min}^{-1}} = 154239,57 \text{ N/m}$$

4) Berechnung des Achsabstands a

$$a = A_a * (u + 1) * \sqrt[3]{\frac{K * T_3}{\varphi_a * u * \delta_{Hlim4}^2}}$$

$u = 2$

$$a = 483 * (2 + 1) * \sqrt[3]{\frac{2 * 154239,57}{0,67 * 2 * 1282^2}}$$

$a = 752,5 \text{ mm}$

So, a ist 1200 mm gewählt

Zahnweite: $b = \varphi_a * a = 0,67 * 1200 = 804 \text{ mm}$

5) Berechnung des Moduls m

$$m = (0,007 \sim 0,02) a$$

$$m = (0,007 \sim 0,02) * 1200 = 8,4 \text{ mm} \sim 24 \text{ mm}$$

So, m ist 10 mm gewählt

1) Die Zähnezahl Z_3 und Z_2 von Rad 3 und Rad 4

$$Z_3 = \frac{2a}{m(u+1)} \text{ (Geradverzahnung)}$$

$$Z_3 = \frac{2 * 1200}{10 * (2 + 1)}$$

$$Z_3 = 80$$

$$Z_4 = i_3 * Z_3 = 160$$

2) Geradverzahnung mit Profilverschiebung wird ausgewählt.

Profilverschiebungssumme $\sum x$ und Profilverschiebungsfaktors x_3 und x_4

$$\sum x = x_3 + x_4 = 0$$

x_3 ... Profilverschiebungsfaktor Rad 3

x_4 ... Profilverschiebungsfaktor Rad 4

$$x_3 = x_4 = 0 \text{ (Geradverzahnung ohne Profilverschiebung)}$$

6.2 Die Kenngröße von Rad 3 und Rad 4

Teilkreis: $d = m * z$

Wälzkreis: $d_w = d$

Grundkreis: $d_b = d * \cos \alpha$

Kopfkreis: $d_a = d + 2h_a$

Fußkreis: $d_f = d - 2h_f$

Außenverzahnung: Zahnkopfhöhe: $h_a = m(1 + x - k) = 10mm$

Zahnfußhöhe: $h_f = m(1 - x + c^*) = 12,5mm$

Kopfkürzungsfaktor: $k_1 = 0$

Kopfspiel: $c^* = 0,25$

Tab.6-1: Die Kenngröße von Rad 3 und Rad 4

Kenngröße \ Zahnrad	Teilkreis d in mm	Wälzkreis d_w in mm	Grundkreis d_b in mm	Kopfkreis d_a in mm	Fußkreis d_f in mm
Rad 3	800mm	800mm	751,75mm	820mm	775mm
Rad 4	1600mm	1600mm	1503,51mm	1620mm	1575mm

Profilüberdeckung: $\varepsilon_\alpha = \frac{1}{2\pi} [Z_4(\tan a_{04} - \tan a) + Z_3(\tan a_{03} - \tan a)]$

$$\cos a_{03} = \frac{d_{b3}}{d_{a3}} = \frac{751,75}{820} \quad \text{dann } a_{03} = 23,54^\circ$$

$$\cos a_{04} = \frac{d_{b4}}{d_{a4}} = \frac{1503,51}{1620} \quad \text{dann } a_{04} = 21,86^\circ$$

a ...Normaleingriffswinkel wird als 20° gewählt.

$$\varepsilon_\alpha = \frac{1}{2\pi} [160(\tan 21,86^\circ - \tan 20^\circ) + 80(\tan 23,54^\circ - \tan 20^\circ)]$$

$$\varepsilon_\alpha = 1,86$$

6.3 Überprüfung der Festigkeit für Verzahnungen

6.3.1 Die Parametern der Festigkeit zwischen Rad 3 und Rad 4

1) Berechnung der Umfangskraft F_t :

$$\text{Umfangskraft } F_t: F_t = \frac{2000T_3}{d_3} = \frac{2000 \cdot 154239,57}{800}$$

$$F_t = 385598,925N$$

2) Anzahl der Lastwechsel N_L :

$$N_{L1} = 60 * n_3 * t$$

$$N_{L2} = 60 * n_4 * t$$

$$t \dots \text{Lebensdauer: } t = 10a * 320 \frac{d}{a} * 22 \frac{h}{d} = 70400h$$

$$N_{L3} = 60 * 46,4375 * 70400 = 1,96 * 10^8$$

$$N_{L4} = 60 * 23,22 * 70400 = 9,8 * 10^7$$

3) Grübchentragsfähigkeit:

$$K_H = K_A * K_v * K_{Ha} * K_{H\beta}$$

$$K_A \dots \text{Anwendungsfaktor: } K_A = 1,75$$

$$K_v \dots \text{Dynamikfaktor: } K_v = 1,09 \quad v = \frac{\pi * d_4 * n_4}{60 * 1000} = 0,97m/s \quad (\text{Abb. 4-2})$$

$$K_{Ha} \dots \text{Stirnfaktor: } K_{Ha} = 1,2 \quad (\text{TB21-19a})$$

$K_{H\beta}$...Breitenfaktor

$$K_{H\beta} = a_1 + a_2 \left[1 + a_3 \left(\frac{b}{d} \right)^2 \right] \left(\frac{b}{d} \right)^2 + a_4 b \quad (\text{Tab.5-2})$$

$$K_{H\beta} = 1,58$$

$$\text{Grübchentragsfähigkeit: } K_H = 1,75 * 1,09 * 1,2 * 1,58 = 3,61662$$

4) Zahnfußtragsfähigkeit:

$$K_F = K_A * K_v * K_{Fa} * K_{F\beta}$$

$$K_{Fa} \dots \text{Stirnfaktor: } K_{Fa} = 1,2 \quad (\text{TB21-19a})$$

$$K_{F\beta} \dots \text{Breitenfaktor: } K_{F\beta} = (K_{H\beta})^N$$

$$N = \frac{(b/h)^2}{1+(b/h)+(b/h)^2} = 0,985$$

$$K_{F\beta} = (1,58)^{0,985} = 1,57$$

$$\text{Zahnfußtragsfähigkeit: } K_F = 1,75 * 1,09 * 1,2 * 1,57 = 3,59373$$

5) Berechnung von Überdeckungsfaktor Z_ε und Y_ε

$$\text{Profilüberdeckung: } \varepsilon_\alpha = 1,86$$

$$\text{Sprungüberdeckung: } \varepsilon_\beta = 0$$

$$\text{Überdeckungsfaktor } Z_\varepsilon = 0,85 \quad (\text{TB21-22c})$$

$$\text{Überdeckungsfaktor } Y_\varepsilon = 0,25 + \frac{0,75}{\varepsilon_\alpha} = 0,65$$

6) Auswählen Z_H , Z_β und Z_E für die zulässige Zahnflankenpressung

$$Z_H \dots \text{Zonenfaktor: } Z_H = 2,5 \quad (\text{TB 21-22a})$$

$$Z_\beta \dots \text{Schrägenfaktor } Z_\beta = \sqrt{\cos \beta} = 1$$

$$Z_E \dots \text{Elastizitätsfaktor } Z_E = 189,8 \sqrt{N/mm^2}$$

7) Auswählen Y_{Fa} , Y_{Sa} und Y_β für die zulässige Zahnfußfestigkeit

$$Y_{Fa} \dots \text{Stirnsfaktor: } Y_{Fa3} = 2,27, Y_{Fa4} = 2,15 \quad (\text{TB 21-20a})$$

$$Y_{Sa} \dots \text{Spannungskorrekturfaktor: } Y_{Sa3} = 1,77, Y_{Sa4} = 1,85 \quad (\text{TB 21-20b})$$

$$Y_\beta \dots \text{Schrägenfaktor: } Y_\beta = 1 \quad (\text{TB 21-20c})$$

8) Auswählen der Parametern für die Sicherheit gegen Ermüdungsschäden

$$Z_{NT} \dots \text{Lebensdauerfaktor: } Z_{NT3} = 1,1 \quad Z_{NT4} = 1,15 \quad (\text{Abb. 4-6})$$

$$N_{L3} = 1,96 * 10^8$$

$$N_{L4} = 9,8 * 10^7$$

$Z_L * Z_V * Z_R$...vereinfachend kann im Dauerfestigkeitsbereich als 1 gesetzt werden.

Z_W ...Werkstoffpaarungsfaktor: $Z_W = 1,0$ (TB 21-23c)

Z_X ...Größenfaktor (Flankenpressung): $Z_X = 1,0$ (TB 21-21d)

Y_{ST} ...Lastskorrekturenfaktor: $Y_{ST} = 2$

Y_{NT} ...Lebensdauerfaktor: $Y_{NT3} = 0,92$ $Y_{NT4} = 0,93$ (Abb. 4-7)

$Y_{\delta relT}$...relative Stützziffer: $Y_{\delta relT} = 1,0$ (TB 21-21b)

Y_{RrelT} ...relativer Oberflächenfaktor: $Y_{RrelT} = 1,0$ (TB 21-21c)

6.3.2 Überprüfung der Zahnflankenfestigkeit von Rad 3

1) Die zulässige Flankenpressung

$$\sigma_{Hzul} = \sqrt{\frac{F_t}{b \cdot d_3} \cdot \frac{u+1}{u} \cdot K_H \cdot Z_E \cdot Z_H \cdot Z_\varepsilon \cdot Z_\beta}$$

b ...Zahnbreit: $b = 804mm$

$$\sigma_{Hzul} = \sqrt{\frac{385598,925}{804 \cdot 800} \cdot \frac{2+1}{2} \cdot 3,61662 \cdot 189,8 \cdot 2,5 \cdot 0,85 \cdot 1}$$

$$\sigma_{Hzul} = 727,3N/mm^2$$

2) Sicherheit gegen Ermüdungsschäden S_H

$$S_H = \frac{\sigma_{Hlim3}}{\sigma_{Hzul}} \cdot Z_{NT3} \cdot Z_L \cdot Z_R \cdot Z_V \cdot Z_W \cdot Z_X \geq 1,25$$

$$S_H = \frac{1650}{727,3} \cdot 1,1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 = 2,5 \geq 1,25$$

So, Rad 1 ist zulässig.

6.3.3 Überprüfung der Zahnflankenfestigkeit von Rad 3

1) Die zulässige Flankenpressung

$$\sigma_{Hzul} = \sqrt{\frac{F_t}{b \cdot d_4} \cdot \frac{u+1}{u} \cdot K_H \cdot Z_E \cdot Z_H \cdot Z_\varepsilon \cdot Z_\beta}$$

$$\sigma_{Hzul} = \sqrt{\frac{385598,925}{804 \cdot 1600} \cdot \frac{2+1}{2} \cdot 3,61662 \cdot 189,8 \cdot 2,5 \cdot 0,85 \cdot 1}$$

$$\sigma_{Hzul} = 514,32N/mm^2$$

2) Sicherheit gegen Ermüdungsschäden S_H

$$S_H = \frac{\sigma_{Hlim4}}{\sigma_{Hzul}} \cdot Z_{NT4} \cdot Z_L \cdot Z_R \cdot Z_V \cdot Z_W \cdot Z_X \geq 1,25$$

$$S_H = \frac{1282}{514,32} \cdot 1,15 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 = 2,87 \geq 1,25$$

So, Rad 2 ist zulässig.

6.3.4 Überprüfung der Zahnfußfestigkeit von Rad 3

1) Die zulässige Zahnfußfestigkeit des Sonnenrads

$$\sigma_{Fzul} = \frac{F_t}{b \cdot m} * K_F * Y_{Fa3} * Y_{Sa3} * Y_\varepsilon * Y_\beta$$

$$\sigma_{Fzul} = \frac{385598,925}{804 \cdot 10} * 3,59373 * 2,27 * 1,77 * 0,65 * 1$$

$$\sigma_{Fzul} = 450,13 \text{ N/mm}^2$$

2) Sicherheit gegen Ermüdungsschäden S_{F1}

$$S_F = \frac{\sigma_{Flim3}}{\sigma_{Fzul}} * Y_{ST} * Y_{NT3} * Y_{\delta relT} * Y_{RrelT} * Y_X \geq 1,1$$

$$S_F = \frac{550}{450,13} * 2 * 0,93 * 1 * 1 * 1$$

$$S_F = 2,27 \geq 1,1$$

So, Rad 3 ist zulässig.

6.3.5 Überprüfung der Zahnfußfestigkeit von Rad 4

1) Die zulässige Zahnfußfestigkeit des Planetenrads

$$\sigma_{Fzul} = \frac{F_t}{b \cdot m} * K_F * Y_{Fa4} * Y_{Sa4} * Y_\varepsilon * Y_\beta$$

$$\sigma_{Fzul} = \frac{385598,925}{804 \cdot 10} * 3,59373 * 2,15 * 1,85 * 0,65 * 1$$

$$\sigma_{Fzul} = 445,6 \text{ N/mm}^2$$

2) Sicherheit gegen Ermüdungsschäden S_F

$$S_F = \frac{\sigma_{Flim4}}{\sigma_{Fzul}} * Y_{ST} * Y_{NT4} * Y_{\delta relT} * Y_{RrelT} * Y_X \geq 1,1$$

$$S_F = \frac{370}{445,6} * 2 * 0,92 * 1 * 1 * 1$$

$$S_F = 1,53 \geq 1,1$$

So, Rad 4 ist zulässig.

7. Konstruktion der Welle

7.1 Konstruktion der Planetenwelle

7.1.1 Kräften der Planetenwelle

Werkstoff: C45E, $\sigma_{bWN} = 350N/mm^2$, $\tau_{tWN} = 210N/mm^2$

Der Betriebspunkt bewirkt in Feldmitte der Welle, wenn wird die Planetenrad verhältnismäßig um den Steg symmetrische angeordnet. Der Abstand zwischen Planetenrad und Steg Δl wird als 2,5mm ausgewählt. Dann wird die Länge der Planetenwelle l berechnet.

$$l = b_C + 2\Delta l$$

Nr.31

b_C ...Zahnbreite der Planetenrad

$$b_C = \varphi_C * d_A = 0,5 * 188 = 94mm$$

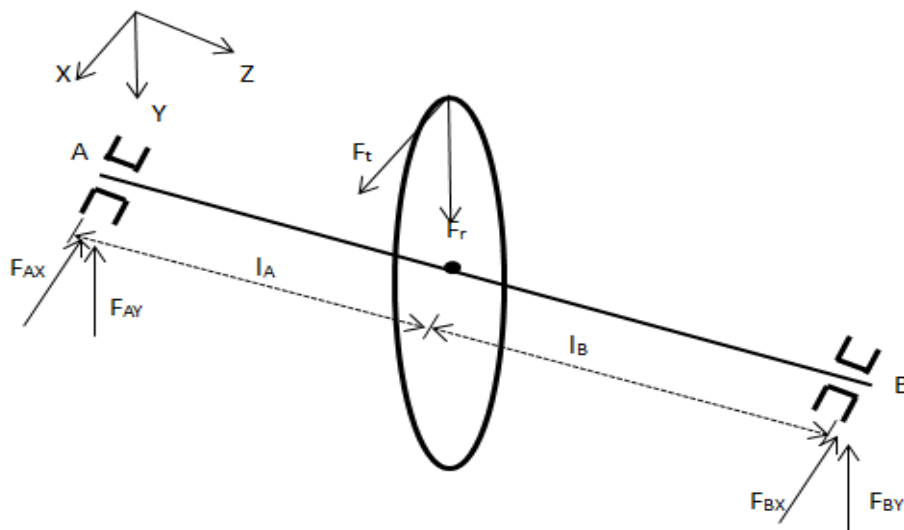
$$l = 94 + 2 * 2,5 = 99mm$$

Kräften des Planetenrads:

$$F_t = 39311,9N$$

$$F_r = F_t * \tan a = 39311,9 * \tan 20^\circ = 14308,4N$$

$$l_A = l_B = 49,5mm$$



$$\text{x-Richtung: } F_{Ax} + F_{Bx} - F_t = 0$$

$$\text{y-Richtung: } F_{Ay} + F_{By} - F_r = 0$$

$$\text{z-Richtung: } 0$$

$$\text{y-z-Ebene im Punkt A: } F_{By} * l - F_r * \frac{1}{2}l = 0$$

$$\Rightarrow F_{By} = \frac{F_r}{2} = 7154,2N$$

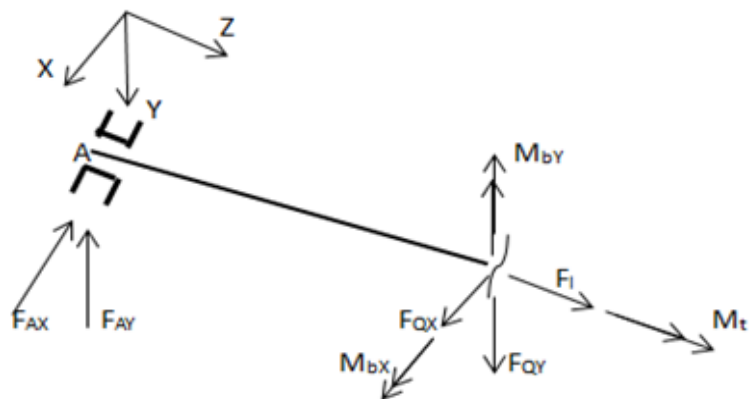
x-z-Ebene im Punkt A: $F_{Bx} * l - F_t * \frac{1}{2}l = 0$

$$\Rightarrow F_{Bx} = \frac{F_t}{2} = 19655,95N$$

So, $F_{Ax} = 19655,95N$, $F_{Ay} = 7154,2N$

1) Schnitt zwischen Lager A und Betriebspunkt

$$0 \leq Z_1 \leq 49,5$$



x-Richtung: $F_{Ax} - F_{Qx1} = 0 \Rightarrow F_{Qx1} = 19655,95N$

y-Richtung: $F_{Ay} - F_{Qy1} = 0 \Rightarrow F_{Qy1} = 7154,2N$

z-Richtung: 0

Momente um x-Achse:

$$-M_{bx1} + F_{Ay} * Z_1 = 0 \Rightarrow M_{bx1} = F_{Ay} * Z_1$$

$$M_{bx1}(Z_1 = 0) = 0$$

$$M_{bx1}\left(Z_1 = \frac{l}{2}\right) = 321939Nmm$$

Momente um y-Achse:

$$-M_{by1} + F_{Ax} * Z_1 = 0 \Rightarrow M_{by1} = F_{Ax} * Z_1$$

$$M_{by1}(Z_1 = 0) = 0$$

$$M_{by1}\left(Z_1 = \frac{l}{2}\right) = 884517,75Nmm$$

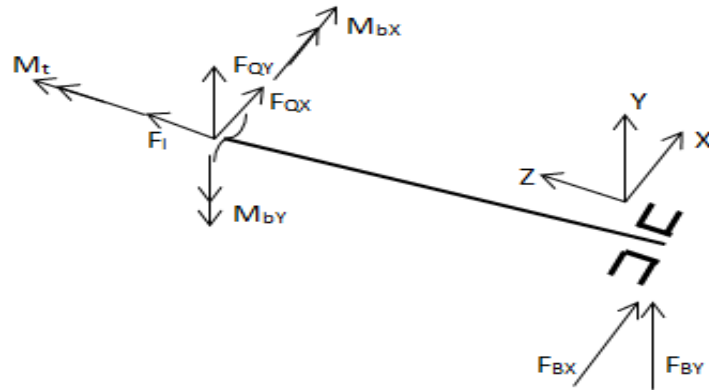
Momente um z-Achse:

$$M_{t1} - T_A = 0$$

$$M_{t1} = 3695320Nmm$$

2) Schnitt zwischen Lager B und Betriebspunkt

$$0 \leq Z_2 \leq 49,5$$



x-Richtung: $F_{Bx} + F_{Qx2} = 0 \Rightarrow F_{Qx2} = -19655,95N$

y-Richtung: $F_{By} + F_{Qy2} = 0 \Rightarrow F_{Qy2} = -7154,2N$

z-Richtung: 0

Momente um x-Achse:

$$M_{bx2} + F_{By} * Z_1 = 0 \Rightarrow M_{bx2} = -F_{By} * Z_1$$

$$M_{bx2}(Z_2 = 0) = 0$$

$$M_{bx2}\left(Z_2 = \frac{l}{2}\right) = 321939Nmm$$

Momente um y-Achse:

$$M_{by2} + F_{Bx} * Z_2 = 0 \Rightarrow M_{by2} = -F_{Bx} * Z_2$$

$$M_{by2}(Z_2 = 0) = 0$$

$$M_{by2}\left(Z_2 = \frac{l}{2}\right) = 884517,75Nmm$$

Momente um z-Achse:

$$M_{t2} - T_A = 0$$

$$M_{t2} = 3695320Nmm$$

7.1.2 Berechnung des Wellendurchmessers d

Zuerst wird die Vergleichsmoment M_v ausgerechnet

$$M_v = \sqrt{M_{bmax}^2 + 0,75 * \left(\frac{\sigma_{bD}}{\varphi * \tau_{tD}} * T_{max}\right)^2} \quad (\text{FS S.133})\text{Nr.32}$$

$$M_{bmax} = \sqrt{M_{bx max}^2 + M_{by max}^2}$$

$$M_{bmax} = \sqrt{321939^2 + 884517,75^2} = 941335,17\text{Nmm}$$

$$\text{Davon mit } \frac{\sigma_{bD}}{\varphi * \tau_{tD}} = 1, \text{ (FS S.133)}$$

$$\text{Dann, } M_v = \sqrt{941335,17^2 + 0,75 * (1 * 3695320)^2} = 3335813,893\text{Nmm}$$

Durch den Vergleichsmoment wird d gerechnet.

$$d' \approx 3,4 * \sqrt[3]{\frac{M_v}{\sigma_{bD}}} \text{ (FS 11-14) mit } \sigma_{bD} = \sigma_{bWN} = 350\text{N/mm}^2$$

$$d' \approx 3,4 * \sqrt[3]{\frac{3335813,893}{350}} = 72,1\text{mm}$$

$$\text{So, } d = d_{gewählt} = 80\text{mm}$$

7.1.3 Nachweis der Sicherheit

7.1.3.1 Statische Sicherheit

$$S_F = \frac{1}{\sqrt{\left(\frac{\sigma_{bmax}}{\sigma_{bF}}\right)^2 + \left(\frac{\tau_{tmax}}{\tau_{tF}}\right)^2}} \geq S_{F min} \quad (\text{FS S.133})\text{Nr.33}$$

$$S_{F min} = 1,5 \text{ (TB 3-14)}$$

$$\sigma_{bF} \approx 1,2 * R_{p0,2N} * K_t \text{ (FS 11-19) mit } R_{p0,2N} = 490\text{N/mm}^2$$

$$\tau_{tF} \approx 1,2 * R_{p0,2N} * \frac{K_t}{\sqrt{3}} \text{ (FS 11-19)}$$

$$K_t = 1 - 0,26 * \lg\left(\frac{d}{16\text{mm}}\right) \text{ (TB 3-11a), mit } d_{gewählt} = 80\text{mm}$$

$$K_t = 0,81$$

$$\sigma_{bF} \approx 1,2 * 490 * 0,81 = 476,28\text{N/mm}^2$$

$$\tau_{tF} \approx 1,2 * 490 * \frac{0,81}{\sqrt{3}} = 274,98\text{N/mm}^2$$

$$\sigma_{bmax} = \frac{M_{bmax}}{W_b} \text{ und } \tau_{tmax} = \frac{T_{max}}{W_p}$$

$$W_b = \frac{\pi}{32} * d^3 = \frac{\pi}{32} * 80^3 = 50265,48\text{mm}^3$$

$$W_t = \frac{\pi}{16} * d^3 = \frac{\pi}{16} * 80^3 = 100530,96 \text{mm}^3$$

$$\text{So, } \sigma_{bmax} = \frac{941335,17}{50265,48} = 18,73 \text{N/mm}^2 \text{ und } \tau_{tmax} = \frac{3695320}{100530,96} = 36,75 \text{N/mm}^2$$

$$S_F = \frac{1}{\sqrt{\left(\frac{18,73}{476,28}\right)^2 + \left(\frac{36,75}{274,95}\right)^2}} = 7,17 \geq S_{F \min}$$

7.1.3.2 Dynamische Sicherheit

$$S_D = \frac{1}{\sqrt{\left(\frac{\sigma_{ba}}{\sigma_{bGW}}\right)^2 + \left(\frac{\tau_{ta}}{\tau_{tGW}}\right)^2}} \geq S_{Derf} = S_{D \min} * S_Z \quad (\text{FS S.133})\text{Nr.34}$$

$$\sigma_{ba} = \sigma_{bmax} \text{ und } \tau_{ta} = \tau_{tmax}$$

$$S_{Derf} = S_{D \min} * S_Z = 1,5 * 1,2 = 1,8 \quad (\text{TB 3-14})$$

$$\sigma_{bGW} = \sigma_{bWN} * \frac{K_t}{K_{Db}} \text{ und } \tau_{tGW} = \tau_{tWN} * \frac{K_t}{K_{Dt}} \quad (\text{FS S.134})$$

$$K_{Db} = \left(\frac{\beta_{kb}}{K_g} + \frac{1}{K_{O\sigma}} - 1\right) * \frac{1}{K_v} \text{ und } K_{Dt} = \left(\frac{\beta_{kt}}{K_g} + \frac{1}{K_{O\tau}} - 1\right) * \frac{1}{K_v} \quad (\text{FS S.134})$$

$$\beta_{kb} = 2,4 \text{ und } \beta_{kt} = 1,6 \quad (\text{TB 3-9})$$

$$K_g = 0,85 \quad (\text{TB 3-11c})$$

$$K_v = 1,0 \quad (\text{TB 3-12})$$

$$K_{O\sigma} = 0,91 \text{ mit } R_Z = 6,3 \text{ und } R_m = 700 \text{N/mm}^2 \quad (\text{TB 3-10})$$

$$K_{O\tau} = 0,575 * K_{O\sigma} + 0,425 = 0,95$$

$$K_{Db} = \left(\frac{2,4}{0,85} + \frac{1}{0,91} - 1\right) * \frac{1}{1} = 2,92$$

$$K_{Dt} = \left(\frac{1,6}{0,85} + \frac{1}{0,95} - 1\right) * \frac{1}{1} = 1,93$$

$$\sigma_{bGW} = 350 * \frac{0,81}{2,92} = 97,1 \text{N/mm}^2$$

$$\tau_{tGW} = 210 * \frac{0,81}{1,93} = 88,13 \text{N/mm}^2$$

$$S_D = \frac{1}{\sqrt{\left(\frac{18,73}{97,1}\right)^2 + \left(\frac{36,75}{88,13}\right)^2}} = 2,18 \geq 1,8$$

7.2 Konstruktion der Sonnenwelle

7.2.1 Kräfte der Sonnenwelle

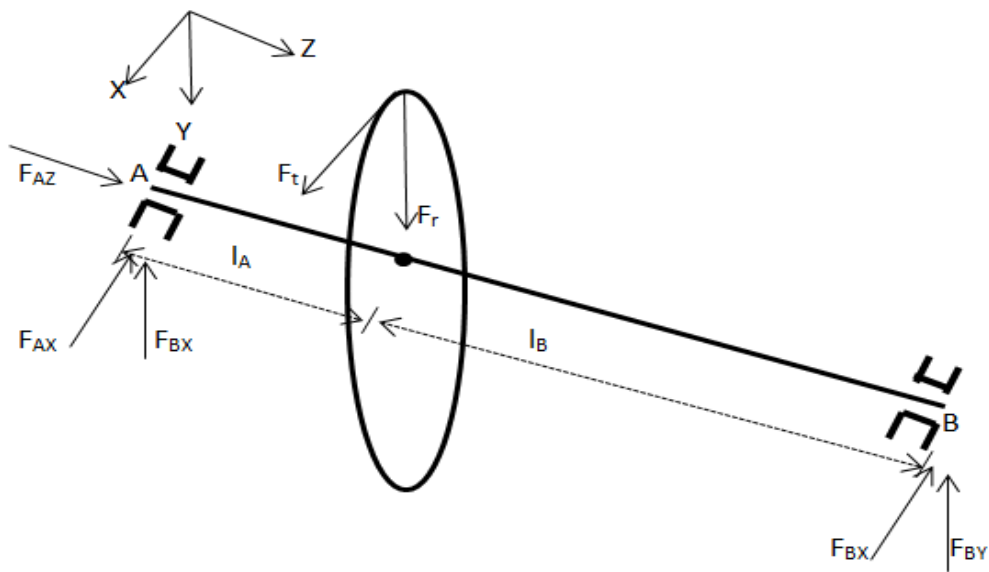
Werkstoff: C45E (TB 1-1)

$$\sigma_{bWN} = 350\text{N/mm}^2, \quad \tau_{tWN} = 210\text{N/mm}^2, \quad R_{p0,2N} = 490\text{N/mm}^2, \quad R_m = 700\text{N/mm}^2$$

Kräften des Planetenrads:

$$F_t = 39311,9\text{N}$$

$$F_r = F_t * \tan a = 39311,9 * \tan 20^\circ = 14308,4\text{N}$$



$$l_A = 119,5\text{mm}, \quad l_B = 419,5\text{mm}, \quad l = 539\text{mm}$$

$$\text{x-Richtung: } F_{Ax} + F_{Bx} - F_t = 0$$

$$\text{y-Richtung: } F_{Ay} + F_{By} - F_r = 0$$

$$\text{z-Richtung: } F_{Az} = 0$$

$$\text{y-z-Ebene im Punkt B: } F_{Ay} * l - F_r * l_B = 0$$

$$\Rightarrow F_{Ay} = \frac{F_r * l_B}{l} = 11136,13\text{N}$$

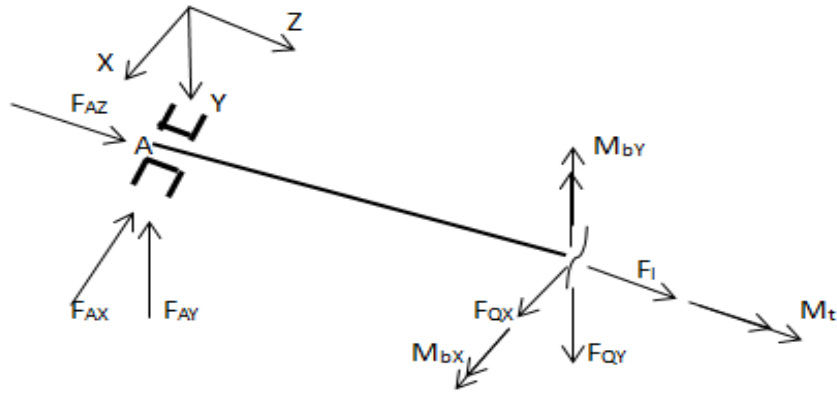
$$\text{x-z-Ebene im Punkt B: } F_{Ax} * l - F_t * l_B = 0$$

$$\Rightarrow F_{Ax} = \frac{F_t * l_B}{l} = 30596,18\text{N}$$

$$\text{So, } F_{Bx} = 8715,72\text{N}, \quad F_{By} = 3172,27\text{N}$$

1) Schnitt zwischen Lager A und Sonnenrad

$$0 \leq Z_1 \leq 119,5$$



x-Richtung: $F_{Ax} - F_{Qx1} = 0 \Rightarrow F_{Qx1} = 30596,18N$

y-Richtung: $F_{Ay} - F_{Qy1} = 0 \Rightarrow F_{Qy1} = 11136,18N$

z-Richtung: $F_{t1} = 0$

Momente um x-Achse:

$$-M_{bx1} + F_{Ay} * Z_1 = 0 \Rightarrow M_{bx1} = F_{Ay} * Z_1$$

$$M_{bx1}(Z_1 = 0) = 0$$

$$M_{bx1}(Z_1 = l_A) = 1330767,535Nmm$$

Momente um y-Achse:

$$-M_{by1} + F_{Ax} * Z_1 = 0 \Rightarrow M_{by} = F_{Ax1} * Z_1$$

$$M_{by1}(Z_1 = 0) = 0$$

$$M_{by1}(Z_1 = l_A) = 3656243,51Nmm$$

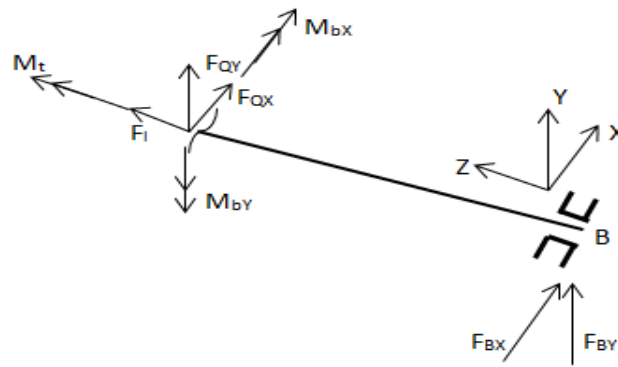
Momente um z-Achse:

$$M_{t1} - T = 0$$

$$M_{t1} = 9639980Nmm$$

2) Schnitt zwischen Lager B und Sonnenrad

$$0 \leq Z_2 \leq 419,5$$



x-Richtung: $F_{Bx} + F_{Qx2} = 0 \Rightarrow F_{Qx2} = -8715,72N$

y-Richtung: $F_{By} + F_{Qy2} = 0 \Rightarrow F_{Qy2} = -3172,27N$

z-Richtung: 0

Momente um x-Achse:

$$M_{bx2} + F_{By} * Z_1 = 0 \Rightarrow M_{bx2} = F_{By} * Z_1$$

$$M_{bx2}(Z_2 = 0) = 0$$

$$M_{bx2}(Z_2 = l_B) = 1330767,535Nmm$$

Momente um y-Achse:

$$M_{by2} + F_{Bx} * Z_2 = 0 \Rightarrow M_{by2} = F_{Bx} * Z_2$$

$$M_{by2}(Z_2 = 0) = 0$$

$$M_{by2}(Z_2 = l_B) = 3656243,51Nmm$$

Momente um z-Achse:

$$M_{t2} - T_A = 0$$

$$M_{t2} = 9639980Nmm$$

7.2.2 Berechnung des Wellendurchmessers

Zuerst wird die Vergleichsmoment M_v ausgerechnet

$$M_v = \sqrt{M_{bmax}^2 + 0,75 * \left(\frac{\sigma_{bD}}{\varphi * \tau_{tD}} * T_{max}\right)^2}$$

$$M_{bmax} = \sqrt{M_{bx max}^2 + M_{by max}^2}$$

$$M_{bmax} = \sqrt{1330767,535^2 + 3656243,51^2} = 3890898,35Nmm$$

Davon mit $\frac{\sigma_{bD}}{\varphi \cdot \tau_{tD}} = 1$, (FS S.133)

$$\text{Dann, } M_v = \sqrt{3890898,35^2 + 0,75 \cdot (1 \cdot 9639980)^2} = 9210646,056 \text{ Nmm}$$

Durch den Vergleichsmoment wird d gerechnet.

$$d' \approx 3,4 \cdot \sqrt[3]{\frac{M_v}{\sigma_{bD}}} \quad (\text{FS 11-14}) \quad \text{mit } \sigma_{bD} = \sigma_{bWN} = 350 \text{ N/mm}^2$$

$$d' \approx 3,4 \cdot \sqrt[3]{\frac{9210646,056}{350}} = 101,13 \text{ mm}$$

So, $d_1 = d_{\text{gewählt}} = 120 \text{ mm}$, $d_2 = 110 \text{ mm}$, $d_3 = 100 \text{ mm}$

7.2.3 Nachweis der Sicherheit

7.2.3.1 Statische Sicherheiten

$$S_F = \frac{1}{\sqrt{\left(\frac{\sigma_{bmax}}{\sigma_{bF}}\right)^2 + \left(\frac{\tau_{tmax}}{\tau_{tF}}\right)^2}} \geq S_{F \min}$$

$$S_{F \min} = 1,5 \quad (\text{TB 3-14})$$

$$\sigma_{bF} \approx 1,2 \cdot R_{p0,2N} \cdot K_t \quad (\text{FS 11-19}) \quad \text{mit } R_{p0,2N} = 490 \text{ N/mm}^2$$

$$\tau_{tF} \approx 1,2 \cdot R_{p0,2N} \cdot \frac{K_t}{\sqrt{3}} \quad (\text{FS 11-19})$$

$$K_t = 1 - 0,26 \cdot \lg\left(\frac{d}{16 \text{ mm}}\right) \quad (\text{TB 3-11a}), \quad \text{mit } d_1 = 120 \text{ mm}$$

$$K_t = 0,77$$

$$\sigma_{bF} \approx 1,2 \cdot 490 \cdot 0,77 = 454,22 \text{ N/mm}^2$$

$$\tau_{tF} \approx 1,2 \cdot 490 \cdot \frac{0,77}{\sqrt{3}} = 261,4 \text{ N/mm}^2$$

$$\sigma_{bmax} = \frac{M_{bmax}}{W_b} \quad \text{und} \quad \tau_{tmax} = \frac{T_{max}}{W_t}$$

$$W_b = \frac{\pi}{32} \cdot d^3 = \frac{\pi}{32} \cdot 120^3 = 169646 \text{ mm}^3$$

$$W_t = \frac{\pi}{16} \cdot d^3 = \frac{\pi}{16} \cdot 120^3 = 339292 \text{ mm}^3$$

$$\text{So, } \sigma_{bmax} = \frac{3890894,35}{169646} = 22,9 \text{ N/mm}^2 \quad \text{und} \quad \tau_{tmax} = \frac{9639980}{339292} = 28,41 \text{ N/mm}^2$$

$$S_F = \frac{1}{\sqrt{\left(\frac{22,9}{454,22}\right)^2 + \left(\frac{28,41}{261,4}\right)^2}} = 8,35 \geq S_{F \min}$$

7.2.3.2 Dynamische Sicherheiten

$$S_D = \frac{1}{\sqrt{\left(\frac{\sigma_{ba}}{\sigma_{bGW}}\right)^2 + \left(\frac{\tau_{ta}}{\tau_{tGW}}\right)^2}} \geq S_{Derf} = S_{D \min} * S_Z$$

$$\sigma_{ba} = \sigma_{bmax} \text{ und } \tau_{ta} = \tau_{tmax}$$

$$S_{Derf} = S_{D \min} * S_Z = 1,5 * 1,2 = 1,8 \quad (\text{TB 3-14})$$

$$\sigma_{bGW} = \sigma_{bWN} * \frac{K_t}{K_{Db}} \text{ und } \tau_{tGW} = \tau_{tWN} * \frac{K_t}{K_{Dt}} \quad (\text{FS S.134})$$

$$K_{Db} = \left(\frac{\beta_{kb}}{K_g} + \frac{1}{K_{O\sigma}} - 1\right) * \frac{1}{K_v} \text{ und } K_{Dt} = \left(\frac{\beta_{kt}}{K_g} + \frac{1}{K_{O\tau}} - 1\right) * \frac{1}{K_v} \quad (\text{FS S.134})$$

$$\beta_{kb} = 1,85 \text{ und } \beta_{kt} = 1,44 \quad (\text{TB 3-9})$$

$$K_g = 0,82 \quad (\text{TB 3-11c})$$

$$K_v = 1,0 \quad (\text{TB 3-12})$$

$$K_{O\sigma} = 0,91 \text{ mit } R_z = 6,3 \text{ und } R_m = 700N/mm^2 \quad (\text{TB 3-10})$$

$$K_{O\tau} = 0,575 * K_{O\sigma} + 0,425 = 0,95$$

$$K_{Db} = \left(\frac{2,4}{0,85} + \frac{1}{0,91} - 1\right) * \frac{1}{1} = 2,355$$

$$K_{Dt} = \left(\frac{1,6}{0,85} + \frac{1}{0,95} - 1\right) * \frac{1}{1} = 1,81$$

$$\sigma_{bGW} = 350 * \frac{0,77}{2,355} = 114,44N/mm^2$$

$$\tau_{tGW} = 210 * \frac{0,77}{1,81} = 89,34N/mm^2$$

$$S_D = \frac{1}{\sqrt{\left(\frac{22,9}{114,44}\right)^2 + \left(\frac{28,41}{89,34}\right)^2}} = 2,66 \geq 1,8$$

7.3 Konstruktionen der Zwischenwelle 1

7.3.1 Kräften der Zwischenwelle 1

Werkstoff: C45E (TB 1-1)

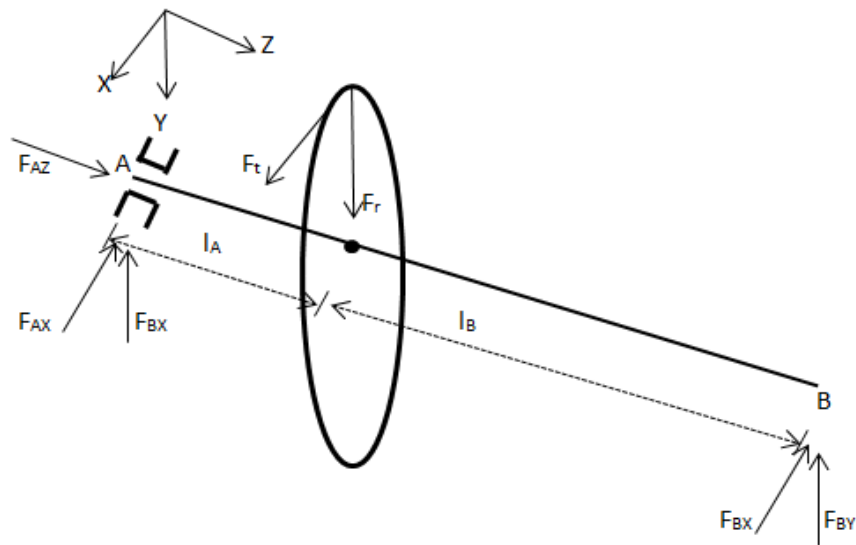
$$\sigma_{bWN} = 350N/mm^2, \quad \tau_{tWN} = 210N/mm^2, \quad R_{p0,2N} = 490N/mm^2, \quad R_m = 700N/mm^2$$

Kräften:

$$T_1 = T * i_1 = 9639,98 * 4 = 38559,92Nm$$

$$\text{Umfangskraft: } F_t = \frac{2000 * T_2}{d_{z1}} = \frac{2000 * 38559,92}{480} = 160666,3N$$

$$\text{Radialkraft: } F_r = F_t * \tan a = 160666,3 * \tan 20^\circ = 58477,75N$$



$$l_A = 310\text{mm}, l_B = 340\text{mm}, l = 650\text{mm}$$

$$\text{x-Richtung: } F_{Ax} + F_{Bx} - F_t = 0$$

$$\text{y-Richtung: } F_{Ay} + F_{By} - F_r = 0$$

$$\text{z-Richtung: } F_{Bz} = F_{Az} = 0$$

$$\text{y-z-Ebene im Punkt A: } F_{By} * l - F_r * l_A = 0$$

$$\Rightarrow F_{By} = \frac{F_r * l_A}{l} = 27889,4\text{N}$$

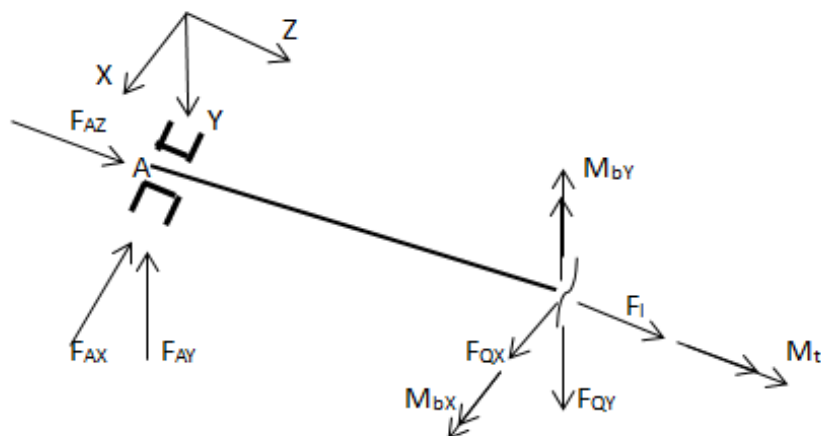
$$\text{x-z-Ebene im Punkt B: } F_{Bx} * l - F_t * l_A = 0$$

$$\Rightarrow F_{Bx} = \frac{F_t * l_A}{l} = 76625,5\text{N}$$

$$\text{So, } F_{Ax} = 84041\text{N}, F_{Ay} = 30588,36\text{N}$$

1) Schnitt zwischen Lager A und Zahnrad 1

$$0 \leq Z_1 \leq 119,5$$



x-Richtung: $F_{Ax} - F_{Qx1} = 0 \Rightarrow F_{Qx1} = 84041N$

y-Richtung: $F_{Ay} - F_{Qy1} = 0 \Rightarrow F_{Qy1} = 30588,36N$

z-Richtung: $F_{I1}=0$

Momente um x-Achse:

$$-M_{bx1} + F_{Ay} * Z_1 = 0 \Rightarrow M_{bx1} = F_{Ay} * Z_1$$

$$M_{bx1}(Z_1 = 0) = 0$$

$$M_{bx1}(Z_1 = l_A) = 9482391,6Nmm$$

Momente um y-Achse:

$$-M_{by1} + F_{Ax} * Z_1 = 0 \Rightarrow M_{by} = F_{Ax} * Z_1$$

$$M_{by1}(Z_1 = 0) = 0$$

$$M_{by1}(Z_1 = l_A) = 26052710Nmm$$

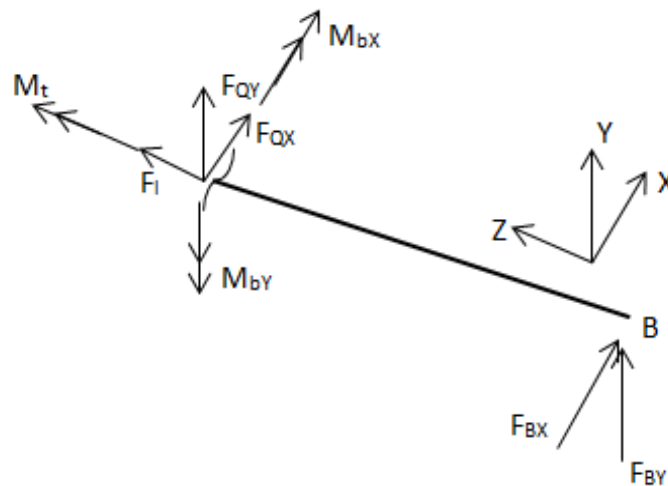
Momente um z-Achse:

$$M_{t1} - T_1 = 0$$

$$M_{t1} = 38559920Nmm$$

2) Schnitt zwischen B und Rad 1

$$0 \leq Z_2 \leq 340$$



x-Richtung: $F_{Bx} + F_{Qx2} = 0 \Rightarrow F_{Qx2} = -76625,5N$

y-Richtung: $F_{By} + F_{Qy2} = 0 \Rightarrow F_{Qy2} = 27889,4N$

z-Richtung: 0

Momente um x-Achse:

$$M_{bx2} + F_{By} * Z_1 = 0 \Rightarrow M_{bx2} = F_{By} * Z_1$$

$$M_{bx2}(Z_2 = 0) = 0$$

$$M_{bx2}(Z_2 = l_B) = 9482391,6Nmm$$

Momente um y-Achse:

$$M_{by2} + F_{Bx} * Z_2 = 0 \Rightarrow M_{by2} = F_{Bx} * Z_2$$

$$M_{by2}(Z_2 = 0) = 0$$

$$M_{by2}(Z_2 = l_B) = 26052710Nmm$$

Momente um z-Achse:

$$M_{t2} - T_A = 0$$

$$M_{t2} = 38559920Nmm$$

7.3.2 Berechnung des Wellendurchmessers

Zuerst wird die Vergleichsmoment M_v ausgerechnet

$$M_v = \sqrt{M_{bmax}^2 + 0,75 * \left(\frac{\sigma_{bD}}{\varphi * \tau_{tD}} * T_{max}\right)^2}$$

$$M_{bmax} = \sqrt{M_{bx\ max}^2 + M_{by\ max}^2}$$

$$M_{bmax} = \sqrt{9482391,6^2 + 26052710^2} = 27724708,27Nmm$$

Davon mit $\frac{\sigma_{bD}}{\varphi * \tau_{tD}} = 1$, (FS S.133)

$$\text{Dann, } M_v = \sqrt{27724708,27^2 + 0,75 * (1 * 38559920)^2} = 43402880,34Nmm$$

Durch den Vergleichsmoment wird d gerechnet.

$$d' \approx 3,4 * \sqrt[3]{\frac{M_v}{\sigma_{bD}}} \text{ (FS 11-14) mit } \sigma_{bD} = \sigma_{bWN} = 350N/mm^2$$

$$d' \approx 3,4 * \sqrt[3]{\frac{43402880,34}{350}} = 169mm$$

So, $d_1 = d_{\text{gewählt}} = 280mm$, $d_2 = 200mm$, $d_3 = 140mm$

7.3.3 Nachweis der Sicherheit

7.3.3.1 Statische Sicherheiten

$$S_F = \frac{1}{\sqrt{\left(\frac{\sigma_{bmax}}{\sigma_{bF}}\right)^2 + \left(\frac{\tau_{tmax}}{\tau_{tF}}\right)^2}} \geq S_{F \min}$$

$$S_{F \min} = 1,5 \quad (\text{TB 3-14})$$

$$\sigma_{bF} \approx 1,2 * R_{p0,2N} * K_t \quad (\text{FS 11-19}) \quad \text{mit } R_{p0,2N} = 490 \text{N/mm}^2$$

$$\tau_{tF} \approx 1,2 * R_{p0,2N} * \frac{K_t}{\sqrt{3}} \quad (\text{FS 11-19})$$

$$K_t = 1 - 0,26 * \lg\left(\frac{d}{16\text{mm}}\right) \quad (\text{TB 3-11a}), \quad \text{mit } d_1 = 280\text{mm}$$

$$K_t = 0,62$$

$$\sigma_{bF} \approx 1,2 * 490 * 0,62 = 362,18 \text{N/mm}^2$$

$$\tau_{tF} \approx 1,2 * 490 * \frac{0,62}{\sqrt{3}} = 209,1 \text{N/mm}^2$$

$$\sigma_{bmax} = \frac{M_{bmax}}{W_b} \quad \text{und} \quad \tau_{tmax} = \frac{T_{max}}{W_t}$$

$$W_b = \frac{\pi}{32} * d^3 = \frac{\pi}{32} * 280^3 = 2155132,56 \text{mm}^3$$

$$W_t = \frac{\pi}{16} * d^3 = \frac{\pi}{16} * 280^3 = 4310265,12 \text{mm}^3$$

$$\text{So, } \sigma_{bmax} = \frac{27724708,27}{2155132,56} = 12,86 \text{N/mm}^2 \quad \text{und} \quad \tau_{tmax} = \frac{38559920}{4310265,12} = 8,95 \text{N/mm}^2$$

$$S_F = \frac{1}{\sqrt{\left(\frac{12,86}{362,18}\right)^2 + \left(\frac{8,95}{209,1}\right)^2}} = 17,98 \geq S_{F \min}$$

7.3.3.2 Dynamische Sicherheiten

$$S_D = \frac{1}{\sqrt{\left(\frac{\sigma_{ba}}{\sigma_{bGW}}\right)^2 + \left(\frac{\tau_{ta}}{\tau_{tGW}}\right)^2}} \geq S_{Derf} = S_{D \min} * S_Z$$

$$\sigma_{ba} = \sigma_{bmax} \quad \text{und} \quad \tau_{ta} = \tau_{tmax}$$

$$S_{Derf} = S_{D \min} * S_Z = 1,5 * 1,2 = 1,8 \quad (\text{TB 3-14})$$

$$\sigma_{bGW} = \sigma_{bWN} * \frac{K_t}{K_{Db}} \quad \text{und} \quad \tau_{tGW} = \tau_{tWN} * \frac{K_t}{K_{Dt}} \quad (\text{FS S.134})$$

$$K_{Db} = \left(\frac{\beta_{kb}}{K_g} + \frac{1}{K_{O\sigma}} - 1\right) * \frac{1}{K_v} \quad \text{und} \quad K_{Dt} = \left(\frac{\beta_{kt}}{K_g} + \frac{1}{K_{O\tau}} - 1\right) * \frac{1}{K_v} \quad (\text{FS S.134})$$

$$\beta_{kb} = 1,84 \quad \text{und} \quad \beta_{kt} = 1,49 \quad (\text{TB 3-9})$$

$$K_g = 0,8 \text{ (TB 3-11c)}$$

$$K_v = 1,0 \text{ (TB 3-12)}$$

$$K_{O\sigma} = 0,91 \text{ mit } R_z = 6,3 \text{ und } R_m = 700N/mm^2 \text{ (TB 3-10)}$$

$$K_{O\tau} = 0,575 * K_{O\sigma} + 0,425 = 0,95$$

$$K_{Db} = \left(\frac{1,84}{0,8} + \frac{1}{0,91} - 1 \right) * \frac{1}{1} = 2,4$$

$$K_{Dt} = \left(\frac{1,49}{0,8} + \frac{1}{0,95} - 1 \right) * \frac{1}{1} = 1,92$$

$$\sigma_{bGW} = 350 * \frac{0,62}{2,4} = 90,42N/mm^2$$

$$\tau_{tGW} = 210 * \frac{0,62}{1,92} = 67,81N/mm^2$$

$$S_D = \frac{1}{\sqrt{\left(\frac{12,86}{90,42}\right)^2 + \left(\frac{8,95}{67,81}\right)^2}} = 2,66 \geq 1,8$$

7.4 Konstruktionen der Zwischenwelle 2

7.4.1 Kräften der Zwischenwelle 2

Werkstoff: C45E (TB 1-1)

$$\sigma_{bWN} = 350N/mm^2, \quad \tau_{tWN} = 210N/mm^2, \quad R_{p0,2N} = 490N/mm^2, \quad R_m = 700N/mm^2$$

Kräften:

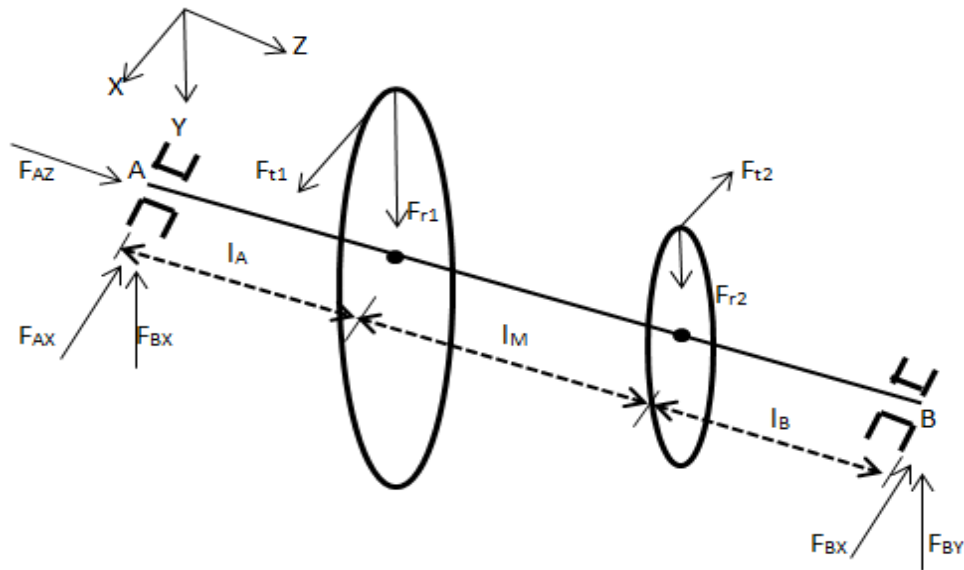
$$T_2 = T * i_1 * i_2 = 9639,98 * 4 * 4 = 154239,68Nm$$

$$\text{Umfangskraft: } F_{t1} = \frac{2000 * T_2}{d_{z2}} = \frac{2000 * 154239,68}{1920} = 160666,3N$$

$$F_{t2} = \frac{2000 * T_2}{d_{z2}} = \frac{2000 * 154239,68}{800} = 385599,2N$$

$$\text{Radialkraft: } F_{r1} = F_{t1} * \tan a = 160666,3 * \tan 20^\circ = 58477,76N$$

$$F_{r2} = F_{t2} * \tan a = 385599,2 * \tan 20^\circ = 140046,64N$$



$$l_A = 310\text{mm}, l_M = 742\text{mm}, l_B = 340\text{mm}, l = 1524\text{mm}$$

$$\text{x-Richtung: } -F_{Ax} - F_{Bx} + F_{t1} - F_{t2} = 0$$

$$\text{y-Richtung: } -F_{Ay} - F_{By} + F_{r1} + F_{r2} = 0$$

$$\text{z-Richtung: } F_{Az} = 0$$

$$\text{y-z-Ebene im Punkt A: } -F_{By} * l + F_{r1} * l_A + F_{r2} * (l_A + l_M) = 0$$

$$\Rightarrow F_{By} = 108774,784\text{N}$$

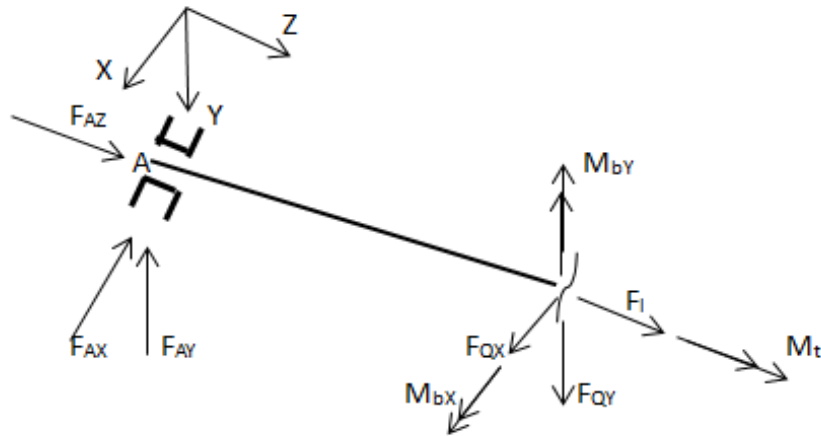
$$\text{x-z-Ebene im Punkt B: } F_{Bx} * l - F_{t1} * l_A + F_{t2} * (l_A + l_M) = 0$$

$$\Rightarrow F_{Bx} = -233493,3\text{N}$$

$$\text{So, } F_{Ax} = 8560,42\text{N}, F_{Ay} = 90049,6\text{N}$$

1) Schnitt zwischen Lager A und Rad 2

$$0 \leq Z_1 \leq 310$$



x-Richtung: $-F_{Ax} + F_{Qx1} = 0 \Rightarrow F_{Qx1} = 8560,42N$

y-Richtung: $-F_{Ay} + F_{Qy1} = 0 \Rightarrow F_{Qy1} = 90049,6N$

z-Richtung: $F_{t1} = 0$

Momente um x-Achse:

$$M_{bx1} - F_{Ay} * Z_1 = 0 \Rightarrow M_{bx1} = F_{Ay} * Z_1$$

$$M_{bx1}(Z_1 = 0) = 0$$

$$M_{bx1}(Z_1 = l_A) = 2653736,4Nmm$$

Momente um y-Achse:

$$M_{by1} - F_{Ax} * Z_1 = 0 \Rightarrow M_{by} = F_{Ax} * Z_1$$

$$M_{by1}(Z_1 = 0) = 0$$

$$M_{by1}(Z_1 = l_A) = 27915377,6Nmm$$

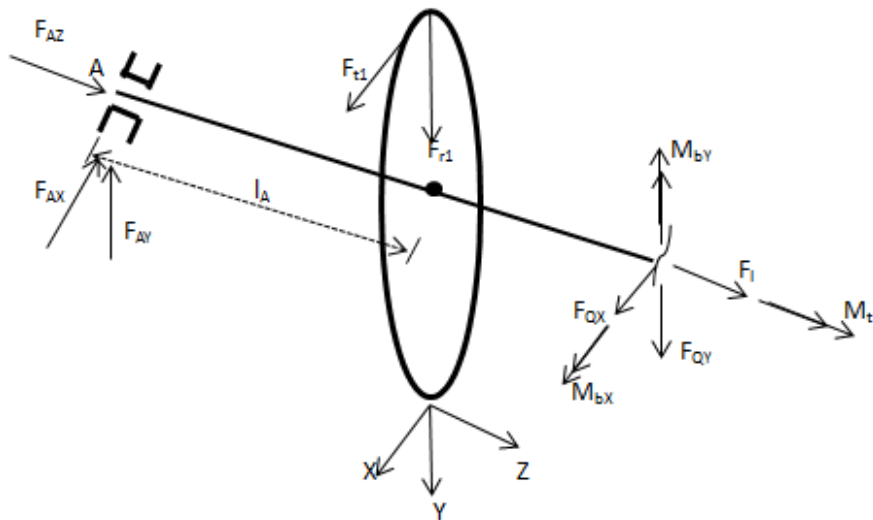
Momente um z-Achse:

$$M_{t1} - T_1 = 0$$

$$M_{t1} = 154239680Nmm$$

2) Schnitt zwischen Rad 2 und Rad 3

$$0 \leq Z_2 \leq 742$$



x-Richtung: $-F_{Ax} + F_{t1} + F_{Qx2} = 0 \Rightarrow F_{Qx2} = -152105,88N$

y-Richtung: $-F_{Ay} + F_{r1} + F_{Qy2} = 0 \Rightarrow F_{Qy2} = 31571,84N$

z-Richtung: $F_{I2} = 0$

Momente um x-Achse:

$$M_{bx2} + F_{r1} * Z_2 - F_{Ay} * (Z_2 + l_A) = 0$$

$$M_{bx2}(Z_2 = 0) = 0$$

$$M_{bx2}(Z_2 = l_M) = 51341681,28Nmm$$

Momente um y-Achse:

$$M_{by2} + F_{t1} * Z_2 - F_{Ax} * (Z_2 + l_A) = 0$$

$$M_{by2}(Z_2 = 0) = 0$$

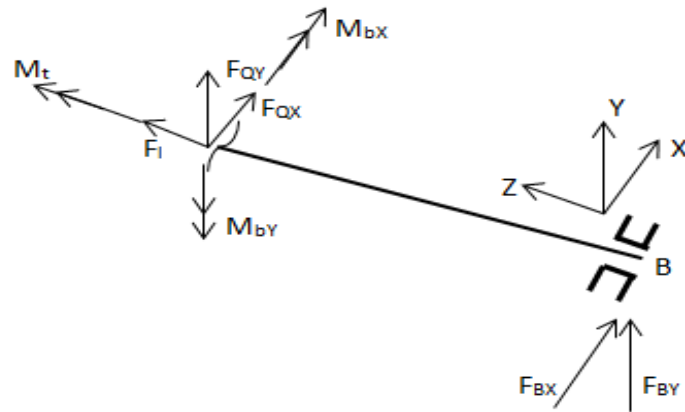
$$M_{by2}(Z_2 = l_M) = -110208826,6Nmm$$

Momente um z-Achse:

$$M_{t2} = 0$$

3) Schnitt zwischen Lager B und Rad 3

$$0 \leq Z_3 \leq 472$$



x-Richtung: $F_{Bx} + F_{Qx3} = 0 \Rightarrow F_{Qx3} = 233493,3N$

y-Richtung: $F_{By} + F_{Qy3} = 0 \Rightarrow F_{Qy3} = -108774,784N$

z-Richtung: $F_{l3} = 0$

Momente um x-Achse:

$$M_{bx3} - F_{By} * Z_3 = 0 \Rightarrow M_{bx2} = F_{By} * Z_3$$

$$M_{bx3}(Z_3 = 0) = 0$$

$$M_{bx3}(Z_3 = l_B) = 51341681,28Nmm$$

Momente um y-Achse:

$$M_{by2}F_{Bx} * Z_2 = 0 \Rightarrow M_{by2} = F_{Bx} * Z_2$$

$$M_{by2}(Z_2 = 0) = 0$$

$$M_{by2}(Z_2 = l_B) = -110208826,6Nmm$$

Momente um z-Achse:

$$M_{t2} - T_1 = 0$$

$$M_{t2} = 154239680Nmm$$

7.4.2 Berechnung des Wellendurchmessers

Zuerst wird die Vergleichsmoment M_v ausgerechnet

$$M_v = \sqrt{M_{bmax}^2 + 0,75 * \left(\frac{\sigma_{bD}}{\varphi * \tau_{tD}} * T_{max}\right)^2}$$

$$M_{bmax} = \sqrt{M_{bxmax}^2 + M_{bymax}^2}$$

$$\text{Rad 2: } M_{bmax2} = \sqrt{2653736,4^2 + 27915377,6^2} = 28041230,78 \text{Nmm}$$

$$\text{Rad 3: } M_{bmax3} = \sqrt{51341681,28^2 + 110208826,6^2} = 121581059,4 \text{Nmm}$$

$$\text{Davon mit } \frac{\sigma_{bD}}{\varphi \cdot \tau_{tD}} = 0,7, \text{ (FS S.133)}$$

$$\text{Dann, } M_v = \sqrt{121581059,4^2 + 0,75 \cdot (0,7 \cdot 154239680)^2} = 153377750,7 \text{Nmm}$$

Durch den Vergleichsmoment wird d gerechnet.

$$d' \approx 3,4 \cdot \sqrt[3]{\frac{M_v}{\sigma_{bD}}} \text{ (FS 11-14) mit } \sigma_{bD} = \sigma_{bWN} = 350 \text{N/mm}^2$$

$$d' \approx 3,4 \cdot \sqrt[3]{\frac{153377750,7}{350}} = 258 \text{mm}$$

$$\text{So, } d_3 = d_{\text{gewählt}} = 400 \text{mm}, d_2 = 350 \text{mm}, d_1 = 300 \text{mm}, d_4 = 220 \text{mm}$$

7.4.3 Nachweis der Sicherheit

7.4.3.1 Statische Sicherheiten

$$S_F = \frac{1}{\sqrt{\left(\frac{\sigma_{bmax}}{\sigma_{bF}}\right)^2 + \left(\frac{\tau_{tmax}}{\tau_{tF}}\right)^2}} \geq S_{F \text{ min}}$$

$$S_{F \text{ min}} = 1,5 \text{ (TB 3-14)}$$

$$\sigma_{bF} \approx 1,2 \cdot R_{p0,2N} \cdot K_t \text{ (FS 11-19) mit } R_{p0,2N} = 490 \text{N/mm}^2$$

$$\tau_{tF} \approx 1,2 \cdot R_{p0,2N} \cdot \frac{K_t}{\sqrt{3}} \text{ (FS 11-19)}$$

$$K_t = 1 - 0,26 \cdot \lg\left(\frac{d}{16 \text{mm}}\right) \text{ (TB 3-11a), mit } d_3 = 400 \text{mm}$$

$$K_t = 0,64$$

$$\sigma_{bF} \approx 1,2 \cdot 490 \cdot 0,64 = 376,32 \text{N/mm}^2$$

$$\tau_{tF} \approx 1,2 \cdot 490 \cdot \frac{0,64}{\sqrt{3}} = 217,27 \text{N/mm}^2$$

$$\sigma_{bmax} = \frac{M_{bmax}}{W_b} \text{ und } \tau_{tmax} = \frac{T_{max}}{W_t}$$

$$W_b = \frac{\pi}{32} \cdot d_3^3 = \frac{\pi}{32} \cdot 400^3 = 6283185,31 \text{mm}^3$$

$$W_t = \frac{\pi}{16} \cdot d_3^3 = \frac{\pi}{16} \cdot 400^3 = 12566370,62 \text{mm}^3$$

$$\text{So, } \sigma_{bmax} = \frac{121581059,4}{6283185,31} = 19,36 \text{N/mm}^2 \text{ und } \tau_{tmax} = \frac{154239680}{12566370,62} = 12,27 \text{N/mm}^2$$

$$S_F = \frac{1}{\sqrt{\left(\frac{19,36}{376,32}\right)^2 + \left(\frac{12,27}{217,27}\right)^2}} = 13,1 \geq S_{F \min}$$

7.4.3.2 Dynamische Sicherheiten

$$S_D = \frac{1}{\sqrt{\left(\frac{\sigma_{ba}}{\sigma_{bGW}}\right)^2 + \left(\frac{\tau_{ta}}{\tau_{tGW}}\right)^2}} \geq S_{Derf} = S_{D \min} * S_Z$$

$$\sigma_{ba} = \sigma_{bmax} \quad \text{und} \quad \tau_{ta} = \tau_{tmax}$$

$$S_{Derf} = S_{D \min} * S_Z = 1,5 * 1,2 = 1,8 \quad (\text{TB 3-14})$$

$$\sigma_{bGW} = \sigma_{bWN} * \frac{K_t}{K_{Db}} \quad \text{und} \quad \tau_{tGW} = \tau_{tWN} * \frac{K_t}{K_{Dt}} \quad (\text{FS S.134})$$

$$K_{Db} = \left(\frac{\beta_{kb}}{K_g} + \frac{1}{K_{O\sigma}} - 1\right) * \frac{1}{K_v} \quad \text{und} \quad K_{Dt} = \left(\frac{\beta_{kt}}{K_g} + \frac{1}{K_{O\tau}} - 1\right) * \frac{1}{K_v} \quad (\text{FS S.134})$$

$$\beta_{kb} = 1,96 \quad \text{und} \quad \beta_{kt} = 1,5 \quad (\text{TB 3-9})$$

$$K_g = 0,8 \quad (\text{TB 3-11c})$$

$$K_v = 1,0 \quad (\text{TB 3-12})$$

$$K_{O\sigma} = 0,756 \quad \text{mit} \quad R_Z = 6,3 \quad \text{und} \quad R_m = 700N/mm^2 \quad (\text{TB 3-10})$$

$$K_{O\tau} = 0,575 * K_{O\sigma} + 0,425 = 0,86$$

$$K_{Db} = \left(\frac{\beta_{kb}}{K_g} + \frac{1}{K_{O\sigma}} - 1\right) * \frac{1}{K_v} = 3,16$$

$$K_{Dt} = \left(\frac{\beta_{kt}}{K_g} + \frac{1}{K_{O\tau}} - 1\right) * \frac{1}{K_v} = 2,34$$

$$\sigma_{bGW} = 350 * \frac{0,64}{3,16} = 71N/mm^2$$

$$\tau_{tGW} = 210 * \frac{0,64}{2,34} = 57,43N/mm^2$$

$$S_D = \frac{1}{\sqrt{\left(\frac{19,36}{71}\right)^2 + \left(\frac{12,27}{57,43}\right)^2}} = 2,875 \geq 1,8$$

7.5 Konstruktionen der Antriebswelle

7.5.1 Kräften der Antriebswelle

Werkstoff: C45E (TB 1-1)

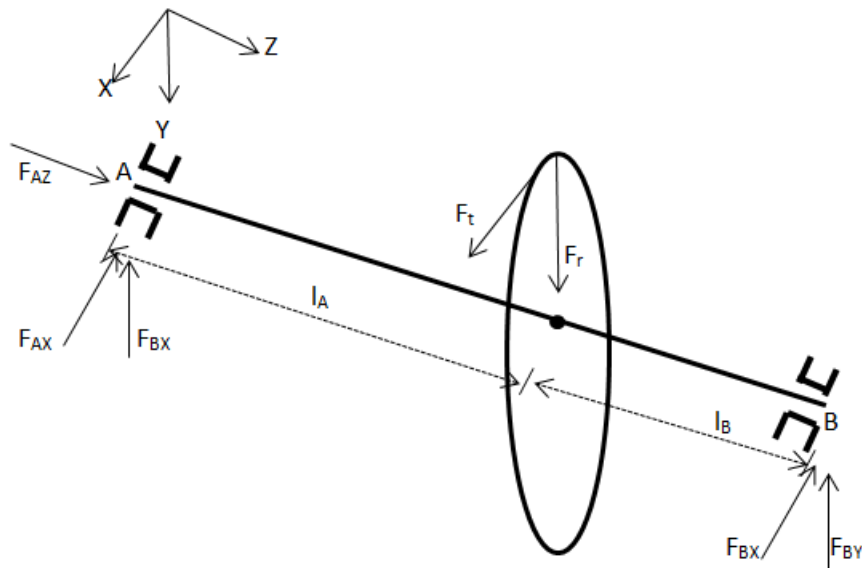
$$\sigma_{bWN} = 350N/mm^2, \quad \tau_{tWN} = 210N/mm^2, \quad R_{p0,2N} = 490N/mm^2, \quad R_m = 700N/mm^2$$

Kräften:

$$T_2 = T * i_1 * i_2 * i_3 = 9639,98 * 4 * 4 * 2 = 308479,36Nm$$

$$\text{Umfangskraft: } F_t = \frac{2000 * T_2}{d_{z3}} = \frac{2000 * 308479,36}{1600} = 385599,2N$$

$$\text{Radialkraft: } F_r = F_t * \tan a = 385599,2 * \tan 20^\circ = 140346,64N$$



$$l_A = 1052mm, l_B = 472mm, l = 1524mm$$

$$\text{x-Richtung: } F_{Ax} + F_{Bx} - F_t = 0$$

$$\text{y-Richtung: } F_{Ay} + F_{By} - F_r = 0$$

$$\text{z-Richtung: } F_{Bz} = F_{Az} = 0$$

$$\text{y-z-Ebene im Punkt A: } F_{By} * l - F_r * l_A = 0$$

$$\Rightarrow F_{By} = \frac{F_r * l_A}{l} = 96879,7N$$

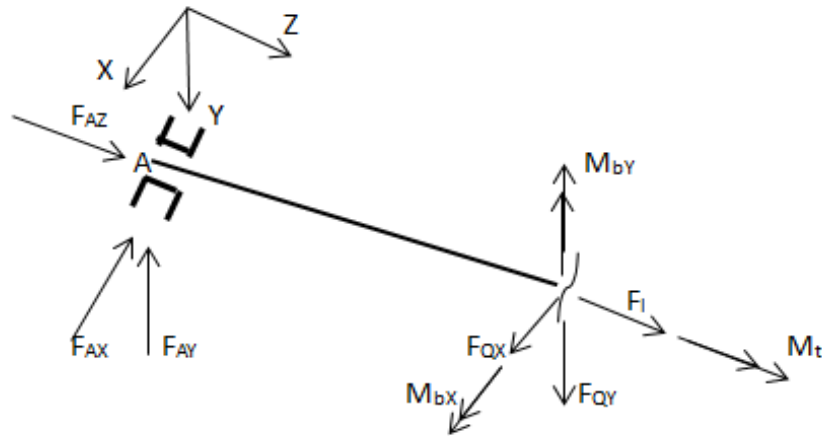
$$\text{x-z-Ebene im Punkt B: } F_{Bx} * l - F_t * l_A = 0$$

$$\Rightarrow F_{Bx} = \frac{F_t * l_A}{l} = 266174,78N$$

$$\text{So, } F_{Ax} = 119424,42N, F_{Ay} = 43466,9N$$

1) Schnitt zwischen Lager A und Rad 4

$$0 \leq Z_1 \leq 1052$$



x-Richtung: $F_{Ax} - F_{Qx1} = 0 \Rightarrow F_{Qx1} = 119424,42N$

y-Richtung: $F_{Ay} - F_{Qy1} = 0 \Rightarrow F_{Qy1} = 43466,9N$

z-Richtung: $F_{t1} = 0$

Momente um x-Achse:

$$-M_{bx1} + F_{Ay} * Z_1 = 0 \Rightarrow M_{bx1} = F_{Ay} * Z_1$$

$$M_{bx1}(Z_1 = 0) = 0$$

$$M_{bx1}(Z_1 = l_A) = 45727178,8Nmm$$

Momente um y-Achse:

$$-M_{by1} + F_{Ax} * Z_1 = 0 \Rightarrow M_{by} = F_{Ax} * Z_1$$

$$M_{by1}(Z_1 = 0) = 0$$

$$M_{by1}(Z_1 = l_A) = 125634489,8Nmm$$

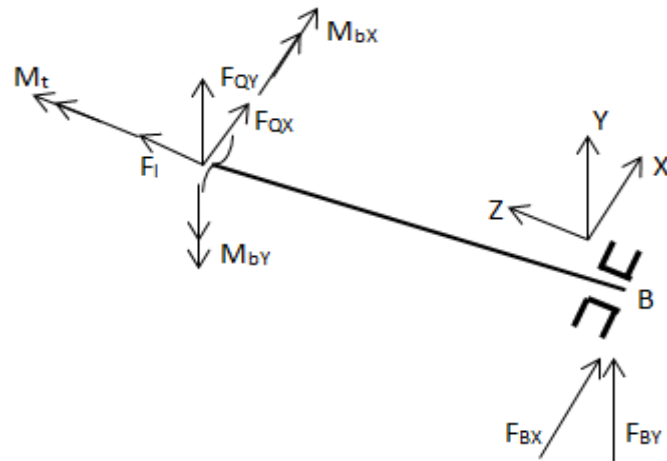
Momente um z-Achse:

$$M_{t1} - T_1 = 0$$

$$M_{t1} = 308479360Nmm$$

2) Schnitt zwischen Lager B und Rad 4

$$0 \leq Z_2 \leq 472$$



x-Richtung: $F_{Bx} + F_{Qx2} = 0 \Rightarrow F_{Qx2} = -266174,78N$

y-Richtung: $F_{By} + F_{Qy2} = 0 \Rightarrow F_{Qy2} = -96879,7N$

z-Richtung: 0

Momente um x-Achse:

$$M_{bx2} + F_{By} * Z_2 = 0 \Rightarrow M_{bx2} = F_{By} * Z_2$$

$$M_{bx2}(Z_2 = 0) = 0$$

$$M_{bx2}(Z_2 = l_B) = 45727178,8Nmm$$

Momente um y-Achse:

$$M_{by2} + F_{Bx} * Z_2 = 0 \Rightarrow M_{by2} = F_{Bx} * Z_2$$

$$M_{by2}(Z_2 = 0) = 0$$

$$M_{by2}(Z_2 = l_B) = 125634489,8Nmm$$

Momente um z-Achse:

$$M_{t2} - T_A = 0$$

$$M_{t2} = 308479360Nmm$$

7.5.2 Berechnung des Wellendurchmessers

Zuerst wird die Vergleichsmoment M_v ausgerechnet

$$M_v = \sqrt{M_{bmax}^2 + 0,75 * \left(\frac{\sigma_{bD}}{\varphi * \tau_{tD}} * T_{max}\right)^2}$$

$$M_{bmax} = \sqrt{M_{bx\ max}^2 + M_{by\ max}^2}$$

$$M_{bmax} = \sqrt{45727178,8^2 + 125634489,8^2} = 133697419,2\text{Nmm}$$

Davon mit $\frac{\sigma_{bD}}{\varphi \cdot \tau_{tD}} = 0,7$, (FS S.133)

$$\text{Dann, } M_v = \sqrt{133697419,2^2 + 0,75 \cdot (0,7 \cdot 308479360)^2} = 229882843,8\text{Nmm}$$

Durch den Vergleichsmoment wird d gerechnet.

$$d' \approx 3,4 \cdot \sqrt[3]{\frac{M_v}{\sigma_{bD}}} \text{ (FS 11-14) mit } \sigma_{bD} = \sigma_{bWN} = 350\text{N/mm}^2$$

$$d' \approx 3,4 \cdot \sqrt[3]{\frac{229882843,8}{350}} = 295,5\text{mm}$$

So, $d_1 = d_{\text{gewählt}} = 500\text{mm}$, $d_2 = 450\text{mm}$, $d_3 = 300\text{mm}$

7.5.3 Nachweis der Sicherheit

7.5.3.1 Statische Sicherheiten

$$S_F = \frac{1}{\sqrt{\left(\frac{\sigma_{bmax}}{\sigma_{bF}}\right)^2 + \left(\frac{\tau_{tmax}}{\tau_{tF}}\right)^2}} \geq S_{F\ min}$$

$$S_{F\ min} = 1,5 \text{ (TB 3-14)}$$

$$\sigma_{bF} \approx 1,2 \cdot R_{p0,2N} \cdot K_t \text{ (FS 11-19) mit } R_{p0,2N} = 490\text{N/mm}^2$$

$$\tau_{tF} \approx 1,2 \cdot R_{p0,2N} \cdot \frac{K_t}{\sqrt{3}} \text{ (FS 11-19)}$$

$$K_t = 1 - 0,26 \cdot \lg\left(\frac{d}{16\text{mm}}\right) \text{ (TB 3-11a), mit } d_1 = 500\text{mm}$$

$$K_t = 0,61$$

$$\sigma_{bF} \approx 1,2 \cdot 490 \cdot 0,61 = 359,47\text{N/mm}^2$$

$$\tau_{tF} \approx 1,2 \cdot 490 \cdot \frac{0,61}{\sqrt{3}} = 207,54\text{N/mm}^2$$

$$\sigma_{bmax} = \frac{M_{bmax}}{W_b} \text{ und } \tau_{tmax} = \frac{T_{max}}{W_t}$$

$$W_b = \frac{\pi}{32} \cdot d^3 = \frac{\pi}{32} \cdot 500^3 = 12271846,3\text{mm}^3$$

$$W_t = \frac{\pi}{16} \cdot d^3 = \frac{\pi}{16} \cdot 500^3 = 24543692,6\text{mm}^3$$

$$\text{So, } \sigma_{bmax} = \frac{133697419,2}{12271846,3} = 10,89\text{N/mm}^2 \text{ und } \tau_{tmax} = \frac{308479360}{24543692,6} = 12,57\text{N/mm}^2$$

$$S_F = \frac{1}{\sqrt{\left(\frac{10,89}{359,47}\right)^2 + \left(\frac{12,57}{207,54}\right)^2}} = 14,76 \geq S_{F \min}$$

7.5.3.2 Dynamische Sicherheiten

$$S_D = \frac{1}{\sqrt{\left(\frac{\sigma_{ba}}{\sigma_{bGW}}\right)^2 + \left(\frac{\tau_{ta}}{\tau_{tGW}}\right)^2}} \geq S_{Derf} = S_{D \min} * S_Z$$

$$\sigma_{ba} = \sigma_{bmax} \quad \text{und} \quad \tau_{ta} = \tau_{tmax}$$

$$S_{Derf} = S_{D \min} * S_Z = 1,5 * 1,2 = 1,8 \quad (\text{TB 3-14})$$

$$\sigma_{bGW} = \sigma_{bWN} * \frac{K_t}{K_{Db}} \quad \text{und} \quad \tau_{tGW} = \tau_{tWN} * \frac{K_t}{K_{Dt}} \quad (\text{FS S.134})$$

$$K_{Db} = \left(\frac{\beta_{kb}}{K_g} + \frac{1}{K_{O\sigma}} - 1\right) * \frac{1}{K_v} \quad \text{und} \quad K_{Dt} = \left(\frac{\beta_{kt}}{K_g} + \frac{1}{K_{O\tau}} - 1\right) * \frac{1}{K_v} \quad (\text{FS S.134})$$

$$\beta_{kb} = 2,264 \quad \text{und} \quad \beta_{kt} = 1,6 \quad (\text{TB 3-9})$$

$$K_g = 0,73 \quad (\text{TB 3-11c})$$

$$K_v = 1,0 \quad (\text{TB 3-12})$$

$$K_{O\sigma} = 0,94 \quad \text{mit} \quad R_Z = 6,3 \quad \text{und} \quad R_m = 700 \text{N/mm}^2 \quad (\text{TB 3-10})$$

$$K_{O\tau} = 0,575 * K_{O\sigma} + 0,425 = 0,9655$$

$$K_{Db} = \left(\frac{\beta_{kb}}{K_g} + \frac{1}{K_{O\sigma}} - 1\right) * \frac{1}{K_v} = 3,165$$

$$K_{Dt} = \left(\frac{\beta_{kt}}{K_g} + \frac{1}{K_{O\tau}} - 1\right) * \frac{1}{K_v} = 2,23$$

$$\sigma_{bGW} = 350 * \frac{0,61}{3,165} = 67,46 \text{N/mm}^2$$

$$\tau_{tGW} = 210 * \frac{0,61}{2,23} = 57,44 \text{N/mm}^2$$

$$S_D = \frac{1}{\sqrt{\left(\frac{10,89}{67,46}\right)^2 + \left(\frac{12,57}{57,44}\right)^2}} = 3,68 \geq 1,8$$

8. Auswählen der Lagern

Zylinderrollenlager wird ausgewählt, weil Das Zylinderrollenlager hat eine große radiale Tragfähigkeit hat.

Standard-Bauformen einreihiger Zylinderrollenlager:

- NU: 2 feste Borde am Außenring, kein Bord am Innenring
- N: kein Bord am Außenring, 2 Borde am Innenring
- NJ: 2 Borde am Außenring, 1 Bord am Innenring
- NUP: 2 Borde am Außenring, 1 Bord am Innenring und 1 lose Bordscheibe am Innenring

So, Typ NU wird gewählt.

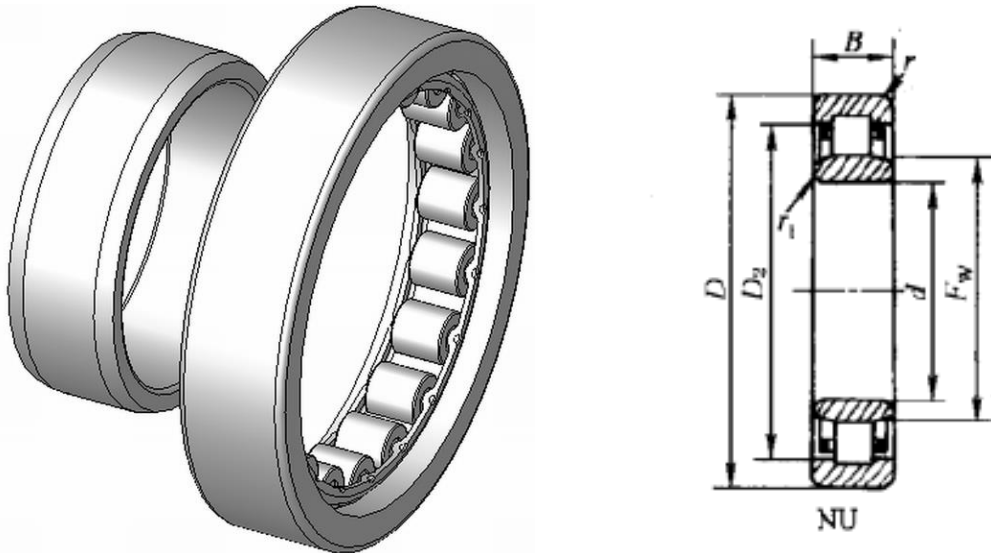


Abb.8-1 Zylinderrollenlager NU –Typ

(Quelle: Handbuch für Maschinen-Konstruktion Nr.2)

8.1 Lager von Sonnenwelle

8.1.1 Lager A von Sonnenwelle

1) Auswahl der Lagergröße

Erforderliche dynamische Tragzahl:

$$C_{erf} \geq P * \frac{f_L}{f_n}$$

(FS S169)Nr.35

$$f_n = \sqrt[p]{\frac{33^{\frac{1}{3}}}{n}}$$

(FS S169)Nr.36

$P = 10/3$ für Rollenlager.

$$n = 743 \text{ min}^{-1}$$

$$f_n = \sqrt[p]{\frac{33^{\frac{1}{3}}}{743}} = 0,394$$

$$f_L = \sqrt[p]{\frac{L_{10h}}{500}}$$

(FS S169)Nr.37

$$L_{10h} = L_{10h \text{ erf}} = 70400h$$

$$f_L = \sqrt[p]{\frac{70400}{500}} = 4,41$$

Lager A:

$$P = F_r = \sqrt{F_{AX}^2 + F_{AY}^2} = \sqrt{(11136,13)^2 + (30596,18)^2} = 32559,8N$$

$$C_{erf} \geq P * \frac{f_L}{f_n} = 364,44kN$$

Weil $d=100\text{mm}$, so Lager A als Zylinderrollenlager GB NU-320E gewählt wird.

Tab 8-1 Lager A ($d=100\text{mm}$)

D	B	C	C_0
215mm	47mm	365kN	425kN
r	X		
2,1mm	1		

(Quelle: Handbuch für Maschinen-Konstruktion Nr.2)

2) Nominelle Lebensdauer

$$L_{10h} = \left(\frac{C}{P}\right)^p * \frac{10^6}{60 * n} \geq L_{10h \text{ erf}}$$

(FS S171)Nr.38

$$L_{10h} = 72679h \geq 70400h$$

8.1.2 Lager B von Sonnenwelle

1) Auswahl der Lagergröße

Erforderliche dynamische Tragzahl:

$$C_{erf} \geq P * \frac{f_L}{f_n}$$

$$f_n = \sqrt[p]{\frac{33^{\frac{1}{3}}}{n}}$$

$P = 10/3$ für Rollenlager.

$$n = 743 \text{ min}^{-1}$$

$$f_n = \sqrt{\frac{10}{3} \frac{33^{\frac{1}{3}}}{743}} = 0,394$$

$$f_L = \sqrt{\frac{p L_{10h}}{500}}$$

$$L_{10h} = L_{10h \text{ erf}} = 70400h$$

$$f_L = \sqrt{\frac{10}{3} \frac{70400}{500}} = 4,41$$

Lager B:

$$P = F_r = \sqrt{F_{BX}^2 + F_{BY}^2} = \sqrt{(8715,72)^2 + (3172,27)^2} = 9275,08N$$

$$C_{\text{erf}} \geq P * \frac{f_L}{f_n} = 103,815kN$$

Weil $d=100\text{mm}$, so Lager A als Zylinderrollenlager GB NU-320E gewählt wird.

Tab 8-2 Lager B($d=100\text{mm}$)

D	B	C	C_0
215mm	47mm	365kN	425kN
r	X		
2,1mm	1		

(Quelle: Handbuch für Maschinen-Konstruktion Nr.2)

2) Nominelle Lebensdauer

$$L_{10h} = \left(\frac{C}{P}\right)^p * \frac{10^6}{60 * n} \geq L_{10h \text{ erf}}$$

$$L_{10h} = 886429,7h \geq 70400h$$

8.2 Lager von Planetenwelle

Lager A ist gleich Lager B:

1) Auswahl der Lagergröße

Erforderliche dynamische Tragzahl:

$$C_{\text{erf}} \geq P * \frac{f_L}{f_n}$$

$$f_n = \sqrt{\frac{p}{n} 33^{\frac{1}{3}}}$$

$P = 10/3$ für Rollenlager.

$$n = 743 \text{ min}^{-1}$$

$$f_n = \sqrt{\frac{10}{3} \frac{33^{\frac{1}{3}}}{743}} = 0,394$$

$$f_L = \sqrt[p]{\frac{L_{10h}}{500}}$$

$$L_{10h} = L_{10h \text{ erf}} = 70400h$$

$$f_L = \sqrt[p]{\frac{70400}{500}} = 4,41$$

Lager A und Lager B:

$$P = F_r = \sqrt{F_{AX}^2 + F_{AY}^2} = \sqrt{(7154,2)^2 + (19655,95)^2} = 20917,43N$$

$$C_{\text{erf}} \geq P * \frac{f_L}{f_n} = 234,132kN$$

Weil $d=80\text{mm}$, so Lager A als Zylinderrollenlager GB NU-316E gewählt wird.

Tab 8-3 Lager A und Lager B($d=80\text{mm}$)

D	B	C	C_0
170mm	39mm	245kN	282kN
r	X		
2,1mm	1		

(Quelle: Handbuch für Maschinen-Konstruktion Nr.2)

2) Nominelle Lebensdauer

$$L_{10h} = \left(\frac{C}{P}\right)^p * \frac{10^6}{60*n} \geq L_{10h \text{ erf}}$$

$$L_{10h} = 113156h \geq 70400h$$

8.3 Lager von Zwischenwelle 1

Lager A:

1) Auswahl der Lagergröße

Erforderliche dynamische Tragzahl:

$$C_{\text{erf}} \geq P * \frac{f_L}{f_n}$$

$$f_n = \sqrt[p]{\frac{33^{\frac{1}{3}}}{n}}$$

$P = 10/3$ für Rollenlager.

$$n = \frac{743}{4} = 185,75 \text{ min}^{-1}$$

$$f_n = \sqrt{\frac{\frac{10}{3} \cdot 33^{\frac{1}{3}}}{185,75}} = 0,6$$

$$f_L = \sqrt{\frac{p \cdot L_{10h}}{500}}$$

$$L_{10h} = L_{10h \text{ erf}} = 70400h$$

$$f_L = \sqrt{\frac{\frac{10}{3} \cdot 70400}{500}} = 4,41$$

Lager A und Lager B:

$$P = F_r = \sqrt{F_{AX}^2 + F_{AY}^2} = \sqrt{(30588,36)^2 + (84041)^2} = 89434N$$

$$C_{erf} \geq P * \frac{f_L}{f_n} = 657kN$$

Weil $d=140\text{mm}$, so Lager A als Zylinderrollenlager GB NU-428 gewählt wird.

Tab. 8-4 Lager A($d=140\text{mm}$)

D	B	C	C_0
360mm	82mm	845kN	1020kN
r	X		
5mm	1		

(Quelle: Handbuch für Maschinen-Konstruktion Nr.2)

2) Nominelle Lebensdauer

$$L_{10h} = \left(\frac{C}{P}\right)^p * \frac{10^6}{60 * n} \geq L_{10h \text{ erf}}$$

$$L_{10h} = 96022h \geq 70400h$$

8.4 Lager von Zwischenwelle 2

8.4.1 Lager A von Zwischenwelle 2

1) Auswahl der Lagergröße

Erforderliche dynamische Tragzahl:

$$C_{erf} \geq P * \frac{f_L}{f_n}$$

$$f_n = \sqrt[p]{\frac{33\frac{1}{3}}{n}}$$

$P = 10/3$ für Rollenlager.

$$n = \frac{743}{i_1 \cdot i_2} = 46,4375 \text{ min}^{-1}$$

$$f_n = \sqrt[\frac{10}{3}]{\frac{33\frac{1}{3}}{46,4375}} = 0,9$$

$$f_L = \sqrt[p]{\frac{L_{10h}}{500}}$$

$$L_{10h} = L_{10h \text{ erf}} = 70400h$$

$$f_L = \sqrt[\frac{10}{3}]{\frac{70400}{500}} = 4,41$$

Lager A:

$$P = F_r = \sqrt{F_{AX}^2 + F_{AY}^2} = \sqrt{(90049,6)^2 + (8416,44)^2} = 90455,56N$$

$$C_{\text{erf}} \geq P * \frac{f_L}{f_n} = 444kN$$

Weil $d=220\text{mm}$, so Lager A als Zylinderrollenlager GB NU-2244 gewählt wird.

Tab 8-5 Lager A ($d=220\text{mm}$)

D	B	C	C_0
400mm	108mm	1360kN	2330kN
r	X		
4mm	1		

(Quelle: Handbuch für Maschinen-Konstruktion Nr.2)

2) Nominelle Lebensdauer

$$L_{10h} = \left(\frac{C}{P}\right)^p * \frac{10^6}{60 * n} \geq L_{10h \text{ erf}}$$

$$L_{10h} = 3160768h \geq 70400h$$

8.4.2 Lager B von Zwischenwelle 2

1) Auswahl der Lagergröße

Erforderliche dynamische Tragzahl:

$$C_{\text{erf}} \geq P * \frac{f_L}{f_n}$$

$$f_n = \sqrt[p]{\frac{33\frac{1}{3}}{n}}$$

$P = 10/3$ für Rollenlager.

$$n = 46,4375 \text{min}^{-1}$$

$$f_n = \sqrt[\frac{10}{3}]{\frac{33\frac{1}{3}}{743}} = 0,9$$

$$f_L = \sqrt[p]{\frac{L_{10h}}{500}}$$

$$L_{10h} = L_{10h \text{ erf}} = 70400h$$

$$f_L = \sqrt[\frac{10}{3}]{\frac{70400}{500}} = 4,41$$

Lager B:

$$P = F_r = \sqrt{F_{BX}^2 + F_{BY}^2} = \sqrt{(108774,8)^2 + (233493,32)^2} = 257584N$$

$$C_{\text{erf}} \geq P * \frac{f_L}{f_n} = 1260kN$$

Weil $d=220\text{mm}$, so Lager A als Zylinderrollenlager GB NU-2244 gewählt wird.

Tab 8-6 Lager B($d=220\text{mm}$)

D	B	C	C_0
400mm	108mm	1360kN	2330kN
r	X		
4mm	1		

(Quelle: Handbuch für Maschinen-Konstruktion Nr.2)

2) Nominelle Lebensdauer

$$L_{10h} = \left(\frac{C}{P}\right)^p * \frac{10^6}{60 * n} \geq L_{10h \text{ erf}}$$

$$L_{10h} = 96571h \geq 70400h$$

8.5 Lager von Abtriebswelle

8.5.1 Lager A von Abtriebswelle

1) Auswahl der Lagergröße

Erforderliche dynamische Tragzahl:

$$C_{\text{erf}} \geq P * \frac{f_L}{f_n}$$

$$f_n = \sqrt[p]{\frac{33\frac{1}{3}}{n}}$$

$P = 10/3$ für Rollenlager.

$$n = \frac{743}{i_1 \cdot i_2 \cdot i_3} = 23 \text{ min}^{-1}$$

$$f_n = \sqrt[\frac{10}{3}]{\frac{33\frac{1}{3}}{46,4375}} = 1,11$$

$$f_L = \sqrt[p]{\frac{L_{10h}}{500}}$$

$$L_{10h} = L_{10h \text{ erf}} = 70400h$$

$$f_L = \sqrt[\frac{10}{3}]{\frac{70400}{500}} = 4,41$$

Lager A:

$$P = F_r = \sqrt{F_{AX}^2 + F_{AY}^2} = \sqrt{(119424,42)^2 + (43466,9)^2} = 127088,8N$$

$$C_{\text{erf}} \geq P * \frac{f_L}{f_n} = 504N$$

Weil $d=300\text{mm}$, so Lager A als Zylinderrollenlager GB NU-260 gewählt wird.

Tab 8-7 Lager A ($d=300\text{mm}$)

D	B	C	C_0
540mm	80mm	1360kN	2190kN
r	X		
5mm	1		

(Quelle: Handbuch für Maschinen-Konstruktion Nr.2)

2) Nominelle Lebensdauer

$$L_{10h} = \left(\frac{C}{P}\right)^p * \frac{10^6}{60 * n} \geq L_{10h \text{ erf}}$$

$$L_{10h} = 2933355h \geq 70400h$$

8.5.2 Lager B von Abtriebswelle

1) Auswahl der Lagergröße

Erforderliche dynamische Tragzahl:

$$C_{\text{erf}} \geq P * \frac{f_L}{f_n}$$

$$f_n = \sqrt[p]{\frac{33\frac{1}{3}}{n}}$$

$P = 10/3$ für Rollenlager.

$$n = 23 \text{min}^{-1}$$

$$f_n = \sqrt{\frac{\frac{10}{3} \sqrt{\frac{33\frac{1}{3}}{23}}}{23}} = 1,11$$

$$f_L = \sqrt[p]{\frac{L_{10h}}{500}}$$

$$L_{10h} = L_{10h \text{ erf}} = 70400h$$

$$f_L = \sqrt{\frac{\frac{10}{3} \sqrt{\frac{70400}{500}}}{500}} = 4,41$$

Lager B:

$$P = F_r = \sqrt{F_{BX}^2 + F_{BY}^2} = \sqrt{(96879,7)^2 + (266174,78)^2} = 283257,28N$$

$$C_{\text{erf}} \geq P * \frac{f_L}{f_n} = 1125,4kN$$

Weil $d=300\text{mm}$, so Lager A als Zylinderrollenlager GB NU-260 gewählt wird.

Tab 8-8 Lager B($d=300\text{mm}$)

D	B	C	C_0
540mm	85mm	1360kN	2190kN
r	X		
5mm	1		

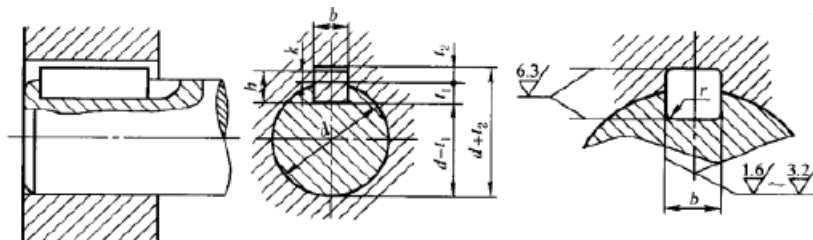
(Quelle: Handbuch für Maschinen-Konstruktion Nr.2)

2) Nominelle Lebensdauer

$$L_{10h} = \left(\frac{C}{P}\right)^p * \frac{10^6}{60 * n} \geq L_{10h \text{ erf}}$$

$$L_{10h} = 202823,7h \geq 70400h$$

9. Die Passfedern für Zahnrad



Tab.9-1: Abmessungen und Nuttiefen für Passfedern (Maß in mm)

Welledurchmesser d (Über...bis)	Breiten x Höhe b x h	Wellen- Nuttiefe t_1	Nabennuttiefe für Federn t_2
200...230	50 x 28	17,0	11,4
230...260	56 x 32	20,0	12,4
260...290	63 x 32	20,0	12,4
290...330	70 x 36	22,0	14,4
330...380	80 x 40	25,0	15,4
380...440	90 x 45	28,0	17,4
440...500	100 x 50	31,0	19,4

(Quelle: Handbuch für Maschinen-Konstruktion Nr.2)

9.1 Passfeder für Zahnrad 1

b x h=63 x 32 mit d=280mm (TB 9-1)

Die erforderliche Mindestlänge zur Übertragung des Drehmomentes:

$$l' \geq \frac{2 * T * K_\lambda}{d * h' * n * \varphi * P_{zul}} \quad (\text{FS S.146})\text{Nr.39}$$

$$P_{zul} = f_S * f_H * \frac{R_e}{S_F} \quad (\text{FS S.146})\text{Nr.40}$$

$$R_e = K_t * R_{eN} = 0,62 * 490 = 303,8 \text{ N/mm}^2 \text{ mit } R_{eN} = 490 \text{ N/mm}^2$$

Methode C: K_λ , f_S und $f_H = 1$ (FS S.146)

$$h' = 0,45 * h = 0,45 * 32 = 14,4 \quad (\text{FS S.146})$$

Richtwerte: $S_F = 1,25$ (TB 12-b)

$T = 38559920 \text{ Nmm}$ mit Regelfall: $n = 1 \rightarrow \varphi = 1$

$$\text{So, } P_{zul} = f_S * f_H * \frac{R_e}{S_F} = 1 * 1 * \frac{303,8}{1,25} = 243,04 \text{ N/mm}^2$$

$$l' = 78,7 \text{ mm} \Rightarrow l = l' + 63 \text{ mm} = 141,7 \text{ mm}$$

So, $l_{\text{gewählt}} = 200 \text{ mm}$

Passfeder für Zahnrad 1: GB/T1096 63 x 32 x 200

9.2 Passfeder Zwischen Steg und Zwischenwelle 1

b x h=50 x 28 mit d=215mm (TB 9-1)

Die erforderliche Mindestlänge zur Übertragung des Drehmomentes:

$$l' \geq \frac{2 \cdot T \cdot K_{\lambda}}{d \cdot h' \cdot n \cdot \varphi \cdot P_{zul}}$$

$$P_{zul} = f_S \cdot f_H \cdot \frac{R_e}{S_F}$$

$$R_e = K_t \cdot R_{eN} = 0,62 \cdot 490 = 303,8 \text{ N/mm}^2 \text{ mit } R_{eN} = 490 \text{ N/mm}^2$$

Methode C: K_{λ} , f_S und $f_H = 1$ (FS S.146)

$$h' = 0,45 \cdot h = 0,45 \cdot 28 = 12,6 \quad (\text{FS S.146})$$

Richtwerte: $S_F = 1,25$ (TB 12-b)

$$T = 38559920 \text{ Nmm} \text{ mit Regelfall: } n = 1 \rightarrow \varphi = 1$$

$$\text{So, } P_{zul} = f_S \cdot f_H \cdot \frac{R_e}{S_F} = 1 \cdot 1 \cdot \frac{303,8}{1,25} = 243,04 \text{ N/mm}^2$$

$$l' = 117,13 \text{ mm} \Rightarrow l = l' + 50 \text{ mm} = 167,13 \text{ mm}$$

$$\text{So, } l_{\text{gewählt}} = 200 \text{ mm}$$

Passfeder für Zahnrad 1: GB/T1096 50 x 28 x 200

9.3 Passfeder für Zahnrad 2

b x h=70 x 36 mit d=300mm (TB 9-1)

Die erforderliche Mindestlänge zur Übertragung des Drehmomentes:

$$l' \geq \frac{2 \cdot T \cdot K_{\lambda}}{d \cdot h' \cdot n \cdot \varphi \cdot P_{zul}}$$

$$P_{zul} = f_S \cdot f_H \cdot \frac{R_e}{S_F}$$

$$R_e = K_t \cdot R_{eN} = 0,64 \cdot 490 = 313,6 \text{ N/mm}^2 \text{ mit } R_{eN} = 490 \text{ N/mm}^2$$

Methode C: K_{λ} , f_S und $f_H = 1$ (FS S.146)

$$h' = 0,45 \cdot h = 0,45 \cdot 36 = 16,2 \quad (\text{FS S.146})$$

Richtwerte: $S_F = 1,25$ (TB 12-b)

$$T = 154239680 \text{ Nmm} \text{ mit Regelfall: } n = 1 \rightarrow \varphi = 1$$

$$\text{So, } P_{zul} = f_S \cdot f_H \cdot \frac{R_e}{S_F} = 1 \cdot 1 \cdot \frac{313,6}{1,25} = 250,88 \text{ N/mm}^2$$

$$l' = 253\text{mm} \Rightarrow l = l' + 70\text{mm} = 323\text{mm}$$

$$\text{So, } l_{\text{gewählt}} = 400\text{mm}$$

Passfeder für Zahnrad 1: GB/T1096 70 x 36 x 400

9.4 Passfeder für Zahnrad 4

b x h = 100 x 50 mit d = 500mm (TB 9-1)

Die erforderliche Mindestlänge zur Übertragung des Drehmomentes:

$$l' \geq \frac{2 \cdot T \cdot K_{\lambda}}{d \cdot h' \cdot n \cdot \varphi \cdot P_{zul}}$$

$$P_{zul} = f_S \cdot f_H \cdot \frac{R_e}{S_F}$$

$$R_e = K_t \cdot R_{eN} = 0,61 \cdot 490 = 298,9\text{N/mm}^2 \text{ mit } R_{eN} = 490\text{N/mm}^2$$

Methode C: K_{λ} , f_S und $f_H = 1$ (FS S.146)

$$h' = 0,45 \cdot h = 0,45 \cdot 50 = 22,5 \quad (\text{FS S.146})$$

Richtwerte: $S_F = 1,25$ (TB 12-b)

$$T = 308479363,2\text{Nmm} \quad \text{mit Regelfall: } n = 1 \rightarrow \varphi = 1$$

$$\text{So, } P_{zul} = f_S \cdot f_H \cdot \frac{R_e}{S_F} = 1 \cdot 1 \cdot \frac{298,9}{1,25} = 239,12\text{N/mm}^2$$

$$l' = 183,5\text{mm} \Rightarrow l = l' + 100\text{mm} = 283,5\text{mm}$$

$$\text{So, } l_{\text{gewählt}} = 400\text{mm}$$

Passfeder für Zahnrad 1: GB/T1096 100 x 50 x 400

10. Konstruktion des Stegs

Der Steg ist ein wichtiges kompliziertes Maschinenelement im Planetengetriebe. Es fassen drei Formen um, d.h. der beidewandige monolithische Steg, der beidewandige geteilte Steg und der einwandige Steg. Wenn das Planetenrad als Basiskomponente wird, trägt der Steg das größte externe Drehmoment.

Wenn Übersetzung $i_{AX}^B \geq 4$ ist, wird das Lager im Planetenrad montiert. So wird der beidewandige monolithische Steg benutzt. Die Vorteile sind großer Steifigkeit, kleine Verformung, kleine Schwingung und leicht Lärm. Es wird mit Gussform und Schweißen

hergestellt. So wird der beidewandige monolithische Steg in diesem Getriebe ausgewählt.

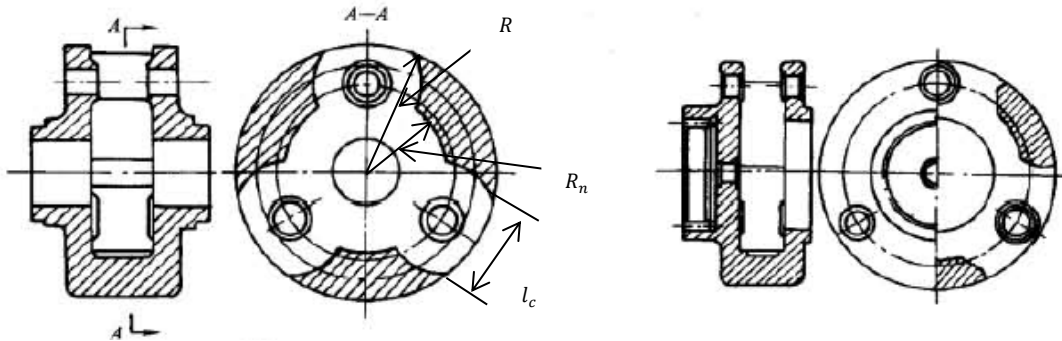


Abb.10-1: Beiden Wänden monolithische Stege

(Quelle: Handbuch für Maschinen-Konstruktion Nr.3)

Dimension des Stegs:

Wanddicke: $C = (0,20 \sim 0,25)a$

Nr.41

a ...Achsabstand zwischen Sonnenrad und Planetenrad

$a = 196\text{mm}$

$C = 39,2\text{mm} \sim 49\text{mm}$

So, wird C als 48mm gewählt.

l_c ...Lückeslänge ist größer als der Durchmesser des Planetenrads $\Delta l = 10\text{mm}$

$R = 274\text{mm}$

$R_n = (0,85 \sim 0,5)R = 232,9\text{mm} \sim 137\text{mm}$

Nr.42

So, wird R_n als 232mm ausgewählt.

11. Konstruktion des Gehäuses

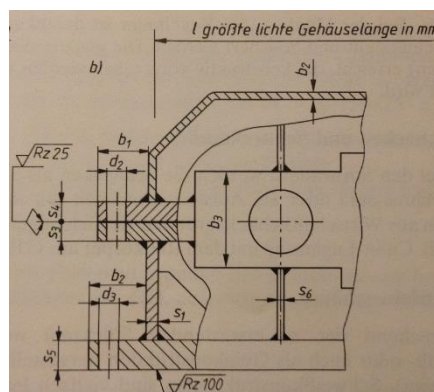


Abb.11-1:Empfehlungen für Gehäuseabmessungen

(Quelle: Roloff/Matek Maschinenelement 19. Auflage Normung Berechnung und Gestaltung)

1) Gehäuseabmessungen von Schweißkonstruktion:

Gehäusewerkstoff: S335

Die größte Licht Gehäuselänge l :

$$l = a_1 + a_2 + \frac{d_{\text{Hohlrad}} + d_{z4}}{2}$$

a_1 ...Achsabstand zwischen Zwischenwelle 1 und Zwischenwelle 2

a_2 ...Achsabstand zwischen Zwischenwelle 2 und Abtriebswelle

$$l = 1200 + 1200 + \frac{580 + 1600}{2} = 3490\text{mm}$$

So, wird l als 3890mm gewählt. Es gibt 400mm Überschuss.

2) Wanddicke:

$$\text{Unterkasten: } s_1 = (0,004 \dots 0,05) * l + 4\text{mm} = 19,56\text{mm} \dots 23,45\text{mm}$$

$$\text{Oberkasten: } s_2 = (0,5 \dots 0,8) * s_1 = 11\text{mm} \dots 17,6\text{mm}$$

So, $s_1 = 22\text{mm}$, $s_2 = 15\text{mm}$ gewählt.

3) Flansch:

$$\text{Flanschdicke: } s_3 \approx s_4 = 2 * s_1 = 44\text{mm}$$

$$\text{Flanschbreite: } b_1 \approx 4 * s_1 + 10\text{mm} = 98\text{mm}$$

4) Flanschschrauben:

$$\text{Durchmesser: } d_2 \approx 1,5 * s_1 = 33\text{mm}$$

$$\text{Abstand: } l_F \approx (6 \dots 10) * d_2 = 198\text{mm} \dots 330\text{mm}$$

So, $l_F = 280\text{mm}$ gewählt.

5) Fußleistendicke:

$$\text{Durchgehend ohne Ausnehmung: } s_5 \approx 3,5 * s_1 = 77\text{mm}$$

6) Fußleistenbreite:

$$b_2 \approx 4,5 * s_1 + 10\text{mm} = 109\text{mm}$$

7) Versteifungs- und Kühlrippen:

$$s_6 = 0,7 * s_1 = 15,4 \text{ der zu versteifenden Wand}$$

8) Außendurchmesser der Lagergehäuse:

$$d_1 = (1,2 \dots 1,4) * \text{Lageraußendurchmesser}$$

Für Sonnenwelle: $D = 215mm$

$$d_1 = 258mm \dots 301mm$$

$$d_{1gewählt} = 280mm$$

Für Zwischenwelle 1: $D = 360mm$

$$d_1 = 432mm \dots 504mm$$

$$d_{1gewählt} = 460mm$$

Für Zwischenwelle 2: $D = 400mm$

$$d_1 = 480mm \dots 560mm$$

$$d_{1gewählt} = 500mm$$

Für Abtriebswelle: $D = 540mm$

$$d_1 = 648mm \dots 756mm$$

$$d_{1gewählt} = 680mm$$

9) Fundamentschrauben:

Durchmesser: $d_3 \approx 2 * s_1 = 44mm$

12. Auswahl der Dichtung

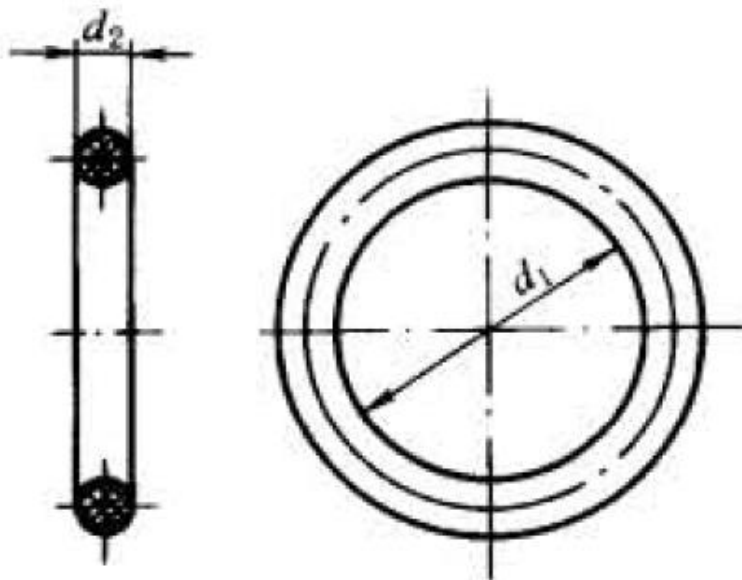


Abb.12-1: O-Typ Dichtung

(Quelle: Handbuch für Maschinen-Konstruktion Nr.3)

Form: GB/T $d_1 \times d_2$ – CN

Tab. 12-1: O-Typ Dichtung

d_1	x	d_2					公差 x	d_3				
		1.8 x 0.08	2.65 x 0.09	3.55 x 0.10	5.3 x 0.13	7 x 0.15		1.8 x 0.08	2.65 x 0.09	3.55 x 0.10	5.3 x 0.13	7 x 0.15
115	0.93		x	x	x	x	212	1.57			x	x
118	0.95		x	x	x	x	218	1.61			x	x
122	0.97		x	x	x	x	224	1.65			x	x
125	0.99		x	x	x	x	227	1.67			x	x
128	1.01		x	x	x	x	230	1.69			x	x
132	1.04		x	x	x	x	236	1.73			x	x
136	1.07		x	x	x	x	239	1.75			x	x
140	1.09		x	x	x	x	243	1.77			x	x
142.5	1.11		x	x	x	x	250	1.82			x	x
145	1.13		x	x	x	x	254	1.84			x	x
147.5	1.14		x	x	x	x	258	1.87			x	x
150	1.16		x	x	x	x	261	1.89			x	x
152.5	1.18		x	x	x	x	265	1.91			x	x
155	1.19		x	x	x	x	268	1.92			x	x
157.5	1.21		x	x	x	x	272	1.96			x	x
160	1.22		x	x	x	x	276	1.98			x	x
162.5	1.24		x	x	x	x	280	2.01			x	x
165	1.26		x	x	x	x	283	2.03			x	x
167.5	1.28		x	x	x	x	286	2.05			x	x
170	1.29		x	x	x	x	290	2.08			x	x
172.5	1.31		x	x	x	x	295	2.11			x	x
175	1.33		x	x	x	x	300	2.14			x	x
177.5	1.34		x	x	x	x	303	2.16			x	x
180	1.36		x	x	x	x	307	2.19			x	x
182.5	1.38		x	x	x	x	311	2.21			x	x
185	1.39		x	x	x	x	315	2.24			x	x
187.5	1.41		x	x	x	x	320	2.27			x	x
190	1.43		x	x	x	x	325	2.30			x	x
195	1.46		x	x	x	x	330	2.33			x	x
200	1.49		x	x	x	x	335	2.36			x	x
203	1.51			x	x	x	340	2.40			x	x
206	1.53			x	x	x	345	2.43			x	x
350	2.46				x	x	479	3.28			x	x
355	2.49				x	x	483	3.30			x	x
360	2.52				x	x	487	3.33			x	x
365	2.56				x	x	493	3.36			x	x
370	2.59				x	x	500	3.41			x	x
375	2.62				x	x	508	3.46			x	x
379	2.64				x	x	515	3.50			x	x
383	2.67				x	x	523	3.55			x	x
387	2.70				x	x	530	3.60			x	x
391	2.72				x	x	538	3.65			x	x
395	2.75				x	x	545	3.69			x	x
400	2.78				x	x	553	3.74			x	x
406	2.82				x	x	560	3.78			x	x
412	2.85				x	x	570	3.85			x	x
418	2.89				x	x	580	3.91			x	x
425	2.93				x	x	590	3.97			x	x
429	2.96				x	x	600	4.03			x	x
433	2.99				x	x	608	4.08			x	x
437	3.03				x	x	615	4.12			x	x
443	3.05				x	x	623	4.17			x	x
450	3.09				x	x	630	4.22			x	x
456	3.13				x	x	640	4.28			x	x
462	3.17				x	x	650	4.34			x	x
466	3.19				x	x	660	4.40			x	x
470	3.22				x	x	670	4.47			x	x
475	3.25				x	x					x	x

(Quelle: Handbuch für Maschinen-Konstruktion Nr.3)

1) Dichtung für Sonnenwelle

GB/T 212 x 3,55 – CN

2) Dichtung für Zwischenwelle 1

GB/T 360 x 1,8 – CN

3) Dichtung für Zwischenwelle 2

GB/T 400 x 1,8 – CN

4) Dichtung für Abtriebswelle

GB/T 538 x 3,55 – CN

13. Zusammenfassung

Der Hauptinhalt meiner Bachelorarbeit ist die Konstruktion des Planetengetriebes. Das konstruierte Getriebe stelle eine Kombination aus einem Planeten- und zweistufigem Stirnradgetriebe dar. Die Vorteile des Planetengetriebes sind ein kleines Volumen, eine geringe Gewicht, eine hoher Übertragungsleistung und eine große Übersetzungswerte usw. Die Kombination von beiden Getrieben erzeugt ein neues Getriebe, das die Belastungsfähigkeit des Krans erhöht. Zum Heben von Schwerlast-Maschinen wird dieses Getriebe benötigt.

Am Anfang werden die Hauptparameter des Getriebes festgelegt, z.B. Übersetzung, Motorleistung, Lebensdauer und Getriebesart. Zum Anschluss erfolgten die Konstruktion und die Berechnungen der Zahnräder, Wellen und Lager auf Festigkeit und Lebensdauer. Wichtige ist die Überprüfung der Montagebedingungen und die Festigkeit der Verzahnung von Planetengetrieben.

Bei der Konstruktion der Bauteile mit CATIA wurden die Montage- und Fertigungsbedingung berücksichtigt.

14. Literatur

14.1 Literaturangaben(Deutsch)

1)Formel:

Nr.11: Autor: Prof.Dr. -Ing. H. Gruss.

Titel: Berechnungsgrundlagen von Stirnradverzahnungen.S.5.

Nr.12: Autor: Prof.Dr. -Ing. H. Gruss.

Titel: Berechnungsgrundlagen von Stirnradverzahnungen. S.5.

Nr.15: Autor: Prof.Dr. -Ing. H. Gruss.

Titel: Berechnungsgrundlagen von Stirnradverzahnungen. S.5

Nr.19: Autor: Prof.Dr. -Ing. H. Gruss.

Titel: Berechnungsgrundlagen von Stirnradverzahnungen. S.10

Nr.20: Autor: Prof.Dr. -Ing. H. Gruss.

Titel: Berechnungsgrundlagen von Stirnradverzahnungen. S.13

Nr.29: Autor: Wihelm Matek, Dieter Muhs, herbert Wittel, Manfred Becker, Dieter

Jannasch. Titel: Roloff/Matek Maschinenelemente 19.Aufl. (FS: Formelsammlung)

Nr.30: Autor: Wihelm Matek, Dieter Muhs, herbert Wittel, Manfred Becker, Dieter

Jannasch. Titel: Roloff/Matek Maschinenelemente 19.Aufl. (FS: Formelsammlung)

Nr.32: Autor: Wihelm Matek, Dieter Muhs, herbert Wittel, Manfred Becker, Dieter

Jannasch. Titel: Roloff/Matek Maschinenelemente 19.Aufl. (FS: Formelsammlung)

Nr.33: Autor: Wihelm Matek, Dieter Muhs, herbert Wittel, Manfred Becker, Dieter

Jannasch. Titel: Roloff/Matek Maschinenelemente 19.Aufl. (FS: Formelsammlung)

Nr.34: Autor: Wihelm Matek, Dieter Muhs, herbert Wittel, Manfred Becker, Dieter

Jannasch. Titel: Roloff/Matek Maschinenelemente 19.Aufl. (FS: Formelsammlung)

Nr.35: Autor: Wihelm Matek, Dieter Muhs, herbert Wittel, Manfred Becker, Dieter

Jannasch. Titel: Roloff/Matek Maschinenelemente 19.Aufl. (FS: Formelsammlung)

Nr.36: Autor: Wihelm Matek, Dieter Muhs, herbert Wittel, Manfred Becker, Dieter

Jannasch. Titel: Roloff/Matek Maschinenelemente 19.Aufl. (FS: Formelsammlung)

Nr.37: Autor: Wihelm Matek, Dieter Muhs, herbert Wittel, Manfred Becker, Dieter

Jannasch. Titel: Roloff/Matek Maschinenelemente 19.Aufl. (FS: Formelsammlung)

- Nr.38: Autor: Wilhelm Matek, Dieter Muhs, herbert Wittel, Manfred Becker, Dieter Jannasch. Titel: Roloff/Matek Maschinenelemente 19.Aufl. (FS: Formelsammlung)
- Nr.39: Autor: Wilhelm Matek, Dieter Muhs, herbert Wittel, Manfred Becker, Dieter Jannasch. Titel: Roloff/Matek Maschinenelemente 19.Aufl. (FS: Formelsammlung)
- Nr.40: Autor: Wilhelm Matek, Dieter Muhs, herbert Wittel, Manfred Becker, Dieter Jannasch. Titel: Roloff/Matek Maschinenelemente 19.Aufl. (FS: Formelsammlung)
- Abb.11-1: Autor: Wilhelm Matek, Dieter Muhs, herbert Wittel, Manfred Becker, Dieter Jannasch. Titel: Roloff/Matek Maschinenelemente 19.Aufl. (Normung, Berechnung, Gestaltung)
- Autor: Wilhelm Matek, Dieter Muhs, herbert Wittel, Manfred Becker, Dieter Jannasch.
Titel: Roloff/Matek Maschinenelemente 19.Aufl. (TB: Tabellenbuch)

14.2 Chinesische Literaturangaben(Übersetzung)

1) Formel:

- Nr.1: Daxian Cheng. Handbuch für Maschinen-Konstruktion Nr.3. S.14-440
- Nr.2: Daxian Cheng. Handbuch für Maschinen-Konstruktion Nr.3. S.14-439
- Nr.3: Daxian Cheng. Handbuch für Maschinen-Konstruktion Nr.3. S.14-439
- Nr.4: Daxian Cheng. Handbuch für Maschinen-Konstruktion Nr.3. S.14-440
- Nr.5: Daxian Cheng. Handbuch für Maschinen-Konstruktion Nr.3. S.14-440
- Nr.6: Daxian Cheng. Handbuch für Maschinen-Konstruktion Nr.3. S.14.133
- Nr.7: Daxian Cheng. Handbuch für Maschinen-Konstruktion Nr.3. S.14-18
- Nr.8: Daxian Cheng. Handbuch für Maschinen-Konstruktion Nr.3. S.14-132
- Nr.9: Daxian Cheng. Handbuch für Maschinen-Konstruktion Nr.3. S.14-464
- Nr.10: Daxian Cheng. Handbuch für Maschinen-Konstruktion Nr.3. S.14-444
- Nr.13: Daxian Cheng. Handbuch für Maschinen-Konstruktion Nr.3. S.14-443
- Nr.14: Daxian Cheng. Handbuch für Maschinen-Konstruktion Nr.3. S.14-450
- Nr.16: Daxian Cheng. Handbuch für Maschinen-Konstruktion Nr.3. S.14-153
- Nr.17: Daxian Cheng. Handbuch für Maschinen-Konstruktion Nr.3. S.14-135
- Nr.18: Daxian Cheng. Handbuch für Maschinen-Konstruktion Nr.3. S.14-157

Nr.21: Daxian Cheng. Handbuch für Maschinen-Konstruktion Nr.3. S.14-157
Nr.22: Daxian Cheng. Handbuch für Maschinen-Konstruktion Nr.3. S.14-137
Nr.23: Daxian Cheng. Handbuch für Maschinen-Konstruktion Nr.3. S.14-137
Nr.24: Daxian Cheng. Handbuch für Maschinen-Konstruktion Nr.3. S.14-157
Nr.25: Daxian Cheng. Handbuch für Maschinen-Konstruktion Nr.3. S.14-157
Nr.26: Daxian Cheng. Handbuch für Maschinen-Konstruktion Nr.3. S.14-18
Nr.27: Daxian Cheng. Handbuch für Maschinen-Konstruktion Nr.3. S.14-18
Nr.28: Daxian Cheng. Handbuch für Maschinen-Konstruktion Nr.3. S.14-145
Nr.31: Daxian Cheng. Handbuch für Maschinen-Konstruktion Nr.3. S.14-481
Nr.41: Daxian Cheng. Handbuch für Maschinen-Konstruktion Nr.3. S.14-483
Nr.42: Daxian Cheng. Handbuch für Maschinen-Konstruktion Nr.3. S.14-483

2) Tabelle:

Tab.3-1: Daxian Cheng. Handbuch für Maschinen-Konstruktion Nr.3. S.14-432
Tab.4-1: Daxian Cheng. Handbuch für Maschinen-Konstruktion Nr.3. S.14-441
Tab.4-2: Daxian Cheng. Handbuch für Maschinen-Konstruktion Nr.3. S.14-133
Tab.4-3: Daxian Cheng. Handbuch für Maschinen-Konstruktion Nr.3. S.14-133
Tab.5-2: Daxian Cheng. Handbuch für Maschinen-Konstruktion Nr.3. S.14-145
Tab.8-1: Daxian Cheng. Handbuch für Maschinen-Konstruktion Nr.2. S.7-333
Tab.8-2: Daxian Cheng. Handbuch für Maschinen-Konstruktion Nr.2. S.7-334
Tab.8-3: Daxian Cheng. Handbuch für Maschinen-Konstruktion Nr.2. S.7-334
Tab.8-4: Daxian Cheng. Handbuch für Maschinen-Konstruktion Nr.2. S.7-334
Tab.8-5: Daxian Cheng. Handbuch für Maschinen-Konstruktion Nr.2. S.7-335
Tab.8-6: Daxian Cheng. Handbuch für Maschinen-Konstruktion Nr.2. S.7-335
Tab.8-7: Daxian Cheng. Handbuch für Maschinen-Konstruktion Nr.2. S.7-336
Tab.8-8: Daxian Cheng. Handbuch für Maschinen-Konstruktion Nr.2. S.7-336
Tab.9-1: Daxian Cheng. Handbuch für Maschinen-Konstruktion Nr.3. S.5-260
Tab.12-1: Daxian Cheng. Handbuch für Maschinen-Konstruktion Nr.3. S.10-333

Abbildung:

Abb. 3-1: Daxian Cheng. Handbuch für Maschinen-Konstruktion Nr.3. S.14-332
Abb. 4-1: Daxian Cheng. Handbuch für Maschinen-Konstruktion Nr.3. S.14-462

Abb. 4-2: Daxian Cheng. Handbuch für Maschinen-Konstruktion Nr.3. S.14-140
Abb. 4-3: Daxian Cheng. Handbuch für Maschinen-Konstruktion Nr.3. S.14-469
Abb. 4-4: Daxian Cheng. Handbuch für Maschinen-Konstruktion Nr.3. S.14-469
Abb. 4-5: Daxian Cheng. Handbuch für Maschinen-Konstruktion Nr.3. S.14-469
Abb. 4-6: Daxian Cheng. Handbuch für Maschinen-Konstruktion Nr.3. S.14-153
Abb. 4-7: Daxian Cheng. Handbuch für Maschinen-Konstruktion Nr.3. S.14-173
Abb. 8-1: Daxian Cheng. Handbuch für Maschinen-Konstruktion Nr.3. S.7-332
Abb. 9-1: Daxian Cheng. Handbuch für Maschinen-Konstruktion Nr.3. S.5-259
Abb. 10-1: Daxian Cheng. Handbuch für Maschinen-Konstruktion Nr.3. S.14-483
Abb. 12-1: Daxian Cheng. Handbuch für Maschinen-Konstruktion Nr.3. S.10-332

Selbstständigkeitserklärung

Hiermit erkläre ich, dass die Arbeit selbstständig verfasst, in gleicher oder ähnlicher Fassung noch nicht in einem anderen Studiengang als Prüfungsleistung vorgelegt wurde und keine anderen als die angegebenen Hilfsmittel und Quellen, einschließlich der angegebenen oder beschriebenen Software, verwendet wurden.

Ort und Datum

Unterschrift