

Konstruktionsentwurf im Fach Konstruktionslehre III

4. Studiensemester TM2017 A

Berechnung und Konstruktion eines Schienenfahrzeugachsgetriebes

im Studiengang Maschinenbau

an der Dualen Hochschule Baden-Württemberg Heidenheim

von

Johannes Schwehr

Nico Plapp

Felix Häussler

22.03.2019

Bearbeitungszeit

10 Wochen

Matrikelnummer, Kurs

5710172, 6487252, 4157166, TM2017A

Ausbildungsfirma

Butzbach, Faist Anlagenbau, Andritz Ritz

Inhalt

1	Projektbeschreibung.....	1
1.1	Projektziel.....	1
2	Projektplanung	2
2.1	Projektzeitplan.....	2
2.2	Anforderungsliste.....	4
2.3	Team-Checkliste.....	6
3	Berechnungen	8
3.1	Wellenberechnung Ritzelwelle	15
3.1.1	Festigkeitsberechnung der Ritzelwelle.....	16
3.1.2	Eigenfrequenzen/ kritische Drehzahlen	20
3.1.3	Durchbiegung der Welle und Verdrehwinkel.....	20
3.2	Wellenberechnung Abtriebswelle	22
3.2.1	Festigkeitsberechnung der Abtriebswelle	22
3.2.2	Eigenfrequenzen/ kritische Drehzahlen	25
3.2.3	Durchbiegung der Welle und Verdrehwinkel.....	25
3.3	Schraubenberechnung Drehmomentstützenanbindung	32
3.3.1	Berechnung.....	33
3.3.2	Ergebnisse:.....	38
4	Projektergebnis	39
5	Montageanleitung.....	40
5.1	Schritt 1: Vormontage Welle Großrad.....	40
5.2	Schritt 2: Vormontage Unterteil Gehäuse	41
5.3	Schritt 3: Zusammenfügen Ober- Unterteil und Vormontage Schritt 1.....	41
5.4	Schritt 4: Vormontage Ritzel.....	42
5.5	Schritt 5: Endmontage Ritzel	43

6	Demontageanleitung	44
7	Literaturverzeichnis	45
8	Abbildungsverzeichnis.....	46
9	Anhang.....	47
9.1	Anforderungsliste.....	47
9.2	Werkstoffdatenblatt 18CrNiMo7-6	47
9.3	Datenblatt Radialwellendichtring	47
9.4	Datenblatt Axial-Rillenkugellager 52310.....	47
9.5	Datenblatt Rillenkugellager 6208-C	47
9.6	Datenblatt Kegelrollenlager 31308-XL.....	47
9.7	Berechnungsblätter zur Lager und Wellenberechnung	47
9.8	Protokoll Welle Ritzel Drehmoment 790Nm, gegen Uhrzeigersinn, Lagerberechnung.....	47
9.9	Protokoll Welle Ritzel Drehmoment 790Nm, im Uhrzeigersinn, Lagerberechnung.....	47
9.10	Protokoll Welle Ritzel Drehmoment 3417,6Nm, gegen Uhrzeigersinn, Festigkeitsnachweis.....	47
9.11	Protokoll Welle Ritzel Drehmoment 3417,6Nm, im Uhrzeigersinn, Festigkeitsnachweis.....	47
9.12	Protokoll Welle Ritzel Drehmoment 8544Nm, gegen Uhrzeigersinn, Worst Case Festigkeitsnachweis statisch	47
9.13	Protokoll Welle Ritzel Drehmoment 8544Nm, im Uhrzeigersinn, Worst Case Festigkeitsnachweis statisch	47
9.14	Schraubenberechnung Drehmomentstützenanbindung	47

1 Projektbeschreibung

1.1 Projektziel

Im Rahmen des Konstruktionsentwurfs im vierten Semester ist das Ziel, ein vollständiges Schienenfahrzeugachsgetriebe für einen Zug zu konstruieren. Wichtig dabei ist die Berechnung der Zahnradverbindung und die dazugehörige Schmierung. Dabei war zu beachten die Lagerung sowie die Ölführung zu den Lagern genau auszuführen.

2 Projektplanung

2.1 Projektzeitplan

Aktivität	Kalenderwoche										
	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
Projektzeitplan											
Anforderungsliste											
Team-Checkliste											
Erste Prinzipskizzen											
Zahnradberechnung											
Positionierung von Ritzelwelle und Lagern											
Kräfteermittlung											
Lagerberechnungen											
Festigkeitsberechnung Ritzelwelle											
Ölführungen											
1. Testat											
Korrekturen aus dem 1. Testat											
Festigkeitsberechnung Abtriebswelle											
Berechnung Pressverbindung Großrad auf Abtriebswelle											
Gehäusegestaltung											
Drehmomentstütze Schraubenberechnung											
Konstruktion Drehmomentstützenanbindung											
Fertigstellung Konstruktion											

2. Testat												
Korrekturen aus dem 2. Testat												
Gesamtzeichnung CAD												
Erläuterung Konstruktion												
Montage- und Demontageanleitung												
Normen, Kaufteile												
Zusammenstellung Dokumentation												
Endkontrolle												
Abgabe												

2.2 Anforderungsliste

Anforderungsliste Schneckenradgetriebe				
Gruppe 5		Projektnr.: 01		Ausgabe: 02.10.2018
Häussler, Schwehr, Plapp				Abgabe: 03.12.2018
F/W	Nummer	Anforderung Forderung(F)/Wunsch(W)	Beschreibung	Verantw./ Quelle
	1	Geometrie		
F	1.1	Lagerabstand	240 mm	NP
F	1.2	Lagerinnendurchmesser	40 mm	NP
	2	Kräfte		
F	2.1	Tangentilakraft	1950 N	FH
F	2.2	Axialkraft	9100 N	FH
F	2.3	Radialkraft	3400 N	FH
	3	Lagerung Variante 1		
F	3.1	Lebensdauer	10000h	JS
F	3.2	Lagerauswahl	zwei Radiallager+ Axiallager	JS
	4	Lagerung Variante 2		
F	4.1	Lebensdauer	10000h	JS
F	4.2	Lagerauswahl	In X-Anordnung	JS
	5	Energie		
F	5.1	Antreibsart	über Passfederverbindung	NP
F	5.2	Übersetzungsverhältnis	40:1	JS/FH
F	5.3	Antriebsleistung	10 kW	JS/FH
F	5.4	Antriebsdrehzahl	1400 1/min	JS/FH
	6	Kosten		
W	6.1	Herstellungskosten	so gering wie möglich	NP
W	6.2	Zukaufkosten	so gering wie möglich	NP
	7	Fertigung/Montage		
F	7.1	Schraubenverbindung	Notwendige Bohrungen zur Montage vorhanden	FH
W	7.2	Allgemein	Einfach zu montieren, Normteile soweit vorh.	JS

F/W	Nummer	Anforderung Forderung(F)/Wunsch(W)	Beschreibung	Verantw./ Quelle
F	8 8.1	Gebrauch Befestigung	Mit Bodenankern	NP
W	9 9.1	Instandhaltung Wartung	Wartungsarm	NP
F	10 10.1	Termin 1. Testat	16.10.2018	JS/FH/NP
F	10.2	2. Testat	21.11.2018	JS/FH/NP
F	10.3	Abgabe	03.12.2018	JS/FH/NP

Eine detaillierter Anforderungsliste zu den technischen Details ist im Anhang zu finden.

2.3 Team-Checkliste

Aufgabe	Verantwortlicher	Zeitpunkt eingehalten	Geprüft
Projektzeitplan	FH		
Anforderungsliste	FH		
Team-Checkliste	FH		
Erste Prinzipskizzen	NP		
Zahnradberechnung	JS, NP, FH		
Positionierung von Ritzelwelle und Lagern	NP		
Kräfteermittlung	JS		
Lagerberechnungen	JS		
Festigkeitsberechnung Ritzelwelle	FH		
Ölführungen	NP		
1. Testat	JS, NP, FH		
Korrekturen aus dem 1. Testat	JS, NP, FH		
Festigkeitsberechnung Abtriebswelle	FH		
Berechnung Pressverbindung Großrad auf Abtriebswelle	JS		
Gehäusegestaltung	NP		
Drehmomentstütze Schraubenberechnung	FH		
Konstruktion Drehmomentstützenanbindung	NP		
Fertigstellung Konstruktion	NP		

2. Testat	JS, NP, FH		
Korrekturen aus dem 2. Testat	JS, NP, FH		
Gesamtzeichnung CAD	NP		
Erläuterung Konstruktion	NP		
Montage- und Demontageanleitung	NP		
Normen, Kaufteile	JS		
Zusammenstellung Dokumentation	JS, FH		
Endkontrolle	JS, NP, FH		
Abgabe	JS, NP, FH		

3 Berechnungen

3.1 Berechnung der auf die Welle wirkenden Kräfte

Hierbei wird von einem Rechenmoment von 790 Nm ausgegangen (s. Aufgabenstellung). Der Nachweis für den dann geforderten Lagerdurchmesser von $d_{\text{Lager}} \leq 75 \text{ mm}$ ist im Kapitel 3.2 Berechnung der Lagerkräfte ausgeführt.

Gegebene Daten:

$T = 790 \text{ Nm}$, Wälzkreisradius $d_w = 94,788 \text{ mm}$, Betriebs-Eingriffswinkel $\alpha_{wt} = 20,516^\circ$,
Schrägungswinkel am Wälzkreis β_w (laut MA Decker 20.Auflage $\beta_w \approx \beta$) = 14°

Die auf die Welle wirkende Tangentialkraft F_t , Radialkraft F_r und Axialkraft F_a kann wie folgend berechnet werden:

$$F_t = \frac{T}{d_w \cdot 0,5}$$

$$\Rightarrow F_t = 16668,78 \text{ N}$$

$$F_r = F_t \cdot \tan(\alpha_{wt})$$

$$\Rightarrow F_r = 6237,51 \text{ N}$$

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

$$\Rightarrow F_a = 4155,99 \text{ N}$$

3.2 Berechnung der Lagerkräfte

Zunächst wird zur Berechnung der Lagerkräfte die Baugruppe in zwei Ebenen unterteilt.

Die Y-Ebene stellt den Schnitt in der Vorderansicht dar, wohingegen die X-Ebene die Aufsicht darstellt. Nach dem Einzeichnen der Lagerkräfte können, mittels Aufstellen der Gleichgewichtsbedingungen, die einzelnen Lagerkräfte ermittelt werden.

3.2.1 Berechnung der Lagerkräfte in Y – Ebene:

Für die Beispielrechnung wird die Welle im Rechtslauf betrachtet. Nachfolgende Abbildung bildet die auftretenden Kräfte auf die beiden Radiallager ab.

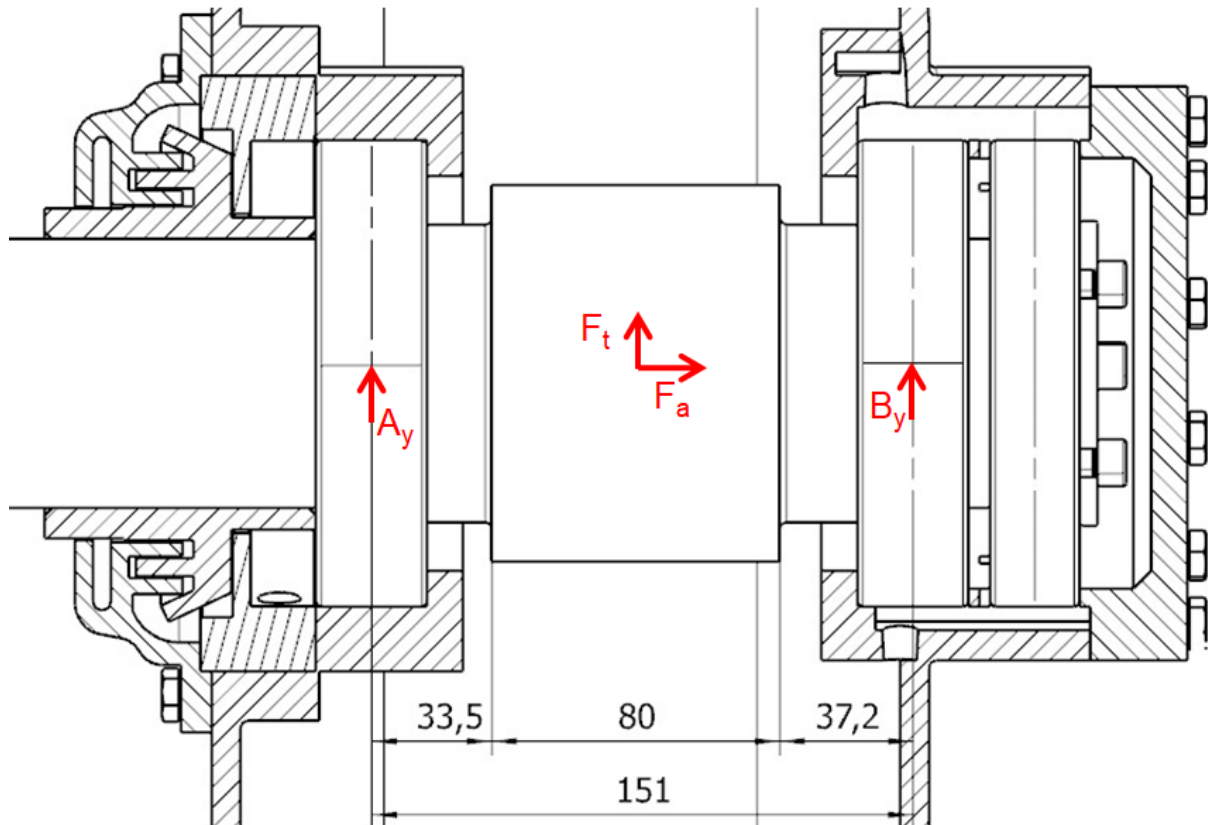


Abb.: 1 Lagerkräfte in der Y-Ebene im Rechtslauf

Mit $\sum M = 0$ um Lager A ergibt sich:

$$F_t \cdot l_1 + B_y \cdot l_L = 0$$

$$\Rightarrow B_y = -8113,6 \text{ N}$$

Mit $\sum \uparrow = 0$ ergibt sich:

$$A_y + F_t + B_y = 0$$

$$\Rightarrow A_y = -8555,2 \text{ N}$$

Das Vierpunktlager C (rechts außen) nimmt bei dieser Anordnung die gesamte Axialkraft F_a auf.

3.2.2 Berechnung der Lagerkräfte in X – Ebene:

Für die Beispielrechnung wird die Welle im Rechtslauf betrachtet. Nachfolgende Abbildung bildet die auftretenden Kräfte auf die beiden Radiallager ab.

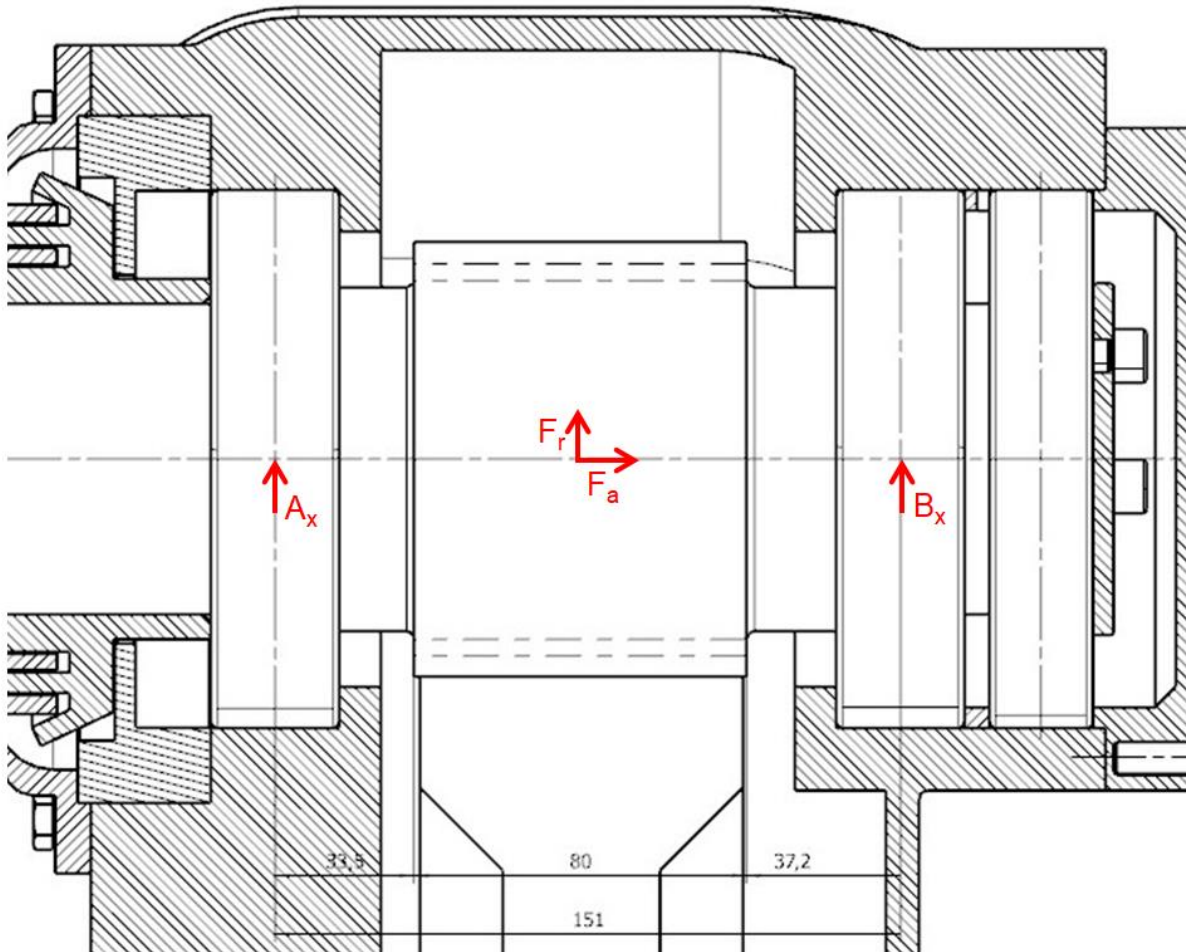


Abb.: 2 Lagerkräfte in der X-Ebene im Rechtslauf

Mit $\sum M = 0$ um Lager A ergibt sich:

$$F_r \cdot l_1 + B_x \cdot L_L + F_a \cdot d_{w1} \cdot \frac{1}{2} = 0$$

$$\Rightarrow B_x = -4340,6 \text{ N}$$

Mit $\sum \uparrow = 0$ ergibt sich:

$$A_x + F_r + B_x = 0$$

$$\Rightarrow A_x = -1896,9 \text{ N}$$

3.3 Berechnung der radial wirkenden Kräfte:

Da die errechneten Lagerkräfte senkrecht aufeinander stehen, können diese quadratisch addiert werden um so die radial wirkenden Kräfte F_{rA} und F_{rB} zu berechnen.

$$F_{rA} = \sqrt{A_x^2 + A_y^2}$$

$$F_{rA} = 8762,9 \text{ N}$$

$$F_{rB} = \sqrt{B_x^2 + B_y^2}$$

$$F_{rB} = 9201,7 \text{ N}$$

Für den Linkslauf erfolgt die Kraftberechnung analog. Hierbei ist zu beachten, dass sich die Axial- und Tangentialkraft umkehren nicht jedoch die Radialkraft (s. Abb.: 3 und Abb.: 4)

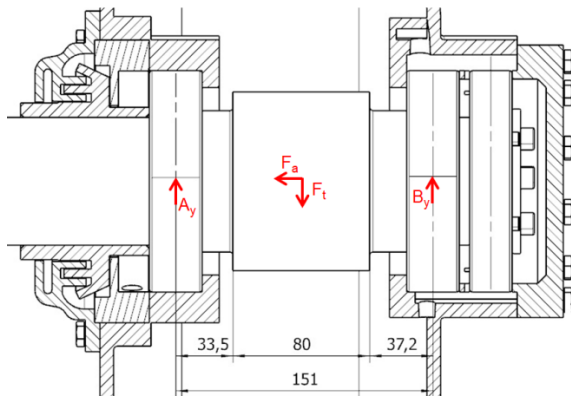


Abb.: 3 Lagerkräfte in der Y-Ebene im Linkslauf

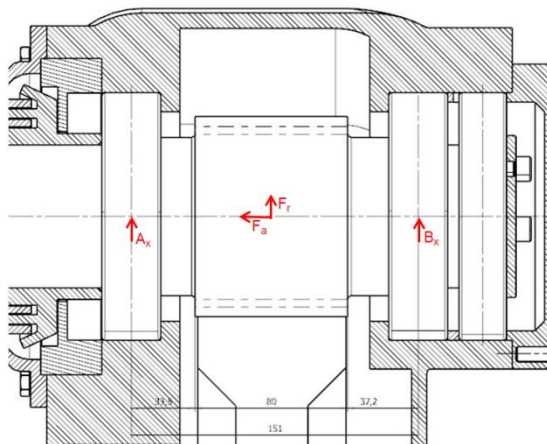


Abb.: 4 Lagerkräfte in der X-Ebene im Linkslauf

Die Ergebnisse dieser Berechnung können der Excel-Tabelle (Lagerkraftberechnung Metrogetriebe) im Anhang entnommen werden.

3.4 Lagerauslegung

3.4.1 Berechnung der erforderlichen Lagerlebensdauer L_{10ges}

Vorgegebene Werte aus der Aufgabenstellung:

Raddurchmesser: $d_{neu} = 860 \text{ mm}$; $d_{alt} = 770 \Rightarrow$

mittlerer Raddurchmesser $d_{Rad} = 815 \text{ mm}$

Fahrzeughöchstgeschwindigkeit $v_{max} = 100 \frac{\text{km}}{\text{h}}$; Zähnezahilverhältnis $u = 6,174$

Geforderte Lebensdauerstrecke $s = 3200000 \text{ km}$; Lastkollektiv = 50% – 50%

Berechnung der maximalen Drehzahl bei v_{max} :

$$n_{max} = \frac{v_{max}}{d_{Rad} \cdot \pi \cdot 60} \cdot u$$

$$\Rightarrow n_{max} = 4018,91 \frac{1}{\text{min}}$$

Aus der errechneten Umdrehungszahl des Großrades wird L_{10ges} erforderlich bestimmt

$$L_{10ges} = \frac{s}{\pi \cdot d_{Rad}} \cdot u$$

$$\Rightarrow L_{10ges} = 7,72 \cdot 10^9 \text{ Umdrehungen}$$

Mit der halben Maximaldrehzahl als geschätzte Betriebsdrehzahl errechnet sich nun eine erforderliche Lagerlebensdauer L_{10h} in Stunden.

$$L_{10h} = \frac{L_{10ges}}{n_{max} \cdot 0,5 \cdot 60}$$

$$L_{10h} = 6,4 \cdot 10^4 \text{ h}$$

3.4.2 Berechnung der Lagerlebensdauer der Radiallager

Da die Radiallagerlebensdauer im Lastkollektiv zu errechnen ist, wird anders als bei der Axiallager Berechnung kein $C_{dyn \min}$ ermittelt, sondern die Lagerlebensdauer für jedes Lager einzeln errechnet und anschließend mit L_{10ges} verglichen.

Beispielhaft wird diese für das gewählt Lager NU2215E-XL-TVP2 im Rechtslauf bestimmt.

Gegebene Werte:

$C_{dyn} = 192000N$; $d = 75mm$; $D = 160mm$; $p = \frac{10}{3}$; nach Schäffler S.419 gilt: $P_A = F_{rA}$ & $P_B = F_{rB}$

Nach MA Decker, 20. Auflage ergibt sich:

$$L_{10i \text{ rechts}} = \left(\frac{C_{dyn}}{P_{i \text{ rechts}}} \right)^p \cdot 10^6$$

$$\Rightarrow L_{10A \text{ rechts}} = 29433146793 \text{ Umdrehungen}$$

$$\Rightarrow L_{10B \text{ rechts}} = 25009859372 \text{ Umdrehungen}$$

$L_{10A \text{ links}}$ und $L_{10B \text{ links}}$ können analog errechnet werden mit dem Ergebnis, dass $L_{10A \text{ links}}$ und $L_{10B \text{ links}}$ ihre Werte vertauschen (s. Excel-Tabelle Lagerkraftberechnung) Dies kann auf die symmetrische Anordnung der Lager zurückgeführt werden.

Sind nun die Einzelwerte im Rechts- und Linkslauf bekannt, so kann mit der Formel

$$L_{10i \text{ ges}} = \frac{100000}{\frac{50}{\frac{L_{10i \text{ rechts}}}{1000}} + \frac{50}{\frac{L_{10i \text{ links}}}{1000}}}$$

das Lastkollektiv bestimmt werden.

$$\Rightarrow L_{10A \text{ ges}} = 2,46 \cdot 10^{10} > 7,72 \cdot 10^9 = L_{10 \text{ ges}}$$

$$\Rightarrow L_{10B \text{ ges}} = 2,93 \cdot 10^{10} > 7,72 \cdot 10^9 = L_{10 \text{ ges}}$$

Somit gelten die gewählten Radiallager hinsichtlich der vorgegebenen Lagerlebensdauer als ausreichend.

3.4.3 Berechnung der Lagerlebensdauer des Axiallagers:

Zunächst wird die dynamisch äquivalente Belastung der Lager ermittelt.

Laut Aufgabenstellung: $P = 1,07 \cdot F_a$

$$P = 4446,9 \text{ N}$$

Mit $p = 3$ (für Kugellager) und einer geforderten Lagerlebensdauer kann nach MA Decker, 20. Auflage ein $C_{\text{dyn min}}$ errechnet werden.

$$C_{\text{min}} = \sqrt[p]{\frac{L_{10\text{ges}}}{10^6}} \cdot P$$

$$\Rightarrow C_{\text{min}} = 87888,1 \text{ N}$$

Folglich kann das Vierpunktlager QJ 215-XL-TVP mit einem C_{dyn} von 129 kN verwendet werden.

Die Gegenrechnung nach MA Decker ergibt:

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P} \right)^p \cdot 10^6$$

$$L_{10} = 2,4 \cdot 10^{10} > L_{10\text{ges}} = 7,72 \cdot 10^9$$

3.5.1 Festigkeitsberechnung der Ritzelwelle

Die Berechnungen zur Festigkeit der Ritzelwelle werden mit Hilfe von „Kisssoft“ nach DIN 743:2012 durchgeführt. Die Fehlermeldungen die bei der Berechnung auftreten beziehen sich allesamt auf die Lagerberechnung. Da die Lager jedoch gesondert berechnet werden, können die Fehlermeldungen unbeachtet bleiben. Sie haben keine Auswirkungen auf die Festigkeitsberechnung.

Für die Berechnung werden Zug/ Druck und die Torsion als schwellend, die Biegung und Scherung als wechselnd angenommen. Die Sollsicherheiten werden mit 1,5 für den statischen und 2,0 für den dynamischen Belastungsfall festgelegt. Die Welle wird aus 18CrNiMo7-6 gefertigt.

Somit ergeben sich für die kritischen Querschnitte A-A bis D-D folgende Ergebnisse:

- Drehrichtung im Uhrzeigersinn

Berechnung der Dauerfestigkeit und der statischen Festigkeit

Berechnung für Beanspruchungsfall 2 ($\sigma_{av}/\sigma_{mv} = \text{konst}$)

Querschnitt	Lage (Y-Koor) (mm)	
A-A	175.00	Wellenabsatz mit Freistich
B-B	144.01	Press-Sitz
C-C	213.30	Zahnwelle/Kerbverzahnung
D-D	193.30	Wellenabsatz

Resultate:

Querschnitt	Kfb	Kfs	K2d	SD	SS	SA
A-A	1.91	0.86	0.85	5.73	5.36	14.59
B-B	2.72	1.00	0.85	5.89	5.63	18.34
C-C	1.00	1.00	0.84	7.98	8.49	32.33
D-D	1.00	0.77	0.84	7.94	6.85	26.99

Sollsicherheiten: 2.00 1.50 1.50

Abkürzungen:

Kfb: Kerbfaktor Biegung

Kfs: Oberflächenfaktor

K2d: Grössenfaktor Biegung

SD: Sicherheit Dauerfestigkeit

SS: Sicherheit Streckgrenze

SA: Sicherheit Anriss

Ausnutzung (%) [Smin/S]

Querschnitt	Statisch	Dauerfest
A-A	27.962	34.931
B-B	26.632	33.982
C-C	17.667	25.074
D-D	21.894	25.194

Maximale Ausnutzung (%) [A] 34.931

- Drehrichtung gegen den Uhrzeigersinn

Berechnung der Dauerfestigkeit und der statischen Festigkeit

Berechnung für Beanspruchungsfall 2 ($\sigma_{av}/\sigma_{mv} = \text{konst}$)

Querschnitt	Lage (Y-Koor) (mm)	
A-A	175.00	Wellenabsatz mit Freistich
B-B	144.01	Press-Sitz
C-C	213.30	Zahnwelle/Kerbverzahnung
D-D	193.30	Wellenabsatz

Resultate:

Querschnitt	Kfb	Kfs	K2d	SD	SS	SA
A-A	1.91	0.86	0.85	5.93	5.40	15.11
B-B	2.72	1.00	0.85	5.89	5.63	18.34
C-C	1.00	1.00	0.84	8.20	8.95	34.79
D-D	1.00	0.77	0.84	8.47	7.02	28.44

Sollsicherheiten: 2.00 1.50 1.50

Abkürzungen:

Kfb: Kerbfaktor Biegung

Kfs: Oberflächenfaktor

K2d: Grössenfaktor Biegung

SD: Sicherheit Dauerfestigkeit

SS: Sicherheit Streckgrenze

SA: Sicherheit Anriss

Ausnutzung (%) [Smin/S]

Querschnitt	Statisch	Dauerfest
A-A	27.802	33.731
B-B	26.632	33.982
C-C	16.763	24.404
D-D	21.359	23.619

Maximale Ausnutzung (%) [A] 33.982

Die geforderten Sicherheiten werden in beiden Drehrichtungen eingehalten. Detaillierte Ergebnisse zur Berechnung sind in den Berechnungsprotokollen „Protokoll Welle Ritzel Drehmoment 3417,6Nm, im Uhrzeigersinn, Festigkeitsnachweis“ und „Protokoll Welle Ritzel Drehmoment 3417,6Nm, gegen Uhrzeigersinn, Festigkeitsnachweis“ zu finden.

Kurzschlussfall

Da die Welle auch im Kurzschlussfall des Motors den erhöhten Belastungen standhalten muss, wird eine zusätzliche, statische Berechnung der Welle für das Kurzschlussmoment durchgeführt.

Das Kurzschlussmoment auf der Ritzelwelle ergibt sich aus:

$$M_{Ks,Ritzel} = \frac{M_{Ks,Großrad}}{u} = \frac{2,5 \cdot M_{A\,Großrad,KA}}{u} = \frac{2,5 \cdot 21100\,Nm}{6,174} = 8544\,Nm$$

Somit ergeben sich für die kritischen Querschnitte A-A bis D-D folgende Ergebnisse:

- Drehrichtung im Uhrzeigersinn

Resultate:						
Querschnitt	Kfb	Kfs	K2d	SD	SS	SA
A-A	1.91	0.86	0.85	2.29	2.15	5.83
B-B	2.72	1.00	0.85	2.35	2.25	7.34
C-C	1.00	1.00	0.84	3.19	3.40	12.93
D-D	1.00	0.77	0.84	3.17	2.74	10.79
Sollsicherheiten:				2.00	1.50	1.50

- Drehrichtung gegen den Uhrzeigersinn

Resultate:						
Querschnitt	Kfb	Kfs	K2d	SD	SS	SA
A-A	1.91	0.86	0.85	2.37	2.16	6.05
B-B	2.72	1.00	0.85	2.35	2.25	7.34
C-C	1.00	1.00	0.84	3.28	3.58	13.92
D-D	1.00	0.77	0.84	3.39	2.81	11.38
Sollsicherheiten:				2.00	1.50	1.50

Die Ergebnisse für die Dauerfestigkeit sind bei dieser statischen Betrachtung zu vernachlässigen. Die statischen Ergebnisse sind rot hervorgehoben. Die geforderten Sicherheiten werden eingehalten. Detaillierte Ergebnisse zur Berechnung sind in den Berechnungsprotokollen „Protokoll Welle Ritzel Drehmoment 8544Nm, im Uhrzeigersinn, Worst Case Festigkeitsnachweis statisch“ und „Protokoll Welle Ritzel Drehmoment 8544Nm, gegen Uhrzeigersinn, Worst Case Festigkeitsnachweis statisch“ zu finden.

Bereich der 4xM8 Bohrungen

Die Gewindebohrungen am rechten Ende der Ritzelwelle (4xM8), über die der Lagerdeckel aufgeschraubt wird, werden in der Berechnung mit KISSsoft nicht weiter betrachtet. Da das Biegemoment in diesem Bereich Null ist (siehe Biegemomentenverlauf) und nur eine Axialkraft auftritt (siehe Kräfteverlauf) wird dieser Bereich nochmals separat mit den Gewindebohrungen berechnet.

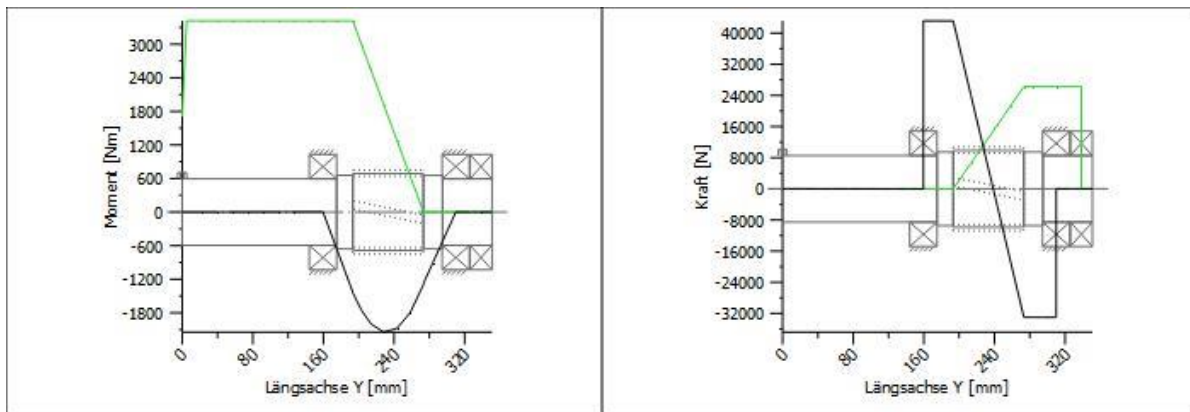
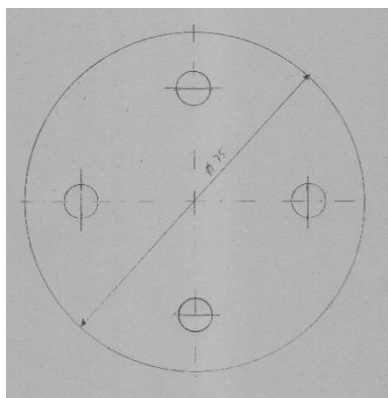


Abb.: 6 Momenten (links)- und Kräfteverlauf (rechts) der Ritzelwelle

Querschnittsfläche des Wellenbereichs:



**Abb.: 7 Skizze
Querschnittsfläche**

Die Querschnittsfläche ergibt sich aus der Querschnittsfläche der Welle abzüglich der Spannungsquerschnitte der 4 Gewinde:

$$A = A_{\text{Welle}} - 4 \cdot S = \frac{\pi}{4} \cdot (75\text{mm})^2 - 4 \cdot 36,6\text{ mm}^2 = 4271,46\text{ mm}^2$$

Die Axialkraft ergibt sich zu 26,246 kN (siehe Berechnungsprotokolle „Protokoll Welle Ritzel Drehmoment 3417,6Nm, im Uhrzeigersinn, Festigkeitsnachweis“ bzw. „Protokoll Welle Ritzel Drehmoment 3417,6Nm, gegen Uhrzeigersinn, Festigkeitsnachweis“).

Somit ergibt sich:

$$\frac{F_A}{A} \leq \frac{R_e}{s}$$

$$\frac{26,246 \text{ kN}}{4271,46 \text{ mm}^2} \leq \frac{850 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}}{s}$$

$$s \geq 138,34$$

Die Sicherheit ist in diesem Bereich mehr als ausreichend. Aufgrund dieser großen Sicherheit wird keine weitere Betrachtung für den Kurzschlussfall vorgenommen.

3.5.2 Eigenfrequenzen/ kritische Drehzahlen

Die Eigenfrequenzen und kritischen Drehzahlen werden mit Hilfe von „Kisssoft“ berechnet. Es ergeben sich folgende Ergebnisse:

1. Eigenfrequenz:	0.00 Hz, Kritische Drehzahl:	0.00 1/min	Starrkörperrotation Y 'Welle 1'
2. Eigenfrequenz:	1413.83 Hz, Kritische Drehzahl:	84829.85 1/min	Biegung YZ 'Welle 1'
3. Eigenfrequenz:	4006.19 Hz, Kritische Drehzahl:	240371.11 1/min	Axial 'Welle 1'

Die Eigenfrequenzen und kritischen Drehzahlen liegen weit unter bzw. über der maximalen Betriebsdrehzahl von $4018,9 \text{ min}^{-1}$ und stellen somit kein Problem dar. Detaillierte Ergebnisse zur Berechnung sind in den Berechnungsprotokollen „Protokoll Welle Ritzel Drehmoment 3417,6Nm, im Uhrzeigersinn, Festigkeitsnachweis“ bzw. „Protokoll Welle Ritzel Drehmoment 3417,6Nm, gegen Uhrzeigersinn, Festigkeitsnachweis“ zu finden.

3.5.3 Durchbiegung der Welle und Verdrehwinkel

Die Durchbiegung der Welle wird mit Hilfe von „Kisssoft“ berechnet. Es ergeben sich folgende Ergebnisse:

- Drehrichtung im Uhrzeigersinn

Welle

Maximale Durchbiegung (µm)	39.933
Position des Maximums (mm)	228.300
Massenschwerpunkt (mm)	180.959
Summe der axialen Belastung (N)	-26246.037
Verdrehung unter Drehmoment (°)	0.160

- Drehrichtung gegen den Uhrzeigersinn

Welle

Maximale Durchbiegung (µm)	39.935
Position des Maximums (mm)	228.300
Massenschwerpunkt (mm)	180.959
Summe der axialen Belastung (N)	26246.037
Verdrehung unter Drehmoment (°)	-0.160

Die Durchbiegung und der Verdrehwinkel sind in einem zulässigen Bereich. Detaillierte Ergebnisse zur Berechnung sind in den Berechnungsprotokollen

„Protokoll Welle Ritzel Drehmoment 3417,6Nm, im Uhrzeigersinn, Festigkeitsnachweis“ und „Protokoll Welle Ritzel Drehmoment 3417,6Nm, gegen Uhrzeigersinn, Festigkeitsnachweis“ zu finden.

den statischen und 2,0 für den dynamischen Belastungsfall festgelegt. Die Welle wird aus 18CrNiMo7-6 gefertigt.

Somit ergeben sich für die kritischen Querschnitte A-A bis D-D folgende Ergebnisse:

Berechnung der Dauerfestigkeit und der statischen Festigkeit

Berechnung für Beanspruchungsfall 2 ($\sigma_{av}/\sigma_{mv} = \text{konst}$)

Querschnitt	Lage (Y-Koor) (mm)	
A-A	736.51	Press-Sitz
B-B	733.00	Wellenabsatz mit Freisich
C-C	783.00	Wellenabsatz mit Freisich
D-D	571.00	Wellenabsatz mit Freisich

Resultate:

Querschnitt	Kfb	Kfs	K2d	SD	SS	SA
A-A	2.64	1.00	0.80	26.07	37.68	125.91
B-B	2.40	0.79	0.80	26.91	37.42	113.31
C-C	2.59	0.79	0.80	29.87	31.38	90.02
D-D	2.59	0.79	0.80	30.40	31.49	96.82

Sollsicherheiten: 2.00 1.50 1.50

Abkürzungen:

Kfb: Kerbfaktor Biegung

Kfs: Oberflächenfaktor

K2d: Grössenfaktor Biegung

SD: Sicherheit Dauerfestigkeit

SS: Sicherheit Streckgrenze

SA: Sicherheit Anriss

Ausnutzung (%) [Smin/S]

Querschnitt	Statisch	Dauerfest
A-A	3.981	7.670
B-B	4.008	7.432
C-C	4.780	6.695
D-D	4.764	6.580

Maximale Ausnutzung (%) [A] 7.670

Die geforderten Sicherheiten werden eingehalten. Detaillierte Ergebnisse zur Berechnung sind im Berechnungsprotokoll „Protokoll Welle Großrad Drehmoment 21100Nm, Festigkeitsnachweis“ zu finden.

Kurzschlussfall

Da die Welle auch im Kurzschlussfall des Motors den erhöhten Belastungen standhalten muss, wird eine zusätzliche, statische Berechnung der Welle für das Kurzschlussmoment durchgeführt.

Das Kurzschlussmoment auf der Abtriebswelle ergibt sich aus:

$$M_{Ks,Großrad} = 2,5 \cdot M_{A\,Großrad,KA} = 2,5 \cdot 21100\,Nm = 52750\,Nm$$

Somit ergeben sich für die kritischen Querschnitte A-A bis D-D folgende Ergebnisse:

Berechnung der Dauerfestigkeit und der statischen Festigkeit

Berechnung für Beanspruchungsfall 2 ($\sigma_{av}/\sigma_{mv} = \text{konst}$)

Querschnitt	Lage (Y-Koor) (mm)	
A-A	736.51	Press-Sitz
B-B	733.00	Wellenabsatz mit Freistich
C-C	783.00	Wellenabsatz mit Freistich
D-D	571.00	Wellenabsatz mit Freistich

Resultate:

Querschnitt	Kfb	Kfs	K2d	SD	SS	SA
A-A	2.64	1.00	0.80	11.38	15.01	48.61
B-B	2.40	0.79	0.80	11.74	14.92	43.59
C-C	2.59	0.79	0.80	12.19	12.60	38.86
D-D	2.59	0.79	0.80	12.21	12.60	40.01

Sollsicherheiten: 2.00 1.50 1.50

Abkürzungen:

Kfb: Kerbfaktor Biegung

Kfo: Oberflächenfaktor

K2d: Grössenfaktor Biegung

SD: Sicherheit Dauerfestigkeit

SS: Sicherheit Streckgrenze

SA: Sicherheit Anriss

Ausnutzung (%) [Smin/S]

Querschnitt	Statisch	Dauerfest
A-A	9.992	17.572
B-B	10.051	17.034
C-C	11.909	16.409
D-D	11.902	16.382
Maximale Ausnutzung (%)	[A]	17.572

Die Ergebnisse für die Dauerfestigkeit sind bei dieser statischen Betrachtung zu vernachlässigen. Die statischen Ergebnisse sind rot hervorgehoben. Die geforderten Sicherheiten werden eingehalten. Detaillierte Ergebnisse zur Berechnung sind im

Berechnungsprotokoll „Protokoll Welle Großrad Drehmoment 52750Nm, Festigkeitsnachweis Kurzschlussfall“ zu finden.

3.6.2 Eigenfrequenzen/ kritische Drehzahlen

Die Eigenfrequenzen und kritischen Drehzahlen werden mit Hilfe von „Kissoft“ berechnet. Es ergeben sich folgende Ergebnisse:

1. Eigenfrequenz:	0.00 Hz, Kritische Drehzahl:	0.00 1/min	Starrkörperrotation Y 'Welle 1'
2. Eigenfrequenz:	158.94 Hz, Kritische Drehzahl:	9536.17 1/min	Biegung XY 'Welle 1', Biegung YZ 'Welle 1'
3. Eigenfrequenz:	346.86 Hz, Kritische Drehzahl:	20811.51 1/min	Biegung XY 'Welle 1', Biegung YZ 'Welle 1'

Die Eigenfrequenzen und kritischen Drehzahlen liegen weit unter bzw. über der maximalen Betriebsdrehzahl von $650,94 \text{ min}^{-1}$ und stellen somit kein Problem dar. Detaillierte Ergebnisse zur Berechnung sind im Berechnungsprotokoll „Protokoll Welle Großrad Drehmoment 21100Nm, Festigkeitsnachweis“ zu finden.

3.6.3 Durchbiegung der Welle und Verdrehwinkel

Die Durchbiegung der Welle wird mit Hilfe von „Kissoft“ berechnet. Es ergeben sich folgende Ergebnisse:

Maximale Durchbiegung (μm)	25.113
Position des Maximums (mm)	1658.000
Massenschwerpunkt (mm)	820.641
Summe der axialen Belastung (N)	26246.119
Verdrehung unter Drehmoment ($^{\circ}$)	-0.018

Die Durchbiegung und der Verdrehwinkel sind in einem zulässigen Bereich. Detaillierte Ergebnisse zur Berechnung sind im Berechnungsprotokoll „Protokoll Welle Großrad Drehmoment 21100Nm, Festigkeitsnachweis“ zu finden.

3.7 Pressverbindung am Großrad

Gemäß Aufgabenstellung wird hier eine rein elastische Pressverbindung des Großrades auf der Abtriebswelle mit den notwendigen Passungen ausgelegt. Diese wird sowohl durch das Auslegungsmoment (T einschl. $K_A = 21100\text{Nm}$), als auch durch die Axialkraft F_{ax} belastet. Um diese zu bestimmen, muss zunächst die Tangentialkraft am Großrad errechnet werden. Hierbei gilt: $d_w = 585,212\text{ mm}$

$$F_{tGr} = \frac{T}{0,5 \cdot d_w}$$
$$\Rightarrow F_{tGr} = 72110,6\text{ N}$$

Mit $\beta_w = 14^\circ$ und $F_{ax} = F_{tGr} \cdot \tan(\beta_w)$ folgt:

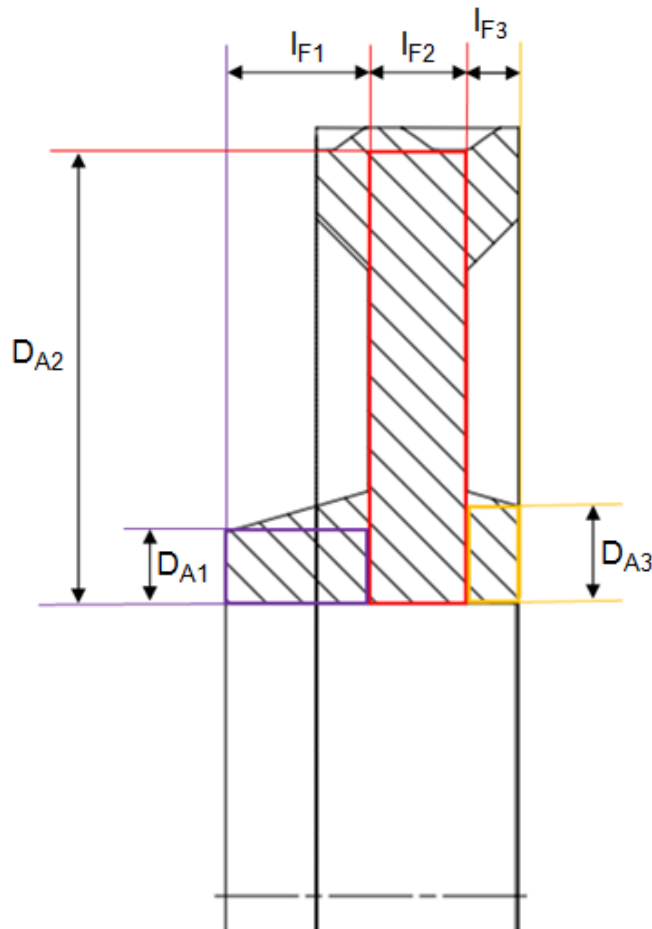
$$\Rightarrow F_{ax} = 17979,2\text{ N}$$

Um die zu übertragende Betriebskraft F_r an den Fügeflächen zu berechnen, muss die aus T resultierende Tangentialkraft F_t und F_{ax} quadratisch addiert werden:

$$F_t = \frac{T}{0,5 \cdot D_F}$$
$$\Rightarrow F_t = 187555,5\text{ N}$$
$$F_r = \sqrt{F_{ax}^2 + F_t^2}$$
$$F_r = 188415\text{ N}$$

3.7.1 Bestimmung und Überprüfung der Passung

Aufgrund der Geometrie des Zahnrades wird der Pressverband in drei Bereiche unterteilt. Die Berechnung dieser Teilbereiche kann der im Anhang befindlichen Excel -tabelle (Pressverbindung nach Decker) entnommen werden. Der Nachfolgenden Abbildung können die Maße der jeweiligen Bereiche entnommen werden.



Beispielhaft wird die gewählte H6/t5 Passung näher ausgeführt:

Gegebene Werte:

$U_k = 151 \mu\text{m}$, $U_g = 200 \mu\text{m}$, Fügedurchmesser $D_F = 225\text{mm}$, $R_{zA} = R_{zI} = 5 \mu\text{m}$, $v_A = v_I = 0,3$

$$E_A = E_I = 210000 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}, Re_A = 675 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}, Re_I = 400 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}, \mu = 0,18, s_p = 1,2$$

Fugenlänge $l_{F1} = 55\text{mm}$, $l_{F2} = 40\text{mm}$, $l_{F3} = 20\text{mm}$, $D_{A1} = 300\text{mm}$, $D_{A2} = 574\text{mm}$, $D_{A3} = 300$

Geforderte Haftsicherheit: $S_H = 2$

Bestimmung des Übermaßverlustes:

$$U_v = 0,8 \cdot (R_{zA} + R_{zI})$$

$$\Rightarrow U_v = 8 \cdot 10^{-3} \text{ mm}$$

Es wird das kleinste wirksame Übermaß wie folgend bestimmt:

$$U_{wk} = U_k - U_v$$

$$\Rightarrow U_{wk} = 0,143 \text{ mm}$$

Bestimmung des kleinsten bezogenen wirksamen Übermaßes:

$$Z_{wk} = \frac{U_w}{D_F}$$

Beispielhafte Berechnung des Durchmesser Verhältnis Q_{A1} (für Bereich 1):

$$Q_{A1} = \frac{D_{F1}}{D_{A1}}$$

$$\Rightarrow Q_{A1} = 0,804$$

Da es sich beider Welle um Vollmaterial handelt, gilt nach MA Decker (S. 258):

$$Q_i = 0$$

Ermittlung der Hilfsgröße K im Bereich 1:

$$K_1 = \frac{E_A}{E_I} \cdot (1 - \nu) + \frac{1 + Q_{A1}^2}{1 - Q_{A1}^2} + \nu_A$$

$$\Rightarrow K_1 = 5,645$$

Berechnung der Fugenpressung im Bereich 1:

$$p_{FK1} = Z_{wk} \cdot \frac{E_{A1}}{K_1}$$

$$\Rightarrow p_{FK1} = 23,64 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Berechnung der Haftkraft im Bereich 1:

$$F_{F1} = p_{FK1} \cdot D_F \cdot \pi \cdot l_{F1} \cdot \mu$$

$$\Rightarrow F_{F1} = 165443,0 \text{ N}$$

Die Berechnung der Haftkraft für Bereich 2 und 3 erfolgt analog.

Um eine Gesamthaftkraft zu bestimmen, muss die Haftkraft der Einzelbereiche addiert werden:

$$F_{Fk} = \sum F_{Fi}$$

$$F_{Fk} = 512810,96 \text{ N}$$

Vorhandene Haftsicherheit:

$$S_H = \frac{F_{Fk}}{F_r}$$

$$S_H = 2,73$$

Es gilt:

$$S_H > \text{geforderte } S_H = 2$$

Wie der Excel-Tabelle zu entnehmen ist, würde eine H6/s5 Passung nicht die geforderte Haftsicherheit erreichen. Aufgrund der deutlich Überhöhten Sicherheit der gewählten H6/t5 Passung wird zur Vereinfachung der Rechnung die 15° Schrägung der Bohrung im Großrad nicht berücksichtigt. Diese würde eine minimale Verkürzung von l_{F1} und l_{F3} führen.

Hinsichtlich der Sicherheit bei Maximalbelastung bei einem möglichen Kurzschluss des Motors

gilt: $T_{\max} = T \cdot 2,5 = 52750 \text{ Nm}$ und $F_{\text{axmax}} = 44948$ (Berechnung analog zu F_{ax})

$S_{H\max} = 1,08$ (siehe Excel-Tabelle im Anhang, berechnung analog zu S_H)

Da $S_{H\max} > 1$ kann ein Durchrutschen der Verbindung mit ausreichender Sicherheit ausgeschlossen werden (2. Testat)

Zur Kontrolle der Normalbeanspruchung wird zunächst das größte wirksame Übermaß U_{wg} bestimmt:

$$U_{wg} = U_g - U_v$$

$$U_{wg} = 192 \mu\text{m}$$

Beispielhafte Überprüfung von Teilstück 1:

Berechnung der größten Fugenpressung p_{Fg1} :

$$p_{Fg1} = p_{Fk1} \cdot \frac{U_{wg}}{U_{wk}}$$

$$\Rightarrow p_{Fg1} = 31,74 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Bestimmung der zulässigen Pressung des Außenteils $p_{A1 \text{ zul}}$:

$$p_{A1 \text{ zul}} = \frac{1 - Q_{A1}^2}{\sqrt{3} \cdot S_p} \cdot R_{eA}$$
$$\Rightarrow p_{A1 \text{ zul}} = 115 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Da nun gilt: $p_{Fg1} < p_{A1 \text{ zul}}$, so kommt es im Außenteil im Bereich 1 zu keiner Überbeanspruchung. Die Berechnung der Bereiche 2 und 3 erfolgt analog (s. Excel-Tabelle Pressverbindung nach Decker). Da nach MA Decker die zulässige Pressung des Innenteils größer ist (Vgl. Excel-Tabelle), wird an dieser Stelle auf eine ausführliche Berechnung verzichtet.

3.7.2 Bestimmung der Fügetemperatur:

Wie der Excel-Tabelle (Pressverbindung nach Decker im Anhang) zu entnehmen ist, reicht es nicht aus entweder die Welle auf -196 °Celsius abzukühlen oder das Großrad auf maximal 190° Celsius zu erwärmen (Berechnung erfolgt analog zu MA Decker 20. Auflage).

Folglich muss das größte Übermaß U_g (200 μm) und das Einführungsspiel S_e ($S_e = 0,001 \cdot D_F = 0,225\text{mm}$) auf die abzukühlende Welle und das zu erwärmende Großrad verteilt werden.

Beispielhaft wird die Welle im Folgenden maximal auf -196 °C mit flüssigem Stickstoff abgekühlt und eine erforderliche Erwärmtemperatur des Außenteils ermittelt.

Zunächst wird das größte Übermaß inklusive des Einführungsspiels beim Abkühlen ermittelt. Es sei t die Raumtemperatur ($t = 20^\circ\text{C}$):

$$U_{gab} = (t_l - t) \cdot (\alpha_l \cdot D_F) - s_e$$

$$\Rightarrow U_{gab} = 0,188$$

Ermittlung der erforderlichen Erwärmtemperatur des Außenteils:

$$t_A = \frac{(U_g - U_{gab})}{\alpha_A \cdot D_F} + t$$

$$\Rightarrow t_A = 24,8^\circ\text{C}$$

Weitere Möglichkeiten diese Presspassung zu fügen werden in der Excel-Tabelle (Pressverbindung nach Decker im Anhang) ausgeführt. Ausschlaggebend für eine Entscheidung ist hierbei immer die Kostenfrage aber auch welche technischen Mittel dem Betrieb zur Verfügung stehen. So könnte es sich bspw. als schwierig erweisen das Großrad mit einem Durchmesser von ca. 550 mm in einem Induktionsofen zu platzieren.

3.8 Schraubenberechnung Drehmomentstützenanbindung

Die Drehmomentstütze wird mit einem Bolzen und 2 Schrauben mit zugehörigen Muttern an das Gehäuse angeschraubt. Um die Schrauben auszulegen, wird zunächst die auf eine Schraube wirkende Axialkraft berechnet. Da die Schrauben einer schwingenden Belastung unterliegen, werden F_A , F_{Ao} und F_{Au} für eine Schraube ermittelt. Hierfür wird der Hebelarm x benötigt:

$$x = a + s = 340 \text{ mm} + 136,5 \text{ mm} = 476,5 \text{ mm}$$

x = Hebelarm; a = Achsabstand; s = Abstand Ritzelwelle zu Drehmomentstützenanbindung

Die mittlere, statische Axialkraft F_A ergibt sich aus dem Auslegungsmoment $M_{A, \text{Ritzel,KA}}$:

$$F_A = \frac{M_{A, \text{Ritzel,KA}}}{2 \cdot x} = \frac{21100 \text{ Nm}}{2 \cdot 476,5 \text{ mm}} = 22,14 \text{ kN}$$

Die Oberkraft des Lastspiels F_{Ao} ergibt sich aus dem Kurzschlussmoment $M_{Ks, \text{Ritzel}}$:

$$F_{Ao} = \frac{M_{Ks, \text{Ritzel}}}{2 \cdot x} = \frac{2,5 \cdot M_{A, \text{Ritzel,KA}}}{2 \cdot x} = \frac{2,5 \cdot 21100 \text{ Nm}}{2 \cdot 476,5 \text{ mm}} = 55,35 \text{ kN}$$

Die Unterkraft des Lastspiels F_{Au} ergibt sich bei Stillstand, dass heißt $M = 0$:

$$F_{Au} = 0 \text{ kN}$$

Mit Hilfe des Excel-Sheets „10-schr100.xls“ wird die Schraubenverbindung nach Maschinenelemente Decker berechnet. Die folgende Skizze zeigt den konstruktiven Aufbau der Schraubenverbindung.

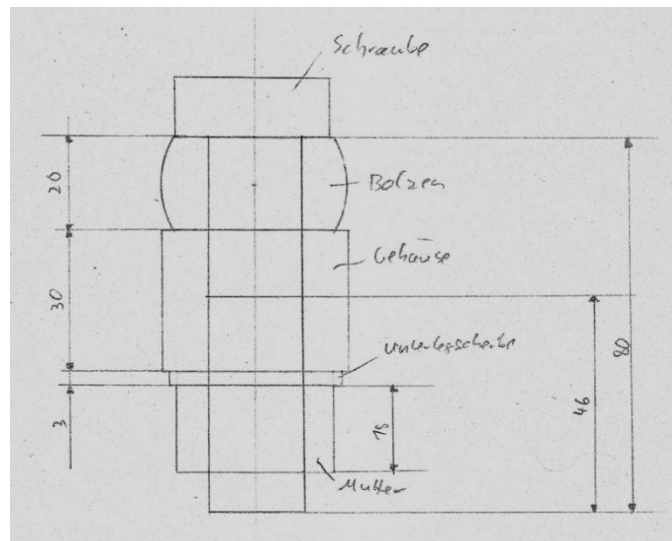


Abb.: 9 Skizze Schraubenverbindung

Schraube: DIN EN ISO 4014-M20x80-12.9

Mutter: DIN EN ISO 4032-M20-10

Unterlegscheibe: DIN EN ISO 7091-20-100HV

3.8.1 Berechnung

Der Gewindenenddurchmesser beträgt 20 mm (M20-Schraube), die Steigung ergibt nach Tab. 10.1 2,5 mm, der Kopf- bzw. Mutterauflagedurchmesser nach Tab. 10.4 28,2 mm und der Durchmesser des Durchgangsloches nach Tab. 10.3 22 mm. Die Streckgrenze der Schraube ergibt nach Tab. 10.2 $1080 \frac{N}{mm^2}$. Aufgrund der Sicherheit sollen nur 90% der Schraubenfestigkeit belastet werden. Die Reibzahlen im Gewinde und an der Auflagefläche sind nach Vorgabe 0,12, der Anziehungsfaktor war mit 1,4 ebenfalls vorgegeben.

Für die Berechnung der Nachgiebigkeit der Schraube werden sowohl die Durchmesser als auch die Längen der Schraubenabschnitte benötigt.

Abschnitt 1:

$$d_{1E} = 20 \text{ mm}$$

$$l_{1E} = l - b + 0,4 \cdot d = 80 \text{ mm} - 46 \text{ mm} + 0,4 \cdot 20 \text{ mm} = 42$$

Abschnitt 2: Da keine Taillenschraube verwendet wird, sind die Werte für den Durchmesser und die Länge gleich null.

Abschnitt 3:

$$d_{3E} = 16,933$$

$$l_{3E} = \text{nicht eingeschraubtes Gewinde} + l_G = (46 - 9 - 18) \text{ mm} + 0,5 \cdot 20 \text{ mm} \\ = 29 \text{ mm}$$

Die Klemmlänge ergibt sich zu 53 mm.

Der Elastizitätsmodul für den aus C45 gefertigten Bolzen beträgt $210\,000 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$, die Breite des Bauteils beträgt 33 mm.

Für den Vorspannkraftverlust durch Setzen wird der Setzbetrag benötigt. Dieser berechnet sich nach Tab. 10.10 aus:

$$f_z = 3 \mu\text{m} + 2 \cdot 3 \mu\text{m} + 3 \cdot 3 \mu\text{m} = 18 \mu\text{m}$$

Für den Krafteinleitungsfaktor wird der Normalfall mit $n = 0,5$ angenommen. Die erforderliche Mindestklemmkraft wird auf 50 kN festgelegt, um eine höhere Vorspannung und damit mehr Sicherheit in der Schraubenverbindung zu haben. Da weder eine Querkraft noch ein Drehmoment durch die Schraubenverbindung übertragen werden muss, könnte sie rein theoretisch auch auf null gesetzt werden.

Das zulässige Schraubenanziehmoment beträgt nach Tab. 10.8/9 650 Nm, die Ausschlagfestigkeit nach Tab. 10.11 $40 \frac{\text{N}}{\text{mm}^3}$. Die Lochanfasung wird mit 0,5 gewählt.

Die zulässige Flächenpressung beträgt nach Tab. 10.12 für S355 600 $\frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$.

1. Schritt:	<u>Schraube mit metrischen ISO-Gewinde:</u>		
	Gewindenennendurchmesser	d (mm)	20
	Steigung des Gewindes (Tab. 10.1)	P (mm)	2,5
	Kopf- bzw. Mutterauflagedurchmesser (Tab. 10.4)	D _K (mm)	28,2
	Durchmesser des Durchgangsloches (Tab. 10.3)	D _I (mm)	22
	<u>Abmessungen und Querschnitte für das gewählte Gewinde (Tab. 10.1):</u>		
-	⇒ Flankendurchmesser	d ₂ (mm)	18,376
-	⇒ Kerndurchmesser	d _K (mm)	16,933
-	⇒ Spannungsdurchmesser	d _S (mm)	17,655
-	⇒ Kernquerschnitt	A _K (mm ²)	225,190
-	⇒ Spannungsquerschnitt	A _S (mm ²)	244,794
-	⇒ Nennquerschnitt	A _N (mm ²)	314,159

<u>Festigkeit der Schraube:</u>			
	des Streck- bzw. Dehngrenze Schraubenstahls (Tab. 10.2)	R_e bzw. $R_{p0,2}$ (N/mm ²)	1080
	Wieviel % der Streck- bzw. Dehngrenze soll für die Vergleichsspannung σ_V zugelassen werden? (R_e bzw. $R_{p0,2}$)	(%)	90
<u>Reibzahlen:</u>			
	Reibzahl im Gewinde (Tab. 10.7)	μ_G	0,12
	Reibzahl an der Auflagefläche (Tab. 10.7)	μ_K	0,12
<u>Ausführung der Schraube:</u>			
	als Schaftschraube (1) oder Taillenschraube (2)		1
	Taillendurchmesser (Tab. 10.1)	d_T (mm)	
	⇒ Taillenquerschnitt (Tab. 10.1)	A_T (mm ²)	0,0
2. Schritt:	Richtwert für den Anziehfaktor (Tab. 10.6)	α_A	1,4
	Wird der Schraubenbolzen beim Anziehen beansprucht?	auf Torsion ja (1) oder nein (2)	1
	Vergleichsspannung, die beim Anziehen werden soll	zugelassen σ_V (N/mm ²)	972,00
	zulässige Montagevorspannung	σ_{Mzul} (N/mm ²)	811,66
	<u>zulässige Montagevorspannkraft</u>	F_{Mzul} (kN)	198,69
Sonderfall:	Soll mit der errechneten zul. Montagevorspannkraft weitergerechnet werden?		nein
	Wenn nein, gewünschten Vorgabewert für F_{Mzul} eingeben!	$F_{Mzul,neu}$ (kN)	202
	min. Montagevorspannkraft (wenn $F_{Mmax} = F_{Mzul}$)	F_{Mmin} (kN)	144,29
	mittlerer Auflageradius	r_m (mm)	12,55
	<u>Schraubenanziehmoment</u>	M_A (Nm)	643,37
<u>Nachgiebigkeiten von Schraube/Bauteil und Kraftverhältnis:</u>			
3. Schritt:	Durchmesser, Element 1 (Schaft)	$d_{1E} = d$ (mm)	20
	Durchmesser, Element 2 (Taille)	d_{2E} (mm)	0
	Durchmesser, Element 3 (Gewindekern)	$d_{3E} = d_K$ (mm)	16,933
	Länge, Element 1 (einschl. $l_K = 0,4 d$)	l_{1E} (mm)	42
	Länge, Element 2	l_{2E} (mm)	0
	Länge, Element 3 (einschl. $l_G = 0,5 d$)	l_{3E} (mm)	29

	Klemmlänge der Schraubenverbindung	L_K (mm)	53
	<u>Ersatzlängen</u> (Erfahrungswerte)		
	⇒ für den Anteil des Schraubenkopfes	l_K (mm)	8
	⇒ für den Anteil des Gewindekerns	l_G (mm)	10
	⇒ für den Anteil der Verformung von Schrauben- und Muttergewinde	l_M (mm)	8
	<u>für das angeschraubte Bauteil:</u>		
	Elastizitätsmodul des Bauteilwerkstoffes (Tab. 9.2)	E_B (kN/mm ²)	210
	Außendurchmesser bzw. Breite des Bauteils	D_A (mm)	33
Sonderfall:	Soll die Bauteilnachgiebigkeit überschlägig mit einem Nachgiebigkeitsverhältnis ausgerechnet werden?		nein
	Annahme: Nachgiebigkeitsverhältnis	δ_B/δ_S	?
	Querschnitte der Einzelelemente	A_1 (mm ²)	314,16
		A_2 (mm ²)	0,00
		A_3 (mm ²)	225,19
	<u>Nachgiebigkeit der Schraube</u>	δ_S (10 ⁻³ mm/kN)	1,371
	Verhältnis	D_A/D_K	1,17
	Ersatzquerschnitt	A_B (mm ²)	428,24
	Faktoren für die Ersatzquerschnitt-Berechnung	x_1	1,111
		x_2	0,610
	<u>Nachgiebigkeit des Bauteils</u>	δ_B (10 ⁻³ mm/kN)	0,589
	<u>Verlängerung der Schraube</u> beim Anziehen	f_{SM} (mm)	0,000
	<u>Kraftverhältnis</u>	Φ_K	0,301
4. Schritt:	<u>Vorspannkraftverlust durch Setzen:</u>		
	Klemmlängenverhältnis	L_K/d	2,65
	Setzbetrag (Tab. 10.10)	f_Z (10 ⁻³ mm)	18
	⇒ Vorspannkraftverlust	F_Z (kN)	9,181
	⇒ vorläufige max. Vorspannkraft	$F_{Vmax,v}$ (kN)	0,000
		$F_{Vmin,v}$ (kN)	135,104
5. Schritt:	<u>Kräfte an der Schraubenverbindung:</u>		
	äußere Betriebslängskraft (axiale Betriebskraft)	F_A (kN)	22,14
	bei schwingender Betriebslängskraft:		
	Oberkraft des Lastspiels	F_{A0} (kN)	55,4

	Unterkraft des Lastspiels	F_{Au} (kN)	0
	<u>Angriffspunkt der äußeren Betriebskraft F_A</u>		
	Krafteinleitungsfaktor (Normalfall: $n = 0,5$)	n	0,5
	erforderliche Mindestklemmkraft je Schraube Erfordernissen der Konstruktion	nach den F_{Kerf} (kN)	50
6. Schritt:	<u>bei ruhender Betriebskraft:</u> <u>mit dem gewählten Klemmlängenfaktor:</u>	n	0,5
	⇒ Differenzkraft in der Schraube	F_{SA} (kN)	3,33
	⇒ Differenzkraft im Bauteil	F_{BA} (kN)	18,81
	⇒ vorläufige Größtkraft in der Schraube	$F_{Smax,v}$ (kN)	3,33
		$F_{Smin,v}$ (kN)	138,43
	⇒ <i>errechnete</i> Restklemmkraft	F_K (kN)	116,29
	erforderliche Mindestklemmkraft	F_{Kerf} (kN)	50,00
-	Soll mit der erforderlichen Klemmkraft (F_{Kerf}) oder mit der errechneten Klemmkraft (F_K) weitergerechnet werden ?		erforderliche Klemmkraft
	<u>erforderliche maximale Montagevorspannkraft</u>	F_{Mmax} (kN)	109,19
7. Schritt:	<u>vorzuschreibendes Schraubenanziehmoment:</u>		
	Reibzahl im Gewinde	μ_G	0,12
	Reibzahl an der Auflagefläche	μ_K	0,12
	mittlerer Auflageradius	r_m (mm)	12,55
	<u>Schraubenanziehmoment</u>	M_A (Nm)	347,77
	zulässiges Schraubenanziehmoment (Tab. 10.8/9)	M_{Azul} (Nm)	650
Kontrolle:	<i>Ist das vorzuschreibende Schraubenanziehmoment kleiner als das zulässige nach Tab. 10.8/9 ?</i>		
8. Schritt:	<u>Überprüfung der Haltbarkeit der Schraubenverbindung:</u>		
-	-		
-	<u>Spannungsdifferenz</u>	σ_{sa} (N/mm ²)	13,59
Kontrolle 1:	<i>Ist die errechnete Spannungsdifferenz kleiner als 10% der Dehngrenze?</i>	0,1 $R_{p0,2}$ (N/mm ²)	108,00
	<u>Spannungsausschlag</u>	σ_a (N/mm ²)	17,01
	Kraftamplitude	F_a (N)	4163,52
	Mittelkraft des Lastspiels in der Schraube	F_m (kN)	-0,84
	Ausschlagfestigkeit (Tab. 10.11)	σ_A (N/mm ²)	40
Kontrolle 2:	zul. Spannungsausschlag	σ_{azul} (N/mm ²)	36,00

Kontrolle 3:	<u>Flächenpressung</u>		
	Lochanfasung	(mm)	0,5
	Soll mit der erforderlichen Klemmkraft (F_{Keff}) oder mit der errechneten Klemmkraft (F_K) weitergerechnet werden ?		erforderliche Klemmkraft
			1
	<u>erforderliche maximale</u> Montagevorspannkraft	F_{Mmax} (kN)	109,19
	⇒ max. Vorspannkraft	F_{Vmax} (kN)	100,010
	⇒ Größtkraft in der Schraube	F_{Smax} (kN)	103,337
	gepresste Fläche zwischen Schraubenkopf/Bauteil	A_p (mm ²)	209,10
	Flächenpressung an der Kopfauflagefläche	p_B (N/mm ²)	494,19
	zul. Flächenpressung (Tab. 10.12)	p_{Bzul} (N/mm ²)	600

3.8.2 Ergebnisse:

- Das Schraubenanziehmoment liegt unter dem zulässigen Anziehmoment und ist somit zulässig. Zur Vereinfachung wird es auf 350 Nm gerundet. Da die Ergebnisse sich bei diesem minimal höheren Anziehmoment kaum verändern, werden diese nicht nochmals berechnet.
- Die errechnete Spannungsdifferenz ist deutlich kleiner als 10% der Dehngrenze und ist somit zulässig.
- Der Spannungsausschlag ist mit $17,01 \frac{N}{mm^2}$ kleiner als der zulässige Spannungsausschlag mit $36 \frac{N}{mm^2}$ und somit zulässig.
- Die Flächenpressung an der Kopfauflagefläche ist kleiner als die zulässige Flächenpressung des Bolzens und ist somit zulässig. Es wird eine Sicherheit von $\frac{600}{494,19} = 1,21$ eingehalten.

Die Schraubenverbindung an sich ist richtig ausgelegt. Nachfolgend wird noch die Flächenpressung auf das Gehäusestück kontrolliert, um ein Versagen zu verhindern.

Flächenpressung von Unterlegscheibe auf Gehäusestück:

$$p = \frac{F_{S,max}}{A} = \frac{F_{S,max}}{\frac{\pi}{4} \cdot (d_A^2 - d_I^2)} = \frac{103,337 kN}{\frac{\pi}{4} \cdot (37^2 - 22^2) mm^2} = 148,67 \frac{N}{mm^2}$$

Flächenpressung von Bolzen auf Gehäusestück:

$$p = \frac{F_{S,max}}{A} = \frac{F_{S,max}}{\frac{\pi}{4} \cdot (d_A^2 - d_I^2)} = \frac{103,337 kN}{\frac{\pi}{4} \cdot (33^2 - 22^2) mm^2} = 217,48 \frac{N}{mm^2}$$

Die zulässige Flächenpressung für EN-GJS-500-7 beträgt $500 \frac{N}{mm^2}$. Somit stellt die Flächenpressung auf das Gehäusestück kein Problem dar. Es sind Sicherheiten >2 vorhanden.

4 Projektergebnis

Das Projektziel wurde durch die Kalkulation der beiden Varianten und der Auslegung der Lager und Wellen erreicht. Somit kann das konstruierte Schneckengetriebe produziert und verwendet werden. Alle in der Anforderungsliste geforderten Ziele wurden erreicht.

5 Montageanleitung

5.1 Schritt 1: Vormontage Welle Großrad

Als erstes muss die Welle mit dem Großrad thermisch verbunden werden. Daraufhin werden die Timken Lager in X-Anordnung auf die Welle aufgespresst werden. Anschließend wird der Distanzring angebracht. Als letzter schritt dieser Vormontage wird der erste Teil der Labyrinthdichtung auf die Welle aufgespresst.

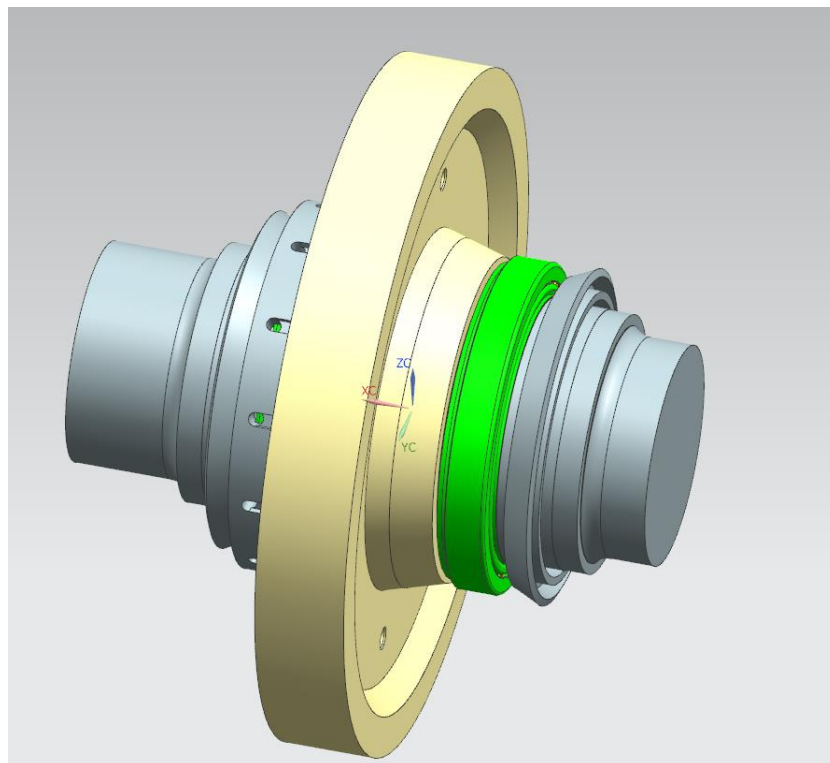


Abb.: 10 Vormontage Welle Großrad

5.2 Schritt 2: Vormontage Unterteil Gehäuse

In der Vormontage des Unterteils wird das Schauglas für den Ölfüllstand, sowie die Ölablassschraube montiert. Das Schauglas wird über einen Rahmen, dieser mit 8 Schrauben am Gehäuse verschraubt wird. Die Verbindungsstelle zwischen Gehäuse und Rahmen wird mit Loctite versiegelt. Die Öleinfüllöffnung wird erst nach einfüllen des Öls montiert.

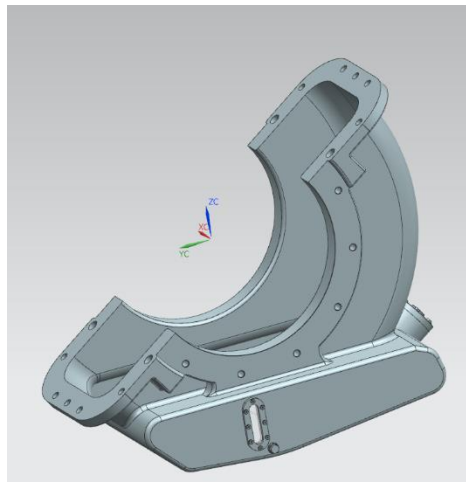


Abb.: 11 Vormontage Unterteil

5.3 Schritt 3: Zusammenfügen Ober- Unterteil und Vormontage Schritt 1

Die Baugruppe aus Schritt 1 wird in das Unterteil eingelegt und daraufhin wird das Oberteil aufgesetzt. Die Verbindungsstelle am Flansch wird mit Loctite versiegelt. Anschließend wird Ober- und Unterteil mit M12 Bolzen verspannt und zusätzlich mit M16 Ankerschrauben verpresst. Als nächstes wird der zweite Teil der Labyrinthdichtung eingeführt und anschließend mit M12 Schrauben sowie Loctite verschraubt. Zur Einstellung der Zahnradverbindung wird auf eine Seite eine Laminumscheibe zwischen Gehäuse und Labyrinthdichtung gelegt.

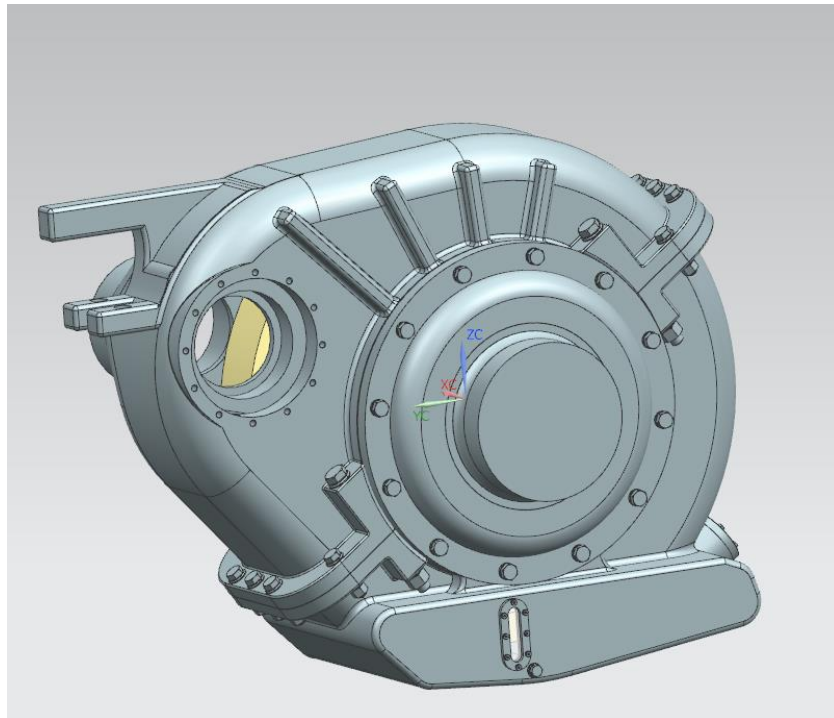


Abb.: 12 Zusammenbau

5.4 Schritt 4: Vormontage Ritzel

Zur Vorbereitung des Ritzels werden das QJ Lager sowie das Rollenlager auf der einen Seite auf die Welle des Ritzels aufgespannt. Die Spannung wird über einen Spannring dieser mit vier Schrauben an der Welle befestigt ist gewährleistet. Zwischen den Lagern darf der Distanzring nicht vergessen werden.

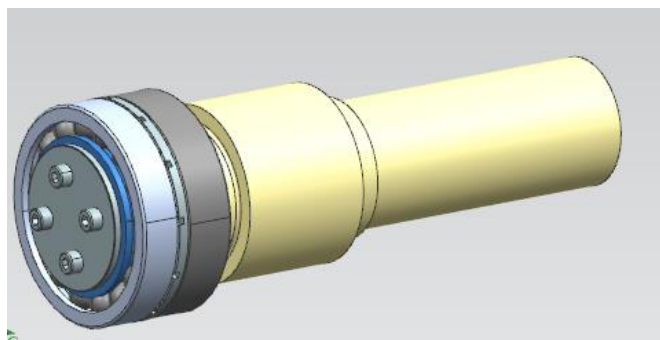


Abb.: 13 Vormontage Ritzel

5.5 Schritt 5: Endmontage Ritzel

Schlussendlich wird die Baugruppe von Schritt 4 von der Radseite in das Gehäuse eingeführt. Auf der Antriebsseite wird das zweite Rollenlager auf die Welle aufgeschoben und in das Gehäuse gepresst. Auf der Radseite wird ein Deckel montiert, dieser wiederum mit Loctite an den Verbindungsstellen verklebt und verschraubt wird. Auf der Antriebsseite wird ein Distanzring in das Gehäuse geschoben. Dabei ist zu beachten, dass die Löcher im Ring mit denen im Gehäuse übereinstimmen. Anschließend wird das erste Teil der Labyrinthdichtung auf die Welle gepresst. Schlussendlich wird der zweite Teil der Labyrinthdichtung angebracht und verschraubt. Der Letzte Schritt ist die Montage der Drehmomentstütze, diese über einen Bolzen und M20 Schrauben am Gehäuse befestigt ist. Die Antriebsübertragung erfolgt über eine Bogenzahnkupplung.

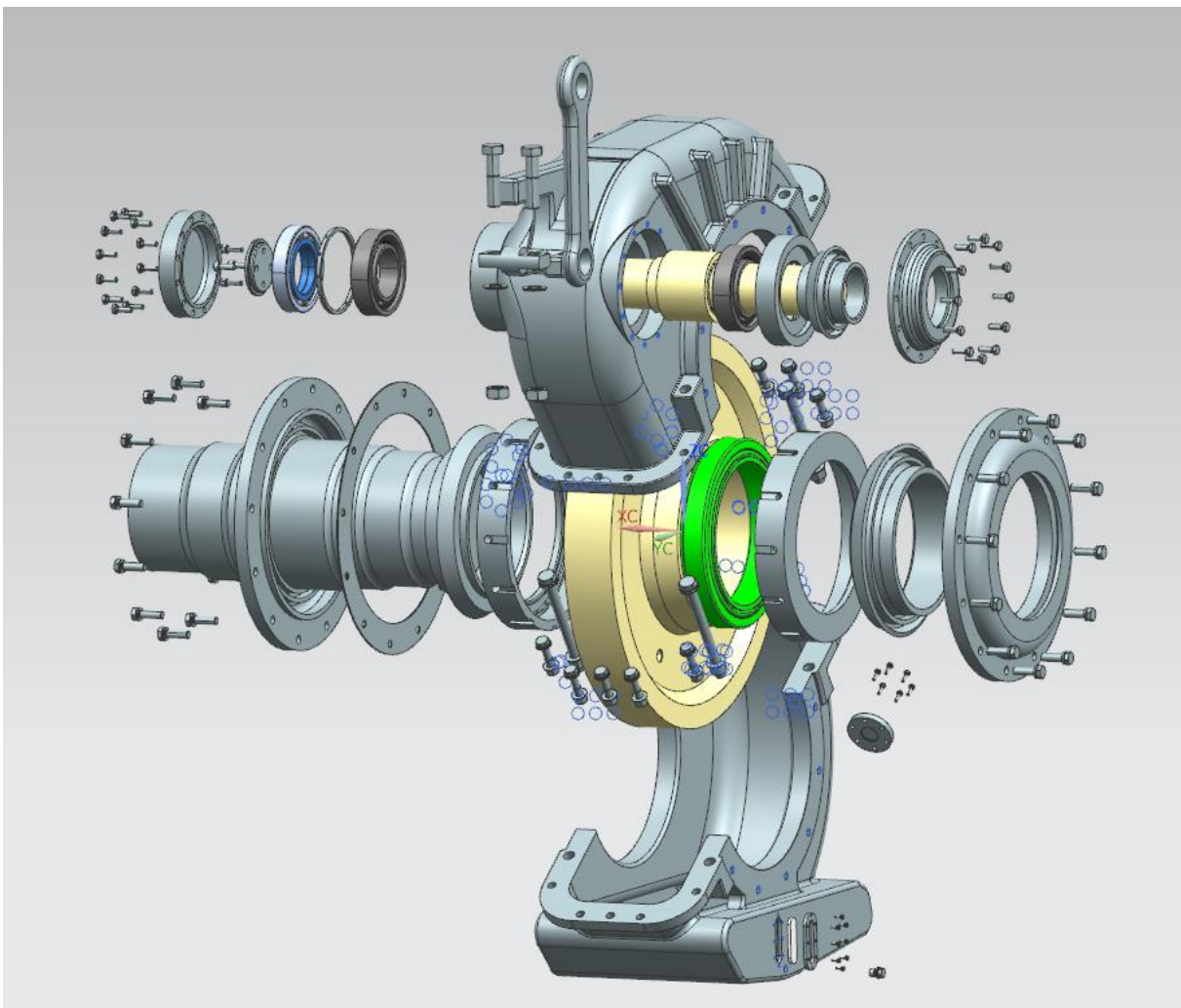


Abb.: 14 Zusammenbau

6 Demontageanleitung

Die Demontage beruht auf die umgekehrte Reihenfolge der Montage. Dabei ist nur zu beachten das Laminumscheibe und Loctite ausgetauscht werden müssen. Bei der Demontage des Großrad kann Öl über eine Kernlochbohrung hinzugefügt werden.

7 Literaturverzeichnis

- Binz, H: Konstruktionslehre I – Umdruck zur Vorlesung, Stuttgart 2009
- Binz, H: Konstruktionslehre II – Umdruck zur Vorlesung, Stuttgart 2010
- Binz, H: Konstruktionslehre III – Umdruck zur Vorlesung, Stuttgart 2011
- Binz, H: Konstruktionslehre IV – Umdruck zur Vorlesung, Stuttgart 2011
- Decker, K: Decker Maschinenelemente – Formeln, Hanser, 8. Auflage, München 2018a
- Decker, K: Decker Maschinenelemente – Funktion, Gestaltung und Berechnung, Hanser, 20. Auflage, München 2018b
- Decker, K: Decker Maschinenelemente – Tabellen und Diagramme, Hanser, 20. Auflage, München 2018c
- Läpple, V.: Einführung in die Festigkeitslehre – Lehr- und Übungsbuch, Springer Vieweg, 4. Auflage, Wiesbaden 2016

8 Abbildungsverzeichnis

• Abb.: 1 Lagerkräfte in der X-Ebene im Rechtslauf	Fehler! Textmarke nicht definiert.
• Abb.: 1 Ritzelwelle mit Lagern.....	15
• Abb.: 2 Momenten (links)- und Kräfteverlauf (rechts) der Ritzelwelle	19
• Abb.: 3 Skizze Querschnittsfläche.....	19
• Abb.: 4 Antriebswelle mit Lager	22
• Abb.: 5 Skizze Schraubenverbindung	33
• Abb.: 6 Vormontage Welle Großrad	40
• Abb.: 7 Vormontage Unterteil.....	41
• Abb.: 8 Zusammenbau.....	42
• Abb.: 9 Vormontage Ritzel	42
• Abb.: 10 Zusammenbau.....	43

9 Anhang

9.1 Anforderungsliste

9.2 Werkstoffdatenblatt 18CrNiMo7-6

9.3 Datenblatt Radialwellendichtring

9.4 Datenblatt Axial-Rillenkugellager 52310

9.5 Datenblatt Rillenkugellager 6208-C

9.6 Datenblatt Kegelrollenlager 31308-XL

9.7 Berechnungsblätter zur Lager und Wellenberechnung

9.8 Protokoll Welle Ritzel Drehmoment 790Nm, gegen Uhrzeigersinn, Lagerberechnung

9.9 Protokoll Welle Ritzel Drehmoment 790Nm, im Uhrzeigersinn, Lagerberechnung

9.10 Protokoll Welle Ritzel Drehmoment 3417,6Nm, gegen Uhrzeigersinn, Festigkeitsnachweis

9.11 Protokoll Welle Ritzel Drehmoment 3417,6Nm, im Uhrzeigersinn, Festigkeitsnachweis

9.12 Protokoll Welle Ritzel Drehmoment 8544Nm, gegen Uhrzeigersinn, Worst Case Festigkeitsnachweis statisch

9.13 Protokoll Welle Ritzel Drehmoment 8544Nm, im Uhrzeigersinn, Worst Case Festigkeitsnachweis statisch

9.14 Schraubenberechnung Drehmomentstützenanbindung