

KONSTRUKTIONSÜBUNGEN 1

Lluís Ramírez i Cabrera
Matrikelnummer: 59198

Gliederung

1. Aufgabenstellung
2. Erste Ideen und Entwürfe
3. Montage und Einbau
4. Lagergrößenberechnung
5. Wellenauslegung
 - 5.1 Wahl der passenden Dichtringe
6. Lagerauswahl
 - 6.1 Lebensdauerberechnung
 - 6.1.1 Ausgangswelle
 - 6.1.2 Motorwelle
 - 6.2 Wahl der Passungen
7. Schraubenberechnung
 - 7.1 Konsolenanschluss
 - 7.2 Keilwellenverbindung
8. Passfederberechnung
9. Schweißverbindungen
10. Simulationen
 - 10.1 FEM-Simulation
 - 10.2 CAD-Modelle
 - 10.3 Fertigungszeichnung
11. Quellenverzeichnis

1 Aufgabenstellung

Die Aufgabe der Konstruktionsübung besteht darin, ein Rührgerät zu entwerfen und zu konzipieren. Das Ziel des Rührers ist es, verschiedene Flüssigkeiten zu mischen, sei es Farbe oder chemikalische Flüssigkeiten, ohne dass das Produkt zum Versagen kommt. Des Weiteren wurde die Information gegeben, dass im Jahr 5000 Stückzahlen produziert werden, wodurch zu schließen ist, dass man für das Gehäuse eine Gussform nutzen kann. Die Motorleistung beträgt 2,5 kW und die Rührerwelle soll 2,5 m lang sein. Außerdem gibt es den Rührer in vier verschiedenen Ausführungen, von einem bis zu vier Rührblättern. Aus Gründen der Reinigung oder des einfachen Rüstens, sollte die Ausgangswelle und die Rührerwelle mit einem Pressverband miteinander montiert sein. Im Gehäuse sind zwei Zahnräder im Einsatz, die die Motordrehzahl in einem Verhältnis von 5:1 auf die Ausgangswelle übertragen. Im nächsten Schritt geht es nun darum, die geforderten Daten in ein Produkt umzuwandeln.

2 Erste Ideen und Entwürfe

Zu aller erst musste Aufbau des Gehäuses geklärt werden, zum Beispiel an welcher Stelle die Gehäusetrennung stattfinden soll. Aus symmetrischen Gründen fiel die Entscheidung auf eine Trennung in der Mitte des Gehäuses. Mit weiteren Überlegungen zur Wellen- und Lagerungssystemen, wurde eine X- und O-Anordnung gewählt. In der rechten Welle greift die Kraft demnach von einem Punkt außerhalb der Lagerung an, deshalb hier die O-Anordnung und an der Motorwelle greift die Kraft durch das Zahnrad in der Mitte der Lagerung an, deshalb zuerst die X-Anordnung. Nach den ersten Berechnungen jedoch fiel auf, dass die X-Anordnung überdimensioniert war und sie wurde zu einer klassischen Festloslagerung geändert.

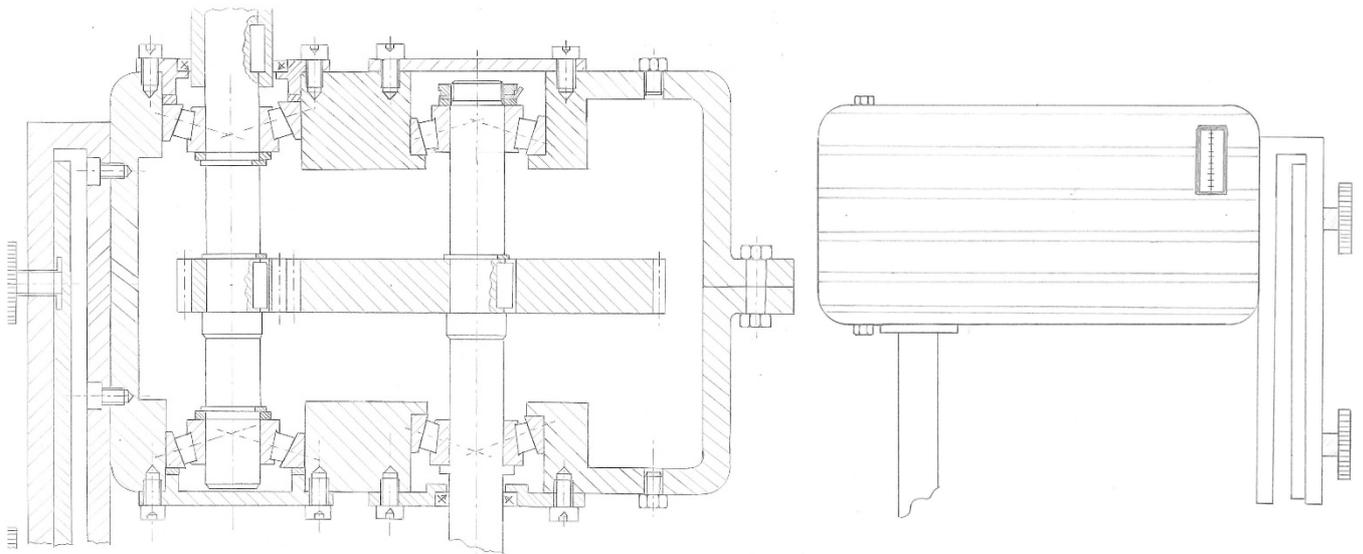


Bild 1. Erstes Design des Gehäuses

Hinzukommend waren die Überlegungen, wie man die Verbindung der zwei Wellen am Rührer realisieren kann. Die Entscheidung fiel auf eine Keilwellenverbindung, die durch eine Mutter gehalten wird. Die Keile nehmen hierbei das Drehmoment und die Radialkräfte und die Mutter sorgt für den Ausgleich der Axialkräfte.

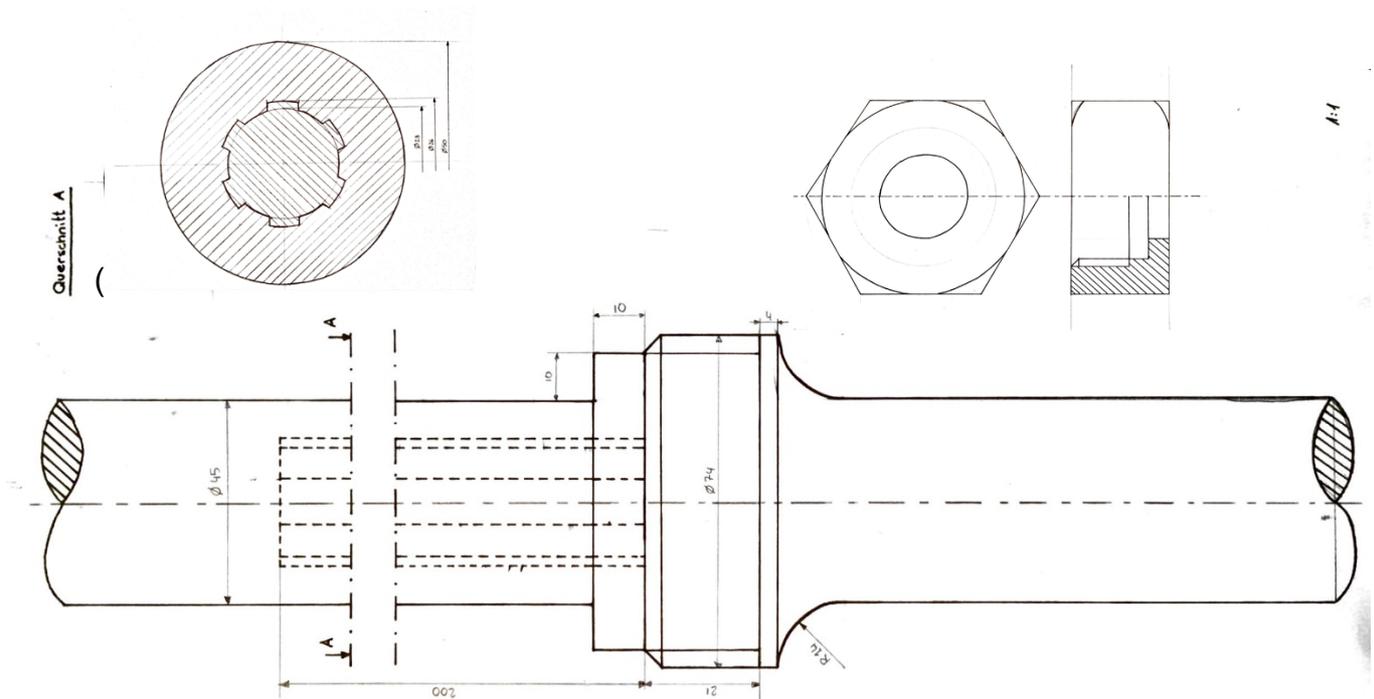


Bild 2. Entwurf der Keilwellenverbindung mit Mutter

Um nun die ersten Berechnungen durchzuführen, muss zuerst geklärt werden, welche Kräfte am Rührblatt wirken. Für den 2,5 kW-Motor wurde die Annahme von einer Drehzahl von 1000 1/min getroffen, sodass am Rührer eine Drehzahl von 200 1/min herrscht. Nun konnte man das Drehmoment am Motor wie folgt berechnen

$$M = \frac{\text{Leistung}}{\text{Umdrehungen pro Sekunde} * \pi * 2} = \frac{2,5 \text{ kW}}{1000 \frac{1}{\text{min}} * \pi * 2} = 23,87 \text{ Nm}$$

Das Drehmoment an der Ausgangswelle ist somit 119,35 Nm.

Um sicherzustellen, dass dieses Moment ausreicht, um Farben zu mischen, kann man folgende Gleichung hinzuziehen:

$$F_W = c_w * \frac{\rho_F l}{2} * A * v^2 = 518 \text{ N}$$

Mit $\rho_F = 1,5 \text{ kg/m}^3$; c_w (Widerstandsbeiwert) = 2; $A = 0,2 \text{ m} * \sqrt{2} * 0,07 \text{ m}$; $v = 4,12 \text{ m/s}$

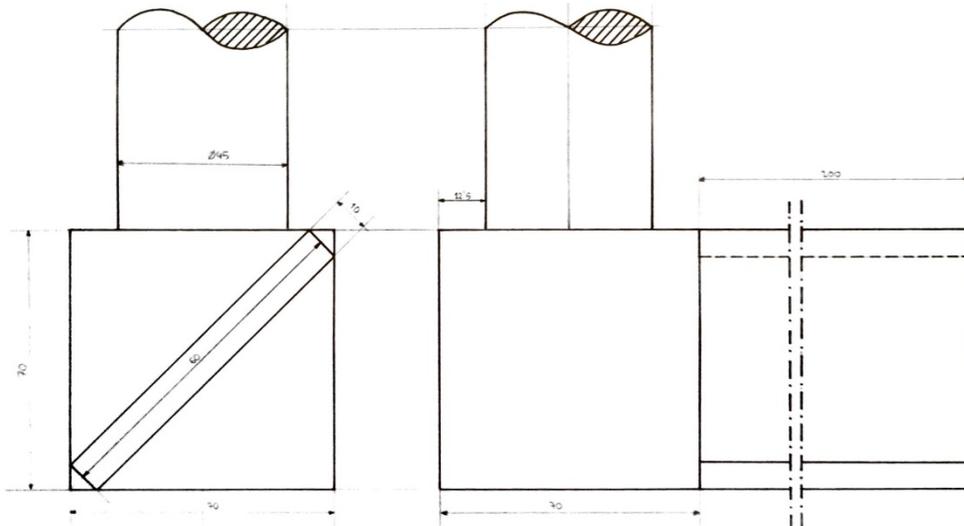
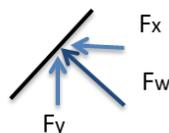


Bild 3. Fläche des Rührers: Länge 200mm (Vorgabe) und Würfel quadratisch mit den Maßen 70mm (Annahme)

Aus den 518 N, die am Ende des Rührers wirken, ergibt sich die horizontale und vertikale Kraft

$$F_x = F_y = \frac{518,9 \text{ N}}{\sqrt{2}} = 366,9 \text{ N}$$



und daraus das Drehmoment welches kleiner als das maximale Drehmoment des Motors ist

$$M = 0,2 \text{ m} * 366,9 \text{ N} = \underline{73,38 \text{ Nm}} \leq 119,35 \text{ Nm}$$

Nun ist sichergestellt, dass die Kräfte des Motors ausreichen.

Die horizontalen und vertikalen Kräfte am Motor sind demnach

$$F_x = F_y = \frac{119,35 \text{ Nm}}{0,2 \text{ m}} = 596,75 \text{ N}$$

Als letztes musste die Wahl des Materials getroffen werden. Durch die Produktionszahlen des Gehäuses fiel hierbei die Wahl auf ein Gehäuse aus Grauguss. Aus Gründen der guten Bearbeitbarkeit und der relativ günstigen Anschaffung fiel die Materialauswahl der restlichen Teile auf den Baustahl S235.

3 Montage und Einbau

Es war schon bei der Konstruktion sehr wichtig, auf kleine Details zu achten, um eine theoretische Montage möglich zu machen. So mussten z.B. an kritischen Stellen Rundungen angebracht werden, um die Dichtungen beim Montieren nicht zu beschädigen.

Müsste man nun den konstruierten Rührer zusammenbauen, würde man als erstes bei der Motorwelle Passfedern in die jeweiligen Passfedernuten einsetzen.

Danach kann man das Zahnrad auf die Motorwelle aufsetzen. Anschließend wird mit einer Sicherungsringzange der Sicherungsring in die vorgesehene Nut eingesetzt.

Dadurch wird das Zahnrad nach oben gegen axiales Verschieben gesichert, nach unten ist das axiale Verschieben durch den Wellenabsatz behindert. Das gleiche Einbauverfahren wird nun bei der Ausgangswelle angewendet.

Nun wird auf der unteren Seite der Motorwelle das Rillenkugellager aufgesetzt und wieder durch Sicherungsringe fixiert.

Auf der Seite der Ausgangswelle werden die Schrägkugellager in den Lagersitzen des Ober- und Unterteils eingepresst. Nun werden die beiden Wellen zwischen Gehäuseunterseite und Gehäuseoberseite platziert. Oberteil und Unterteil des Gehäuses können nun mithilfe der Führungsschiene passgenau übereinandergesetzt

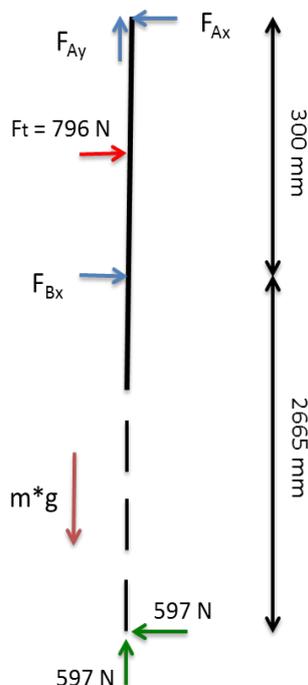
werden. Die Befestigung der beiden Teile erfolgt über Schraubenverbindungen, die gleichmäßig um das Gehäuse angebracht werden.

Die Ausgangswelle wird nun auf der oberen Seite mit einer Nutmutter verschraubt, um eine Verbindung zu realisieren. Zudem wurde oben eine Abdeckung angeschraubt. Am unteren Teil der Ausgangswelle wird eine Abdeckung mit einer Dichtung angebracht.

Auf der Seite der Motorwelle wird bei der oberen Seite nun das zweite Rillenkugellager eingesetzt und durch eine Sicherungsringzange mit einem Sicherungsring fixiert. Darauf wird eine Abdeckung mitsamt Dichtring eingebaut. Unten auf der Seite der Motorwelle muss auch eine Abdeckung angebracht werden, diese hat zudem noch die Aufgabe den Außenring des Rillenkugellagers zu fixieren. Zum Schluss wird die Halterung an das Gehäuse angeschraubt und die beiden Dichtungsschrauben für den Öleinlass und -auslass montiert.

4 Lagergrößenberechnung

Nachdem man nun die Kräfte kennt, die an den jeweiligen Wellen wirken, kann man die Lagerkräfte berechnen.



Ausgangswelle X-,Y-Ebene

Durch die Drehung um den Punkt A, kann man die Radialkraft in Lager B berechnen:

$$0 = 597 \text{ N} \cdot 2965 \text{ mm} + F_{\text{BX}} \cdot 300 \text{ mm} + 796 \text{ N} \cdot 150 \text{ mm}$$

$$F_{\text{BX}} = 5502,35 \text{ N}$$

Bilanziert man nun um die X-Achse ergibt sich auch den Wert für die Radialkraft in Lager A

$$0 = -597 \text{ N} + 796 \text{ N} + 5502,35 \text{ N} - F_{\text{AX}}$$

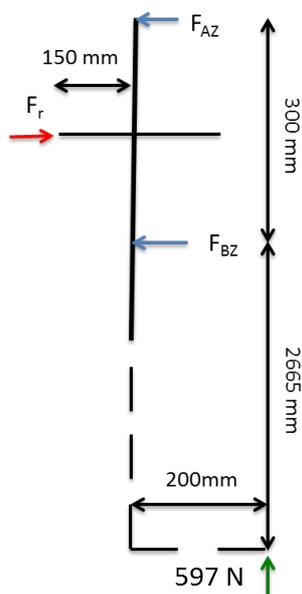
$$F_{\text{AX}} = 5701,35 \text{ N}$$

Die Tangentialkraft des Zahnrades F_t lässt sich aus dem Drehmoment und des Durchmessers des Zahnrades berechnen, wodurch man gleichzeitig auf die Radialkraft des Zahnrades zu schließen ist

$$F_t = \frac{M}{d_w/2} = \frac{119950 \text{ Nmm}}{150 \text{ mm}} = 796 \text{ N}$$

$$F_r = F_t * \tan(20) = 796 \text{ N} * 0,3639 = 289,7 \text{ N}$$

Da auf die Welle in mehreren Ebenen unterschiedliche Kräfte wirken, muss die Welle 3D- dargestellt und berechnet werden.



Ausgangswelle Z-Ebene

Durch die Drehung um den Punkt A, kann man die Kraft in Lager B berechnen:

$$597 \text{ N} * 200 \text{ mm} + 289,7 * 150 \text{ mm} - F_{BZ} * 300 \text{ mm}$$

$$F_{BZ} = 542,85 \text{ N}$$

Bilanziert man nun um die Z-Achse ergibt sich auch den Wert für die Kraft in Lager A

$$0 = F_r - F_{BZ} - F_{AZ}$$

$$F_{AZ} = 289,7 \text{ N} - 542,85 \text{ N} = -253,15 \text{ N}$$

Damit ergeben sich die kombinierten Lagerkräfte:

$$F_A = \sqrt{F_{AX}^2 + F_{AZ}^2} = \sqrt{(5701,35 \text{ N})^2 + (253,15 \text{ N})^2} = 5706,97 \text{ N}$$

$$F_B = \sqrt{F_{BX}^2 + F_{BZ}^2} = \sqrt{(5502,35 \text{ N})^2 + (542,85 \text{ N})^2} = 5529,1 \text{ N}$$

Bei der Länge zwischen den Lagern 300 mm handelt es sich um eine Annahme.

Um F_{Ay} zu bestimmen muss das Eigengewicht der Welle, des Würfels, des Zahnrades und des Rührblatts bestimmt werden:

Ausgangswelle der Länge 500 mm:

$$A = \pi * r^2 = 1963,5 \text{ mm}^2 \rightarrow V = 981747,7 \text{ mm}^3 \quad m = 7,71 \text{ kg}$$

Rührerwelle der Länge 2430 mm:

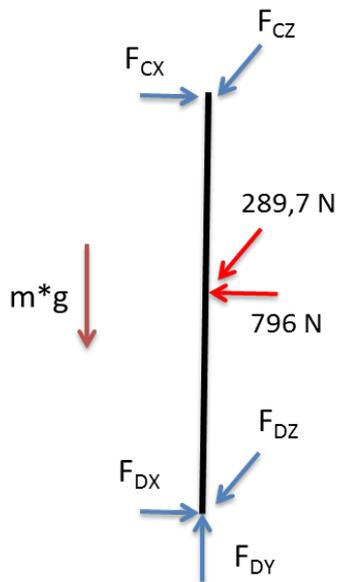
$$A = \pi \cdot r^2 = 1416,1 \text{ mm}^2 \rightarrow V = 3441133,46 \text{ mm}^3 \quad m = 27,01 \text{ kg}$$

Zahnrad: $A = \pi \cdot r^2 = 70685,83 \text{ mm}^2 \rightarrow V = 3180862,35 \text{ mm}^3 \quad m = 25 \text{ kg}$

Würfel: $V = 70 \text{ mm} \cdot 70 \text{ mm} \cdot 70 \text{ mm} = 343000 \text{ mm}^3 \quad m = 2,69 \text{ kg}$

Rührblatt: $V = 200 \text{ mm} \cdot 10 \text{ mm} \cdot 60 \text{ mm} = 120000 \text{ mm}^3 \quad m = 0,94 \text{ kg}$

Gesamt: 63,35 kg $F = \underline{621,46 \text{ N}} = F_{ax} = F_{Ay}$



Motorwelle

Aus symmetriegründen erhält man für die Lager C und D:

$$F_{CX} = F_{DX} = 0,5 \cdot 796 \text{ N} = 398 \text{ N}$$

$$F_{CZ} = F_{DZ} = 0,5 \cdot 289,7 \text{ N} = 144,85 \text{ N}$$

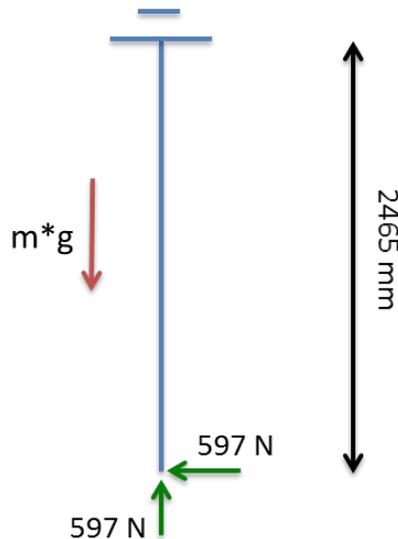
F_{Dy} lässt sich wieder aus dem Eigengewicht der Welle und des Zahnrades bestimmen:

$$F_{Dy} = (\pi \cdot (10 \text{ mm})^2 \cdot 300 \text{ mm} + \pi \cdot (30 \text{ mm})^2 \cdot 45 \text{ mm}) \cdot \rho \cdot 9,81 \text{ N/kg} = 17,07 \text{ N}$$

5 Wellenberechnung

Rührerwelle

Das Torsionsmoment und das Biegemoment der Rührerwelle werden berechnet. Das maximale Biegemoment tritt an der Verbindungsstelle zur Ausgangswelle auf.



$$M_t = 597 \text{ N} \cdot 200 \text{ mm} = 119400 \text{ Nmm}$$

$$M_b = 597 \text{ N} \cdot (2500 \text{ mm} - 35 \text{ mm}) = 1471605 \text{ Nmm}$$

Daraus lässt sich das Vergleichsmoment berechnen.

Da die Biegebelastung konstant umläuft und auch die Torsionsbeanspruchung konstant ist kann ein Anstrengungsverhältnis von 1 gewählt werden.

$$M_V = \sqrt{M_b^2 + \frac{3}{4}(M_t)^2} = 1475233,39 \text{ Nmm}$$

Mit

$$\sigma_{b, zul} = \frac{1,2 \cdot R_e}{2} = 141 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

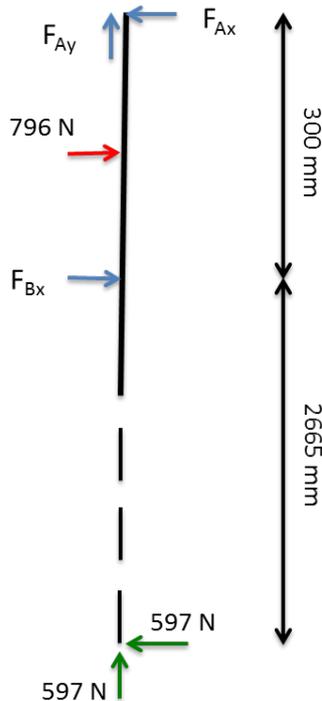
ergibt dich für den erforderlichen Durchmesser

$$d_{erf} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot M_V}{\pi \cdot \sigma_{b, zul}}} = 47,41 \text{ mm}$$

Um ein genormtes Lager einzusetzen, wird ein Durchmesser von 50 mm gewählt.

Ausgangswelle

Auch hier werden zuerst das Torsionsmoment und das kritische Biegemoment an der Stelle des unteren Lagers berechnet.



$$M_t = 597 \text{ N} \cdot 200 \text{ mm} = 119400 \text{ Nmm}$$

$$M_b = 597 \text{ N} \cdot (2500 \text{ mm} - 35 \text{ mm} + 200 \text{ mm}) = 1591005 \text{ Nmm}$$

Daraus lässt sich das Vergleichsmoment berechnen.

Da die Biegebelastung konstant umläuft und auch die Torsionsbeanspruchung konstant ist kann ein Anstrengungsverhältnis von 1 gewählt werden.

$$M_V = \sqrt{M_b^2 + \frac{3}{4}(M_t)^2} = 1594361,68 \text{ Nmm}$$

Mit

$$\sigma_{b, zul} = \frac{1,2 \cdot R_e}{2} = 141 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

ergibt sich für den erforderlichen Durchmesser

$$d_{erf} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot M_V}{\pi \cdot \sigma_{b, zul}}} = 48,65 \text{ mm}$$

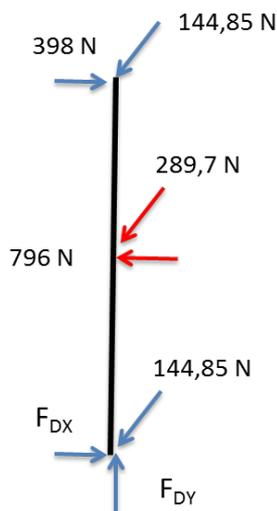
Um ein genormtes Lager einzusetzen wird ein Durchmesser von 50 mm gewählt.

Außerdem wird eine Hohlwelle verwendet, um Gewicht einzusparen. Der Innendurchmesser ergibt sich aus nachfolgender Berechnung.

$$d = \sqrt[4]{D^4 - \frac{M_v * D * 32}{\pi * \sigma_{zul}}} \rightarrow d = 26,47 \text{ mm}$$

Motorwelle

Zuerst wird das Torsionsmoment und das kritische Biegemoment auf Höhe des Zahnrades berechnet.



$$M_t = 796 \text{ N} * 30 \text{ mm} = 23880 \text{ Nmm}$$

$$M_b = 423,5 \text{ N} * 137,3 \text{ mm} = 58146,55 \text{ Nmm}$$

Um das Vergleichsmoment zu bestimmen, muss ein Anstregungsverhältnis α_0 von 0,7 gewählt werden, da es sich um eine wechselnde Biegebelastung handelt.

$$M_v = \sqrt{M_b^2 + \frac{3}{4}(0,7 * M_t)^2} = 59921,53 \text{ Nmm}$$

Mit

$$\sigma_{b, zul} = \frac{1,2 * R_e}{2} = 141 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

ergibt sich für den erforderlichen Durchmesser

$$d_{erf} = \sqrt[3]{\frac{32 * M_v}{\pi * \sigma_{b, zul}}} = 16,3 \text{ mm}$$

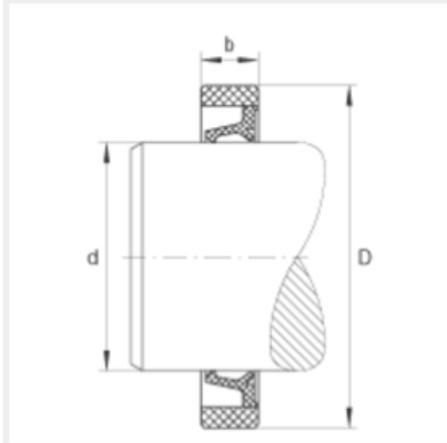
Um ein genormtes Lager einzusetzen wird ein Durchmesser von 20 mm gewählt.

5.1 Dichtringe

Um eine dichte Verbindungsstelle zwischen Welle und Gehäuse zu gewährleisten, werden folgende zweilippige Radialwellendichtringe eingesetzt.

Dichtringe SD50X58X4

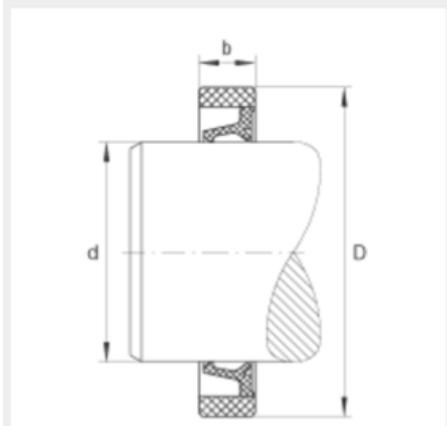
Polyamid und PU-Elastomer, zweilippig



d	50 mm	
D	58 mm	
b	4 mm	Toleranz: +0,1/-0,2
m	2,4 g	Gewicht

Dichtringe SD20X26X4

Polyamid und PU-Elastomer, zweilippig



d	20 mm	
D	26 mm	
b	4 mm	Toleranz: +0,1/-0,2
m	0,8 g	Gewicht

Bild 4. Wahl der Dichtringe

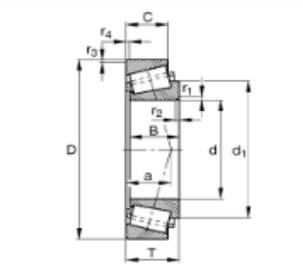
6 Lagerauswahl

6.1 Lebensdauer

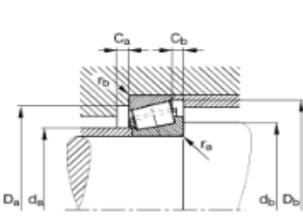
6.1.1 Ausgangswelle

Nachdem die Durchmesser der Wellen bekannt sind, kann nun ein passendes Lager in O-Anordnung ausgewählt werden:

Kegelrollenlager 30210-A
Hauptabmessungen nach DIN ISO 355 / DIN 720, zerlegbar, angestellt oder paarweise



d	50 mm
D	90 mm
T	21,75 mm
a	20 mm \approx
B	20 mm
C	17 mm
Ca min	3 mm
Cb min	4,5 mm
Da max	83 mm
Da min	79 mm
Db min	85 mm
d1	68,8 mm \approx
da max	58 mm
db min	57 mm
r1, 2 min	1,5 mm
r3, 4 min	1,5 mm
ra max	1,5 mm
rb max	1,5 mm
m	0,551 kg \approx Gewicht
Cr	79000 N dynamische Tragzahl, radial
C0r	98000 N statische Tragzahl, radial
e	0,42
Y	1,43

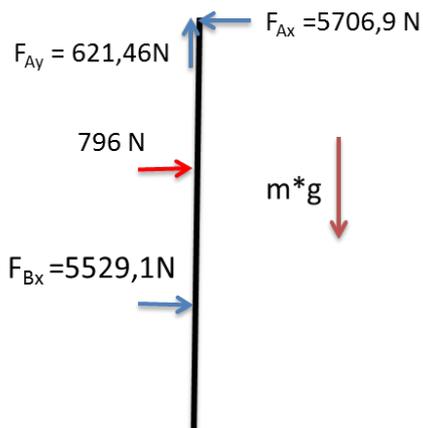


Typ	Querschnitt	Baureihe	Kontaktwinkel	F_a/C_0	e	$F_a/F_r \leq e$		$F_a/F_r > e$	
						X	Y	X	Y
Kegelrollenlager		302-303-313 320-322-322..B 323-323..B 330-331-332			Siehe Liste der Standardwahllager	1	0	0,40	Siehe Liste der Standardwahllager

Bild 5. Wahl des Kegelrollenlagers

Aus dem Bild werden Daten zur Lebensdauerberechnung entnommen. Hierzu benötigt man die dynamische Tragzahl $C = 79000$ N, den Faktor $e = 0,42$ und die Werte X und Y, die auch den Tabellen entnommen werden können.

Doch zuerst einmal muss ermittelt werden, welches der beiden angestellten Lager die Rolle des Festlagers übernimmt. Wenn Lager A die Rolle des Festlagers übernimmt, müssen folgende Eigenschaften zutreffen:



Da beide Lager jeweils die selbe Bauweise haben deshalb ist

$$Y_A = Y_B = Y \quad , \text{ und da}$$

$$F_{Ax} > F_{Bx} \quad , \text{ und da}$$

$$F > 0,5 * \left(\frac{F_{Ax} - F_{Bx}}{Y} \right) \quad \text{ist Lager A das Festlager}$$

Da es sich außerdem um ein angestelltes Lager handelt, wirkt nicht nur die Axialkraft F_{Ay} , sondern das Lager wird auch noch zusätzlich durch eine Kraft belastet, wodurch eine höhere Axialkraft F_a zu Stande kommt:

$$F_a = F_{Ay} + 0,5 * \frac{F_{Bx}}{Y} = 621,46 N + 0,5 * \frac{5529,1 N}{1,43} = 2554,71 N$$

Der erste Schritt der Lebensdauerberechnung ist die Axialkraft F_a ins Verhältnis mit der Radialkraft $F_{ax} = F_r$ zu setzen. Ist dieser Wert größer als so nimmt man für $X = 0,4$ und für $Y = 1,43$. Ist dies nicht der Fall wird X zu Null und Y auf eins gesetzt.

$$\frac{F_a}{F_r} = \frac{2554,7 N}{5706,9 N} = 0,45 > e$$

Dadurch ergibt sich für den Wert P folgende Werte:

$$P = 0,4 * F_r + Y * F_a$$

$$P = 0,4 * 5706,9 N + 1,43 * 2554,71 N$$

$$P = 5936 N$$

Nun sind alle Werte gegeben um die Lebensdauer zu berechnen:

$$L_{10h} = \frac{\left(\frac{C}{P} \right)^{\frac{10}{3}} * 10}{\left(60 * 200 \frac{1}{\text{min}} \right)} = 465510,43 h$$

Auch für das Kegelrollenlager, dass als Loslager arbeitet muss das Verhältnis zwischen F_a und $F_r = F_{Bx}$ gebildet werden. Da jedoch keine Axialkraft wirkt ist das Verhältnis null und e ist somit größer. Daraus folgt, dass $X = 1$ und $Y = 0$ ist. Für P ergeben sich demnach folgende Werte:

$$P = 1 * 5529,1 \text{ N}$$

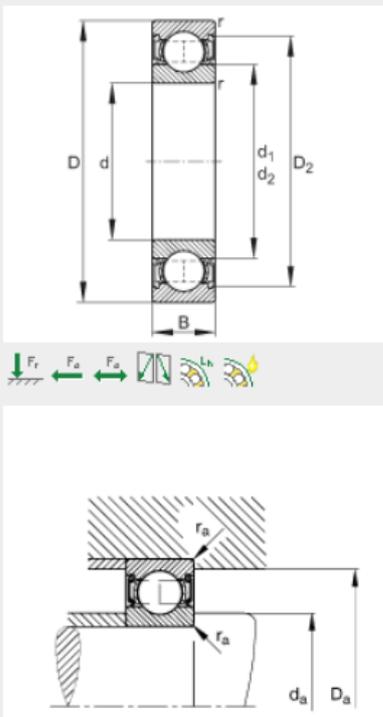
Und für die Lebensdauer:

$$L_{10h} = \frac{\left(\frac{C}{P}\right)^{\frac{10}{3}} * 10}{(60 * 200 \frac{1}{\text{min}})} = 589830,98 \text{ h}$$

6.1.2 Motorwelle

Auch hier kann man durch Erkenntnis über den Durchmesser auf das passende Rillenkugellager schließen

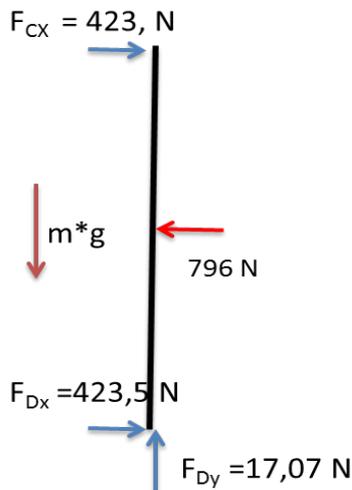
Rillenkugellager 6004-2RSR
Hauptabmessungen nach DIN 625-1, beidseitig Lippendichtung



d	20 mm	
D	42 mm	
B	12 mm	
D₂	37,4 mm	
D_{a max}	38,8 mm	
d₁	26,6 mm	
d_{a min}	23,2 mm	
r_{a max}	0,6 mm	
r_{min}	0,6 mm	
m	0,071 kg	Gewicht
C_r	10000 N	dynamische Tragzahl, radial
C_{0r}	5000 N	statische Tragzahl, radial
n_G	10100 1/min	Grenzdrehzahl
C_{ur}	255 N	Ermüdungsgrenzbelastung, radial

Bild 6. Wahl des Rillenkugellagers

Analog zur Ausgangswelle kann auch hieraus die dynamische Tragzahl $C = 10000N$ und die statische Tragzahl $C_0 = 5000N$ herausgelesen werden.



Bei einem klassischen Fest-Loslager lässt sich der Faktor e des Festlagers aus dem Verhältnis zwischen der Axialkraft $F_a = F_{Dy}$ und der statischen Tragzahl ermitteln:

$$\frac{F_a}{C_0} = \frac{17,07N}{5000N} = 0,0034 \rightarrow e = 0,13$$

Der Wert e ist hierbei aus dem Tabellenbuch zu ermitteln.

Der nächste Schritt der Lebensdauerberechnung ist die Axialkraft F_a ins Verhältnis mit der Radialkraft $F_{Dx} = F_r$ zu setzen:

$$\frac{F_a}{F_r} = \frac{17,07N}{423,5N} = 0,04 \leq e$$

Da dieser Wert kleiner als e ist nimmt man für $X = 1$ und $Y = 0$, wodurch P folgenden Wert annimmt.

$$P = 1 * 423,5 N$$

Nun lässt sich die Lebensdauer des Festlagers berechnen:

$$L_{10h} = \frac{\left(\frac{C}{P}\right)^3 * 10^6}{\left(60 * 200 \frac{1}{\text{min}}\right)} = 1097131,06 h$$

Analog gilt auch für das Loslager die Werte $X = 1$ und $Y = 0$, da dieser Wert für jedes Loslager festgelegt ist:

Damit ist $P = 1 * 423,5 N$ und die Lebensdauer

$$L_{10h} = \frac{\left(\frac{C}{P}\right)^3 * 10^6}{\left(60 * 200 \frac{1}{\text{min}}\right)} = 1097131,06 h$$

6.2 Wahl der Passungen

Um die richtige Wahl der Passungen zu treffen, muss entschieden werden, ob eine Spiel-, Übergangs- oder eine feste Passung notwendig ist. An beiden Wellen rotiert jeweils der Innenring mit der Welle und der Außenring steht still. An der Motorwelle herrscht durch die Kraft des Zahnrades bei den Lagern eine Punktlast am Außenring und eine Umfangslast am Innenring. Dies kommt daher, dass die Welle sich dreht die Last am Zahnrad jedoch stationär ist. Deshalb benötigt man hier eine Übergangspassung am Innenring und eine Spielpassung am Außenring. Die Wahl für die Motorwelle fiel damit auf eine H7/j6 Passung. Anders ist es an der Ausgangswelle. Hier ist der Hauptangriffspunkt der Kraft am Rührblatt, dass sich mit derselben Geschwindigkeit wie die Welle dreht. Es gibt demnach Umfangslast an Außenring und Punktlast am Innenring. Deshalb benötigt man eine Übergangspassung am Außenring und eine Spielpassung am Innenring. Die Entscheidung fiel auf eine h6/M7 Passung.

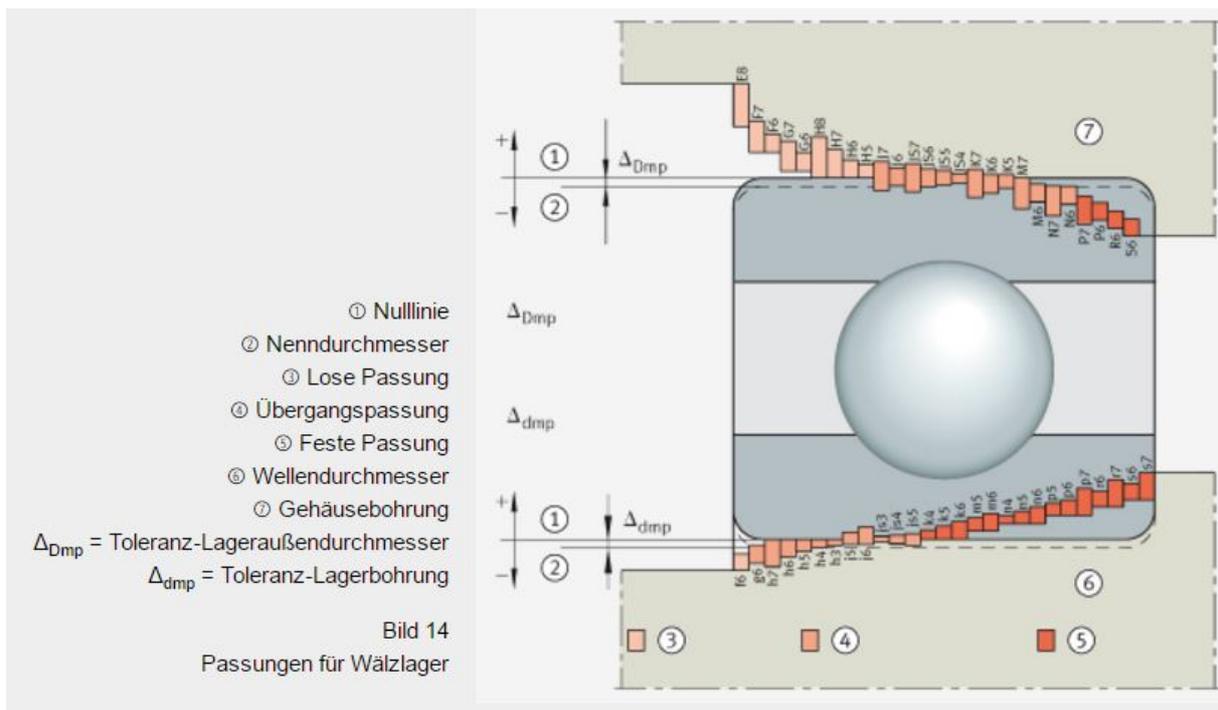


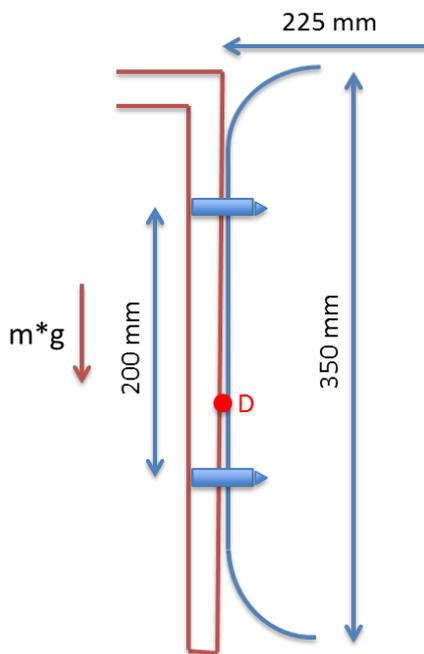
Bild 7. Passungsschema

7 Schraubenberechnung

7.1 Konsolenanschluss

Befestigung

Das Eigengewicht des gesamten Rührwerks sowie die daraus resultierende Betriebskraft der Schraubenverbindung (Konsolenanschluss) werden nachfolgend berechnet.



$$\text{Drehpunkt: } (1/4) * h = (1/4) * 300 \text{ mm} = 87,5 \text{ mm}$$

Eigengewicht: Rührerwelle + Ausgangswelle

$$+ \text{Zahnrad} + \text{Rührblatt} = 63,35 \text{ kg}$$

$$\text{Motorwelle} + \text{Zahnrad} = 1,74 \text{ kg}$$

Gehäuse:

$$(34 \text{ cm} * 34 \text{ cm} * 45 \text{ cm},$$

$$t = 1,0 \text{ cm}) = 57,51 \text{ kg}$$

$$\text{Öl: } (\rho_{\text{Öl}} = 0,7 \text{ g/cm}^3) = 28,03 \text{ kg}$$

$$\text{insgesamt:} = 150,63 \text{ kg}$$

(+ motor: 170 kg)

$$\hat{D} : 170 \text{ kg} * 9,81 \text{ N/kg} * 225 \text{ mm} = 375232,5 \text{ Nmm}$$
$$= F_B * (350 - 87,5 - 75) \text{ mm} \rightarrow F_B = 2001,24 \text{ N}$$

Die reibschlüssig übertragenen Kräfte lassen sich wie folgt berechnen

$$F_K = \frac{F}{2 * \mu_0} = \frac{170 \text{ kg} * 9,81 \text{ N/kg}}{2 * 0,14} = 5956,07 \text{ N}$$

Vordimensionierung

Mit einem Anziehungsfaktor von 1,6 ergibt sich eine maximale Schraubenkraft von

$$F_{S, \text{max}} = \alpha * (F_B + F_{Kl}) = 12731,7 \text{ N} \quad (\alpha = 1,6)$$

Folgende Voraussetzung muss bei der Schraubenauswahl erfüllt sein.

$$F_{S, \max} \leq F_{0,2} \quad F_{0,2} \approx A_S * R_{p0,2}$$

$F_{0,2}$ errechnet sich somit folgendermaßen

$$F_{0,2} = \frac{(d_2^2 + d_3^2) * \pi}{2 * 4} * R_{p0,2}$$

Es wird eine M6 Schraube der Festigkeitsklasse 12.9 gewählt.

($d_2 = 5,35 \text{ mm}$; $d_3 = 4,77 \text{ mm}$)

$$F_{0,2} = \frac{((5,35 \text{ mm})^2 + (4,77 \text{ mm})^2) * \pi}{2 * 4} * 12 * 9 * 10 = 21789,08 \text{ N}$$

Es wird für das Gehäuse das Gusseisen GG25 gewählt mit einer zulässigen Flächenpressung von $p_{\text{zul}} = 800 \text{ N/mm}^2$.

Somit ergibt sich

$$p = \frac{0,7 * F_{0,2}}{A_p} = 344,08 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \leq 800 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Nachgiebigkeiten

Für nachfolgende Berechnungen müssen Nachgiebigkeit von Schraube und Flansch ermittelt werden.

Schraube

$$\delta_{K0} = \frac{4 * 0,5 * d}{E_S * \pi * d^2} = \frac{4 * 0,5 * 6 \text{ mm}}{210000 \text{ N/mm}^2 * \pi * (6 \text{ mm})^2} = 5,0525 * 10^{-7} \frac{\text{mm}}{\text{N}}$$

$$\delta_G = \frac{4 * l}{E_S * \pi * d_3^2} = \frac{4 * 30 \text{ mm}}{210000 \text{ N/mm}^2 * \pi * (4,77 \text{ mm})^2} = 7,9942 * 10^{-6} \frac{\text{mm}}{\text{N}}$$

$$\delta_S = \delta_{K0} + \delta_G = 8,4995 * 10^{-6} \frac{\text{mm}}{\text{N}}$$

Flansch

Mit $d_w = 10 \text{ mm}$ und $d_h = 6,6 \text{ mm}$ und $D_A > d_w + l_K$ ergibt sich

$$\delta_F = \frac{l_k}{E + A_{ers}}$$

$$A_{ers} = \frac{\pi}{4}(d_w^2 - d_h^2) + \frac{\pi}{8} * d_w * l_K * \left(\sqrt[3]{l_K * \frac{d_w}{(d_w + l_K)^2} + 1} \right)^2 - 1 = 217,78 \text{ mm}^2$$

$$\delta_F = \frac{l_k}{E + A_{ers}} = \frac{30 \text{ mm}}{210000 \text{ N/mm}^2 * 217,78 \text{ mm}^2} = 6,5597 * 10^{-7} \text{ mm/N}$$

Setzkraft und erforderliche Vorspannkraft

Damit kann nun die Setzkraft ausgerechnet werden. Dabei wird von einem gesamten Setzweg (Gewinde, Kopf-, Mutternaufgabe, Trennfuge) von $f_z = 0,0075 \text{ mm}$ ausgegangen.

$$F_z = \frac{f_z}{\delta_S + \delta_F} = \frac{0,0075 \text{ mm}}{9,15543 * 10^{-6}} = 819,19 \text{ N}$$

Somit kann die bei der Montage erforderliche Vorspannkraft ermittelt werden.

$$F_{v, erf} = \alpha * [F_K + F_Z + F_B(1 - \Phi)]$$

Mit einem Kraftverhältnis von

$$\Phi = 0,5 * \Phi_k = 0,5 * \frac{\delta_F}{\delta_S + \delta_F} = 0,03582$$

ergibt sich

$$F_{v, erf} = 1,6 * [5956,07 \text{ N} + 819,19 \text{ N} + 2001,24 \text{ N}(1 - 0,03582)] = 13927,7 \text{ N}$$

Kontrolle

$$F_{v, erf} \leq F_{sp} \quad 13927,7N \leq 15205N$$

Die Beanspruchung der Schraube beim Anziehen ist somit in Ordnung.

Wie man an folgender Berechnung sieht übersteigt die, durch die Betriebskraft verursachte, zusätzliche Spannung in der Schraube keine 10% der Streckgrenze.

$$F_B * \Phi \leq 0,1 * F_{0,2}$$

$$71,68N \leq 2178,91N$$

Für die tatsächliche Flächenpressung am Flansch ergibt sich

$$p \leq p_{zul}$$

$$\frac{F_{s, max}}{A_p} \leq p_{zul}$$

$$\frac{F_{v, erf} + F_{BS}}{(d_k^2 - d_h^2) * \frac{\pi}{4}} \leq 800 \frac{N}{mm^2}$$

$$\frac{13927,7N + 71,68N}{(10^2 - 6,6^2) * \frac{\pi}{4}} \leq 800 \frac{N}{mm^2}$$

$$315,81 \frac{N}{mm^2} \leq 800 \frac{N}{mm^2}$$

Die zulässige Flächenpressung wird somit nicht überschritten.

Anzugsmoment der Schraube

$$M_{S,G} = F_{ax} * \left(\frac{P_h}{2 * \pi} + 0,58 * d_2 * \mu_G \right)$$

$$M_{S,G} = 13927,7N * \left(\frac{1}{2 * \pi} + 0,58 * 5,35mm * 0,19 \right) = 10390,5Nmm$$

$$M_{s,K} = F_{ax} * \frac{d_w + d_{K,i}}{4} * \mu_G$$

$$M_{s,K} = 13927,7N * \frac{10mm + 6,6mm}{4} * 0,19 = 10981,99Nmm$$

Daraus ergibt sich ein gesamtes Drehmoment beim Anziehen der Schraube von

$$M_S = M_{S,G} + M_{S,K} = 10390,5 Nmm + 10981,99 Nmm = 21372,49 Nmm$$

Beanspruchung der Schraube beim Anziehen

Zug- und Torsionsbeanspruchung lassen sich wie folgt berechnen

$$\sigma_{Z, \max} = \frac{F_{V, \max}}{A_{\min}} = \frac{13927,7N}{20,175mm^2} = 690,3 \frac{N}{mm^2}$$

$$W_p = \frac{\pi * d_{\min}^3}{12} = 28,41mm^3 \quad \tau_{t, \max} = \frac{M_{S,G}}{W_p}$$

$$\tau_{t, \max} = \frac{10390,5Nmm}{28,41mm^3} = 365,7 \frac{N}{mm^2}$$

Daraus lässt sich die Gesamtbeanspruchung der Schraube errechnen

$$\sigma_{V, \max} = \sqrt{\sigma_{Z, \max}^2 + 3 * \tau_{t, \max}^2}$$

$$\sigma_{V, \max} = \sqrt{(690,3N/mm^2)^2 + 3 * (365,7N/mm^2)^2} = 936,9 \frac{N}{mm^2}$$

Die maximal zulässige Vorspannkraft lässt sich wie folgt berechnen

$$F_{SP} = \frac{A_{\min} * 0,9 * R_{p0,2}}{\sqrt{1 + 3 \left[\frac{3 * d_2}{2 * d_{\min}} * \left(\frac{P_h}{\pi * d_2} + \frac{\mu_G}{\cos(0,5 * \beta)} \right) \right]^2}} = 15218,38N > 13927,7N$$

Somit ist die erforderliche Vorspannkraft zulässig und die Schraubenauslegung erfolgreich.

7.2 Keilwellenverbindung

Bevor mit der Schraubenberechnung der Keilwelle angefangen wird, muss erst einmal geprüft werden, welchen Durchmesser die Keile haben müssen, um das Torsionsmoment $M_t = 119400 \text{ Nmm}$ auszuhalten.

$$d_{\text{erf}} = \sqrt[3]{\frac{16 * M_t}{\pi * \tau_{\text{zul}}}} \quad \text{mit} \quad \tau_{\text{zul}} = \frac{\tau_{i,W,N}}{S_D * \beta_K} = \frac{105 \text{ N/mm}^2}{2} = 52,5 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

mit $S_D = 2$ und $\beta_K = 1$ (keine Kerbe im Wellenabschnitt)

$$d_{\text{erf}} = \sqrt[3]{\frac{16 * 119400 \text{ Nmm}}{\pi * 52,4 \text{ N/mm}^2}} = 22,63 \text{ mm}$$

Die nächstgrößere Keilwellenverbindung nach DIN ISO 14 ist eine Verbindung mit $N = 6$ Keile, Innendurchmesser $d = 23 \text{ mm}$ und Außendurchmesser $D = 26 \text{ mm}$ (vgl. Bild 3)

Als nächstes muss die Flankenpressung geprüft werden, dies geschieht mit der standard-Formel zur Flächenpressungsberechnung:

$$p = \frac{F}{A}$$

$$\text{mit } F = F_U = \frac{2 * M_t}{d_m} \quad \text{und} \quad d_m = \frac{23 \text{ mm} + 26 \text{ mm}}{2} = 24,5 \text{ mm}$$

$$\text{mit } A = h_{tr} * l_{tr} \quad \text{und} \quad h_{tr} = \frac{D - d}{2} = \frac{3 \text{ mm}}{2} = 1,5 \text{ mm} \quad (\text{Traghöhe})$$

$$\text{und } l_{tr} = 1,3 * d_m = 31,85 \text{ mm} \quad (\text{Traglänge})$$

$$p = \frac{2 * M_t}{d_m * h_{tr} * l_{tr} * \varphi * N} = \frac{2 * 119400 \text{ Nmm}}{24,5 \text{ mm} * 1,5 \text{ mm} * 31,85 \text{ mm} * 0,75 * 6} = 45 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

mit $\varphi = 0,75$ (Faktor bei Innenzentrierung)

$$S = \frac{R_e}{p} = \frac{235}{45} \approx 5$$

Schraubverbindung Keilwelle

Die Betriebskraft der Schraubenverbindung entsteht durch das Eigengewicht der Rührerwelle und beträgt 271,03 N. Im Betrieb wird die Welle nach oben gedrückt und die Verbindung somit entlastet.

Die reibschlüssig übertragenen Kräfte lassen sich folgendermaßen berechnen

$$F_K = \frac{F}{1 * \mu_0} = \frac{596,75N}{1 * 0,14} = 4262,5N$$

Vordimensionierung

Mit einem Anziehungsfaktor von 1,6 ergibt sich eine maximale Schraubenkraft von

$$F_{S, \max} = \alpha * (F_B + F_{Kl}) = 7253,65N \quad (\alpha = 1,6)$$

Folgende Voraussetzung muss bei der Schraubenauswahl erfüllt sein.

$$F_{S, \max} \leq F_{0,2} \quad F_{0,2} \approx A_S * R_{p0,2}$$

$F_{0,2}$ errechnet sich somit folgendermaßen

$$F_{0,2} = \frac{(d_2^2 + d_3^2) * \pi}{2 * 4} * R_{p0,2}$$

Es wird eine M76 Schraube der Festigkeitsklasse 4.6 gewählt.

Die Schraubenauswahl erscheint auf den ersten Blick überdimensioniert, aber für eine zulässige Flächenpressung wird die damit verbundene Auflagefläche gebraucht.

($d_2 = 72,10 \text{ mm}$; $d_3 = 68,64 \text{ mm}$)

$$F_{0,2} = \frac{((72,10\text{mm})^2 + (68,64\text{mm})^2) * \pi}{2 * 4} * 4 * 6 * 10 = 933982,26N$$

Die maximal zulässige Flächenpressung von Stahl (S235) hängt von der Materialpaarung und der Oberfläche ab und wurde auf $p_{zul} = 85 \text{ N/mm}^2$ gelegt.

Somit ergibt sich

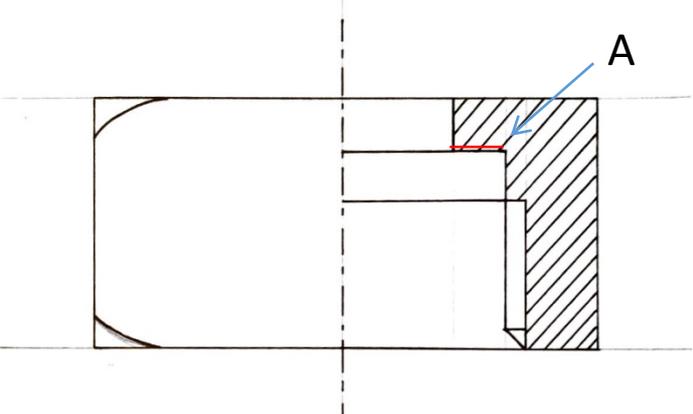
$$p = \frac{0,7 * F_{0,2}}{A_n} = 376,42 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} > 85 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$


Bild 9. Veranschaulichung der Flächenpressung

Die überschlägig errechnete Flächenpressung übersteigt damit p_{zul} , aber tatsächlich werden wesentlich kleinere Kräfte als $0,7 * F_{0,2}$ auf die Fläche einwirken, wie bei der Berechnung der tatsächlichen Flächenpressung ersichtlich wird.

Nachgiebigkeiten

Für nachfolgende Berechnungen müssen Nachgiebigkeit von Schraube und Flansch ermittelt werden.

Schraube

$$\delta_M = \frac{4 * l_M}{E_s * \pi * d^2} = \frac{4 * 40 \text{ mm}}{210000 \text{ N/mm}^2 * \pi * (76 \text{ mm})^2} = 4,199 * 10^{-8} \frac{\text{mm}}{\text{N}}$$

$$\delta_G = \frac{4 * l}{E_s * \pi * d_3^2} = \frac{4 * 21 \text{ mm}}{210000 \text{ N/mm}^2 * \pi * (68,64 \text{ mm})^2} = 2,702 * 10^{-8} \frac{\text{mm}}{\text{N}}$$

$$\delta_S = \delta_M + \delta_G = 6,901 * 10^{-8} \frac{mm}{N}$$

Flansch

Bei der Berechnung der Flanschnachgiebigkeit handelt es sich bei der gewählten Schraubenverbindung um einen Sonderfall, sodass die gegebenen Formeln angepasst werden müssen. Deshalb kann nicht mit $d_w - d_h$ gerechnet werden sondern mit d_3 – Durchmesser der Welle (50 mm), da dies der Auflagefläche entspricht.

Mit $d_3 = 68,64$ mm und $d_{Welle} = 50$ mm und ergibt sich

$$\delta_F = \frac{l_k}{E + A_{ers}}$$

$$A_{ers} = \frac{\pi}{4} * (D_A^2 - d^2) = \frac{\pi}{4} * ((68,64mm)^2 - (50mm)^2) = 1736,87mm^2$$

$$\delta_F = \frac{l_k}{E * A_{ers}} = \frac{10mm}{210000N / mm^2 * 1736,87mm^2} = 2,742 * 10^{-8} mm / N$$

Setzkraft und erforderliche Vorspannkraft

Damit kann nun die Setzkraft ausgerechnet werden. Dabei wird von einem gesamten Setzweg von $f_z = 0,0075$ mm ausgegangen.

$$F_z = \frac{f_z}{\delta_S + \delta_F} = \frac{0,0075mm}{9,643 * 10^{-8}} = 77776,63N$$

Somit kann die bei der Montage erforderliche Vorspannkraft ermittelt werden.

$$F_{V, erf} = \alpha * [F_K + F_Z + F_B(1 - \Phi)]$$

Mit einem Kraftverhältnis von

$$\Phi = 0,5 * \Phi_k = 0,5 * \frac{\delta_F}{\delta_S + \delta_F} = 0,142$$

ergibt sich

$$F_{v, erf} = 1,6 * [4262,5N + 77776,63N + 271,03N(1 - 0,142)] = 131634,68N$$

Kontrolle

$$F_{v, erf} \leq F_{sp} \quad 131634,68N \leq 545427N \quad (M68)$$

F_{SP} kann in Tabellen nur bis M68 abgelesen werden und würde bei M76 noch größer ausfallen.

Die Beanspruchung der Schraube beim Anziehen ist somit in Ordnung.

Wie man an folgender Berechnung sieht übersteigt die, durch die Betriebskraft verursachte, zusätzliche Spannung in der Schraube keine 10% der Streckgrenze.

$$F_B * \Phi \leq 0,1 * F_{0,2}$$

$$38,49N \leq 93398,23N$$

Für die tatsächliche Flächenpressung am Flansch ergibt sich

$$p \leq p_{zul}$$

$$\frac{F_{s, max}}{Ap} \leq 85 \frac{N}{mm^2}$$

$$\frac{F_{v, erf} + F_{BS}}{(d_k^2 - d_h^2) * \frac{\pi}{4}} \leq 85 \frac{N}{mm^2}$$

$$\frac{72193,7N + 62,88N}{556,15mm^2} \leq 85 \frac{N}{mm^2}$$

$$75,81 \frac{N}{mm^2} \leq 85 \frac{N}{mm^2}$$

→ Die zulässige Flächenpressung wird somit nicht überschritten.

Anzugsmoment der Schraube

$$M_{S,G} = F_{ax} * \left(\frac{P_h}{2 * \pi} + 0,58 * d_2 * \mu_G \right)$$

$$M_{S,G} = 131634,68N * \left(\frac{6}{2 * \pi} + 0,58 * 72,10mm * 0,14 \right) = 896359,73Nmm$$

$$M_{S,K} = 131634,68N * \frac{68,64mm + 50mm}{4} * 0,14 = 546599,85Nmm$$

Daraus ergibt sich ein gesamtes Drehmoment beim Anziehen der Schraube von

$$M_S = M_{S,G} + M_{S,K} = 896359,73 Nmm + 546599,85 Nmm = 1442959,58 Nmm$$

Beanspruchung der Schraube beim Anziehen

Zug- und Torsionsbeanspruchung lassen sich wie folgt berechnen

$$\sigma_{Z, \max} = \frac{F_{V, \max}}{A_{\min}} = \frac{131634,68N}{3891,59mm^2} = 33,83 \frac{N}{mm^2}$$

$$W_p = \frac{\pi * d_{\min}^3}{12} = 84664,33mm^3 \quad \tau_{t, \max} = \frac{M_{S,G}}{W_p}$$

$$\tau_{t, \max} = \frac{896359,73Nmm}{84664,33mm^3} = 10,59 \frac{N}{mm^2}$$

Daraus lässt sich die Gesamtbeanspruchung der Schraube errechnen

$$\sigma_{V, \max} = \sqrt{\sigma_{Z, \max}^2 + 3 * \tau_{t, \max}^2}$$

$$\sigma_{V, \max} = \sqrt{(33,83N / mm^2)^2 + 3 * (10,59N / mm^2)^2} = 38,48 \frac{N}{mm^2}$$

Die maximal zulässige Vorspannkraft lässt sich wie folgt berechnen

$$F_{SP} = \frac{A_{\min} * 0,9 * R_{p0,2}}{\sqrt{1 + 3 \left[\frac{3 * d_2}{2 * d_{\min}} * \left(\frac{P_h}{\pi * d_2} + \frac{\mu_G}{\cos(0,5 * \beta)} \right) \right]^2}} = 747771,27N > 131634,68N$$

Somit ist die erforderliche Vorspannkraft zulässig und die Schraubenauslegung erfolgreich.

8 Passfederverbindung

Kalkulation Passfeder der Ausgangswelle

Die Kalkulation der Passfeder wurde mit den bekannten Methoden der Vorlesung ME1 durchgeführt. Hierfür gibt es 3 Formeln, mit denen man bei der Welle-Nabe-Verbindung die Flächenpressung der Nabe (p_N), Flächenpressung der Welle (p_w) und Flächenpressung der Passfeder (p_p) überprüfen kann.

Alle die ermittelten Flächenpressungen müssen selbstverständlich größer als die maximal zulässigen Größen, die aus dem Tabellenbuch zu entnehmen sind, sein. Die 3 nötigen Formeln:

$$p_n = \frac{2 * M_t}{n * \varphi * d * (h - t_1) * l_{tr}} \leq p_{n, zul}$$

$$p_w = \frac{2 * M_t}{n * \varphi * d * t_1 * l_{tr}} \leq p_{w, zul}$$

$$p_p = \frac{2 * M_t}{n * \varphi * d * (h - t_1) * l_{tr}} \leq p_{p, zul}$$

Kalkulation Passfeder der Motorwelle

Die Motorwelle wird mit einer Kraft von 796N belastet, daraus ergibt sich ein Moment von $796N * 0,03m = 23,88Nm$, also 23880Nmm. Diese zu belastende Passfeder hat die Norm DIN 6885-A-6*6*40.

Für die Formeln werden bestimmte Parameter benötigt.

Der Faktor $\varphi = 1$ ergibt sich, da es sich um eine einzelne Passfeder handelt. Zudem gibt es die Werte $t_1 = 3,5$, $t_2 = 2,8$, $h = 6mm$ und $l_{tr} = 40$ mm, die sich aus der Geometrie der Passfeder ergeben.

Wichtig für die Formel ist zudem, dass der Wellendurchmesser bei der Motorwelle 20mm beträgt.

Daraus ergeben sich die Werte:

$$p_n = 23,88 \text{ N/mm}^2 \text{ (i.O.)}$$

$$p_w = 17,06 \text{ N/mm}^2 \text{ (i.O.)}$$

$$p_p = 23,88 \text{ N/mm}^2 \text{ (i.O.)}$$

die jeweils zulässig sind.

Kalkulation Passfeder Ausgangswelle

Die Kalkulation der Ausgangswelle läuft selbstverständlich nach dem gleichen Prinzip wie bei der Motorwelle ab. Hier wird die Passfeder mit einer Kraft von 597N belastet, mit einem Hebelarm ergibt sich somit ein Moment von 119400Nmm. Der Parameter φ ergibt sich wieder zu 1, da eine Passfeder die Belastung aufnimmt. Die restlichen Werte die ebenfalls für die Berechnung benötigt werden sind $h = 9 \text{ mm}$ $t_1 = 5,5$ $h - t_1 = 3,5 \text{ mm}$ und $l_{tr} = 40 \text{ mm}$.

Durch Einsetzen in die bekannten ME1 Formeln ergeben sich die jeweiligen Flächenpressungen, die auch hier deutlich den Anforderungen genügen.

$$p_n = 34,11 \text{ N/mm}^2 \text{ (i.O.)}$$

$$p_w = 21,71 \text{ N/mm}^2 \text{ (i.O.)}$$

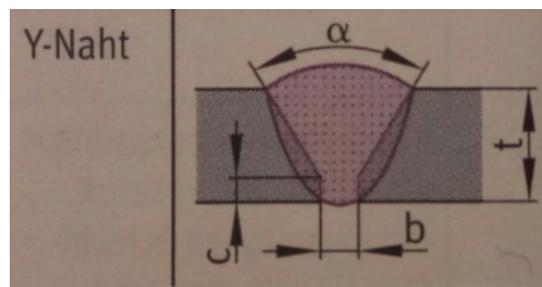
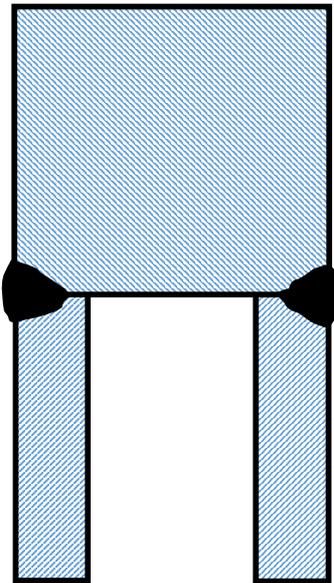
$$p_p = 34,11 \text{ N/mm}^2 \text{ (i.O.)}$$

9 Schweißnaht

Für die Verbindungen werden drei Schweißnähte benötigt:

1. Verbindung zwischen der Vollwelle und der Hohlwelle:

Für diesen Fall fiel der Entschluss auf eine Y- Verbindung.



Mit:

$$t = 11,8 \text{ mm}$$

$$c = 3 \text{ mm}$$

$$b = 2 \text{ mm}$$

$$\alpha = 60^\circ$$

Für die Rechnungen wird folgendes benötigt:

$$A_w = \frac{\pi}{4} (D^2 - d^2)$$

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

$$d = 26,4 \text{ mm}$$

$$A_w = 1416,1 \text{ mm}^2$$

Die Kräfte sind in diesem Fall Zug (Gewicht) und Torsion.

Das Gewicht ist die Kraft die nach unten zeigt. Mit der folgenden Formel wird die Kraft berechnet:

$$G = [\rho \cdot A \cdot l] \cdot 9,81$$

$$G = 268,81 \text{ N}$$

Als nächstes wird die Spannung berechnet:

$$\sigma = \frac{G}{A_w} = \frac{268,81}{1416,1} = 0,19 \text{ N/mm}^2$$

Nun wird die Torsion errechnet. Es ist ähnlich wie das Gewicht, aber für die Formel benötigt man W_t :

$$W_t = \frac{\pi(D^4 - d^4)}{16 \cdot D} = 22636,14$$

Damit kann man im nächsten Schritt die Torsion berechnen:

$$\tau = \frac{M}{W_t} = \frac{119400}{22636,14} = 5,275 \text{ N/mm}^2$$

Nach DIN 18800:

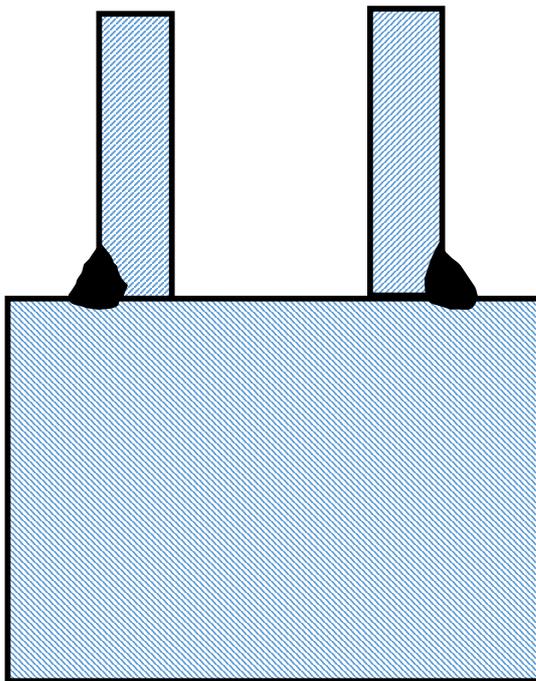
Zusammengesetzte Beanspruchung

$$\sigma_{vw} = \sqrt{\sigma_w^2 + \tau_w^2} = 5,278 \text{ N/mm}^2$$

$$\sigma_{zul} = \frac{R_p}{S_{fw}} = \frac{235}{1,5} = 156,67 \text{ N/mm}^2$$

$$\sigma_{vw} = 5,725 < 125,34 \Rightarrow \text{Naht hält!}$$

2. Die zweite Schweißnaht ist zwischen der Hohlwelle und dem Würfel.



Wir nehmen:

$$a \leq 0,7 \cdot t_m = 0,7 \cdot 11,8 \approx 8 \text{ mm}$$

$$L = \pi \cdot d_a = \pi \cdot 50 = 157 \text{ mm}$$

Bredt'sche formel für die Berechnung der Fläche:

$$A_m = \pi \cdot (D-a)^2 = 5473,37 \text{ mm}^2$$

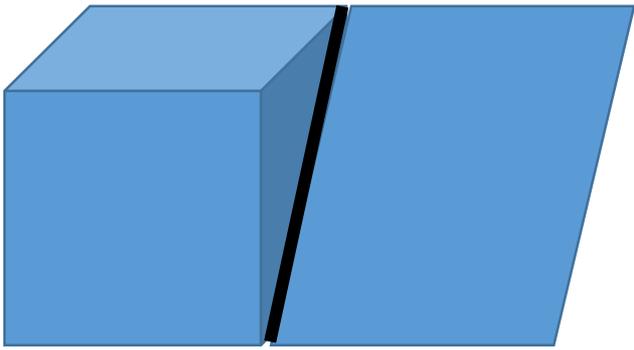
$$W_{tw} = 2 \cdot A_m \cdot a = 90420,06 \text{ mm}^3$$

$$\tau_{tw} = \frac{M_{t,m}}{W_{tw}} = 1,32 \text{ N/mm}^2$$

$$\tau_{zul} = \frac{135}{3} = 45 \text{ N/mm}^2$$

$$\tau_{tw} = 1,32 < 45 \text{ N/mm}^2 \Rightarrow \text{Naht hält!}$$

3. Schweißnaht des Rührblatts



In diesem Fall es gibt Biegung und Kräfte am Rührblatt.

Schub als

$$M = F \cdot d = 597 \cdot 200 = 119400 \text{ Nmm}$$

$$S = 597 \text{ N}$$

$$L = 89 \text{ mm}$$

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

$$s = 17 \text{ mm}$$

$$I_{bw} = \frac{L \cdot (s+a)^3}{12} - \frac{L \cdot (s-a)^3}{12} = 95111,33 \text{ mm}^3$$

$$L_{w2} = \frac{(s+a)}{2} = 12 \text{ mm}$$

Biegung:

$$\sigma_{bw,m} = \frac{M_{b,m}}{I_{bw}} \cdot L_w = \frac{119400}{95111,33} \cdot 12 = 15,06 \text{ N/mm}^2$$

Schub:

$$\tau_{w,m} = \frac{F_{QW}}{A_{pW}} = \frac{597}{2 \cdot 200 \cdot 7} = 0,213 \text{ N/mm}^2$$

DIN 18800

$$\sigma_{vw} = \sqrt{\sigma_w^2 + \tau_w^2} = 15,06 \text{ N/mm}^2$$

$$\sigma_{zul} = \frac{140}{3} = 46,67 \text{ N/mm}^2$$

$$\sigma_{vw} = 15,06 < 46,67 \Rightarrow \text{Naht h\u00e4lt!}$$

11 Quellenverzeichnis

Textverzeichnis:

- (1) Maschinenelemente 1 – Prof. Dr. Hirsch
- (2) Maschinenelemente 2 – Prof. Dr. Wollfarth
- (3) Tabellenbuch Metall – Europa Lehrmittel

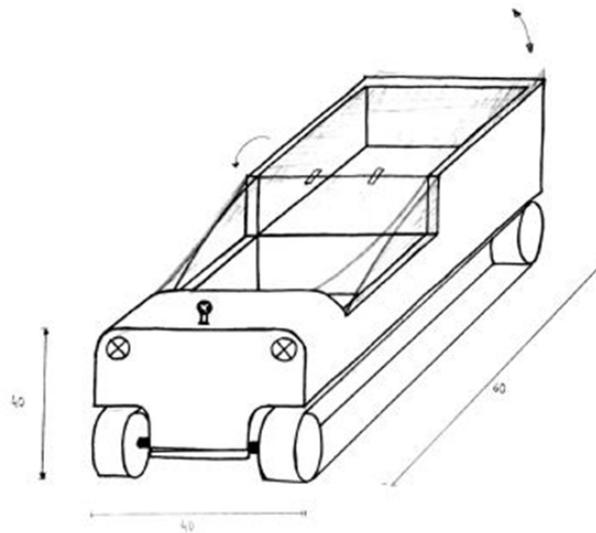
Bildverzeichnis

- (4) http://medias.schaeffler.com/medias/de!hp.tg.cat/tg_hr*ST4_1652155275?bBT_wjIGX_NZ
- (5) http://medias.schaeffler.de/medias/de!hp.ec.br.pr/60..-2RSR*6004-2RSR
- (6) http://medias.schaeffler.de/medias/de!hp.ec.br.pr/302*30210-A
- (7) http://medias.schaeffler.de/medias/de!hp.ec.br.pr/SD*SD20X26X4
- (8) http://medias.schaeffler.de/medias/de!hp.ec.br.pr/SD*SD50X58X4

KONSTRUKTIONÜBUNGEN

2

Trolley-Roboter



Lluís Ramirez I Cabrera

Matrikelnummer: 59198

Eidesstaatliche Erklärung

Hiermit versichern wir, dass wir den vorliegenden Projektbericht selbstständig und ohne fremde Hilfe verfasst und keine anderen als die angegebenen Hilfsmittel verwendet haben. Insbesondere versichern wir, dass alle wörtlichen und sinngemäßen Übernahmen aus anderen Werken als solche kenntlich gemacht wurden.

Karlsruhe, den 24. Mai 2017.

Inhaltsverzeichnis

1 Einführung	5
2 Projektplanung	6
2.1 Terminplanung	6
2.2 Lastenheft.....	7
2.3 Anforderungsliste	8
3 Konzeption	9
3.1 Blackbox	9
3.2 Morphologischer Kasten	10
3.3 Bewertung	13
4 Entwurf	14
4.1 Fahrgestell und Gehäuse	14
4.2 Lagerung der Hinterachse	15
4.3 Innenraum	16
4.3 Federsystem	19
5 Berechnung	20
5.1 Fahrgestell	20
5.1.1 Gewicht auf das Fahrgestell	20
5.1.2 Profil	20
5.1.3 Gewicht des Fahrgestells	21
5.1.4 Schrauben der Verbindung zwischen Motor und Fahrgestell	22
5.2 Motorauslegung	23
5.3 Achsen und Wellen.....	24
5.3.1 Vorderachse	25
5.3.2 Hinterachse	25
5.4 Lagerberechnung.....	26
5.4.1 Lebensdauer	26
5.5 Federn	28
5.4.1 Berechnung der Bolzen	28
5.6 Schweißnaht	29
5.7 Passfederverbindung.....	30
5.8 Kegelrad	31
6 Auswahl	34
6.1 Lagerauswahl.....	34
6.2 Auswahl der Passungen.....	35
6.3 Stückliste	36

Konstruktionsübung 2

7 Modelle und Zeichnungen.....	37
7.1 CAD-Modelle	37
7.2 Fertigungszeichnung	38
7.3 Gesamtübersichtszeichnung	39
7.4 FEM-Analyse des Fahrgestells	40
8 Fazit	42

1 Einführung

Die Aufgabe aus dem Modulfach Konstruktionsübung 2 bei Herrn Prof. Dr.-Ing. Bellalouna befasst sich damit, ein Produkt zu entwerfen, anschließend zu konzipieren und berechnen. Bei dem Produkt handelt es sich um ein Trolley-Roboter, der für verschiedenste Anwendung in Gebrauch zu nehmen ist. Die genauen Anforderungen zum Produkt befinden sich im Kapitel 2.2 Lastenheft.

In der Konstruktionsübung geht es auch darum, dieses Produkt in Gruppenarbeit zu erledigen und dabei einen Zeitplan, der am Anfang aufgestellt wird einzuhalten, in denen verschiedene Termine und auch Meilensteine aufgeführt sind. Im nächsten Schritt wird das Produkt entwickelt und durch Modelle wie eine Blackbox und eine Entscheidungshilfe wird das Produkt, das die Anforderungen am besten erfüllt ausgewählt. Nun muss dieses Produkt von der Gruppe in den Einzelheiten ausgearbeitet und berechnet werden, sodass am Schluss ein fertiges CAD-Modell mit zugehörigen Skizzen entsteht.

Im folgenden Bericht wird der Prozess den das Produkt durchleben muss im Detail dargestellt.

2.2 Lastenheft

Das Lastenheft ist vom Auftraggeber festgelegt und mit den Anforderungen des Lastenhefts wird im Anschluss durch die Gruppe die Anforderungsliste erstellt

2. Lastenheft

Der zu entwickelnde selbstfahrenden Trolley-Roboter muss folgende Anforderungen erfüllen:

- Der Trolley-Roboter muss automatisch und autonom fahren. Hierzu muss er die zu begleitende Person automatisch und ohne Fahreranweisungen hinterher fahren.
- Der Trolley-Roboter muss in der Lage sein, seine eigene Position und die Position seiner begleitenden Person zu ermitteln.
- Der Trolley-Roboter muss für eine drahtlose Verwendung konzipiert werden.
- Der Trolley-Roboter muss eine Tragfähigkeit von min. 20 kg haben.
- Der Trolley-Roboter muss eine Mehrzwecknutzung ermöglichen:
 - Einsatz zum Transport von Lebensmittelwaren
 - Einsatz als Reisekoffer
 - Einsatz zum Transport von Bürogegenständen z.B. Laptop, Hefte, Bücher, ...
- Der Trolley-Roboter muss die zu tragenden Gegenstände von Feuchtigkeit, Staub und Verschmutzungen schützen.
- Der Trolley-Roboter muss bei Fahrten in allen gängigen Reisemitteltransportern einsetzbar bzw. verstaubar sein (Auto, Bahn, Bus, Flugzeug, Schiff und Fähre).
- Der Trolley-Roboter muss bei normalen Einkaufssituationen in den gängigen Einkaufsläden und Einkaufszentren einsetzbar sein.
- Der Trolley-Roboter muss über eine Geschwindigkeit bis zu 30 km/h im beladenen Zustand verfügen.

- Der Trolley-Roboter muss auch auf nasse, glatte und beschneite Bodenflächen einsetzbar sein.
- Der Trolley-Roboter muss auf Bodenflächen mit einer Neigung von $\pm 15^\circ$ einsetzbar sein.
- Der Trolley-Roboter muss auf folgende Bodenarten und –Beschaffenheiten einsetzbar sein:
 - Asphalt
 - Kopfsteinpflaster
 - Nicht asphaltierte Straßen
 - Kies und feine Steine
 - Rasenflächen
- Der Trolley-Roboter muss einen Stufe (z.B. Bürgersteig) mit der Höhe von bis zu 10 cm überwinden können (Treppen sind ausgeschlossen)
- Der Trolley-Roboter muss sowohl beim Tageslicht als auch bei der Dunkelheit einsetzbar sein.
- Der Trolley-Roboter verfügt über mehrere Sensoren, die Gegenstände erkennen und bei Kollisionsgefahr automatisch abbremst.
- Als Energieversorgung sind ausschließlich handelsübliche Batterien oder Akkumulatoren mit einer beliebigen Spannung von bis zu 12 V zugelassen.

- o Die Konstruktion ist unter den folgenden Gesichtspunkten auszuführen:
 - *beanspruchungsgerecht*, d.h. kurze und direkte Kraft- und Momentenflüsse, angemessene Bauteilfestigkeit und -steifigkeit,
 - *fertigungsgerecht* entsprechend dem für die einzelnen Komponenten ausgewählten Herstellungsverfahren,
 - *montagegerecht* bezüglich dem erstmaligen Aufbau nach der Herstellung sowie der Montage und Demontage bei Reparatur bzw. Wartung des Geräts,
 - *normgerecht*, d.h. die Verwendung von genormten und standardisierten Maschinenelementen und Materialien mit Abmessungen nach Norm ist vorzuziehen, Sonderlösungen sind zu vermeiden und
 - *kostengünstig* in Hinblick auf die verwendeten Materialien und Halbzeuge, die gewählten Fertigungs- und Montageverfahren sowie alle anderen Aspekte der Konstruktion.

2.3 Anforderungsliste

Im Anschluss an das Lastenheft wird nun die Anforderungsliste erstellt. Hierbei werden alle wichtigen Anforderungen in verschiedene Gruppen eingeteilt und wenn möglich ein bestimmten Wert zugeordnet. Die Anforderungsliste kann aus Fest- aber auch aus Wunschanforderungen bestehen.

Die folgenden Anforderungen müssen dann in der folgenden Konzeption eingehalten werden.

HS Karlsruhe		Anforderungsliste für Trolley-Roboter		
Nr	F,W	Anforderung	Wert	Bemerkung
1		Funktion		
1.1	F	transportieren von Gegenständen		
1.2	F	automatisch und autonomes Fahren		
1.3	F	automatisches Folgen der Begleitperson		
1.4	F	straßenverkehrsordnungsgerecht		
1.5	F	verschiede Einrichtungen für Reise, Arbeit und Einkaufen		
2		Geometrie		
2.1	F	Verstaubar in allen gängigen Reisemitteltransportern		max. Größe : 500x500x700 mm
2.2	W	ästhetisches Design		
3		Kräfte, Energie, Kinematik		
3.1	F	Tragfähigkeit	min. 20 kg	
3.2	F	Befahren von Neigungen	+ / - 15°	
3.3	F	Einsatz von Batterie oder Akku	12 V	
3.4	F	Geschwindigkeiten in beladenen Zustand	max. 30 km/h	
3.5	W	mobiles Aufladen des Akkus		
3.6	F	muss 10 cm Stufenabsatz überwinden können		
3.7	F	Meistern von unterschiedlichen Bodenbeschaffenheiten		gutes Radprofil
4		Sensorik		
4.1	F	drahtlose Positionserfassung der Begleitperson		
4.2	F	Erfassen der eigenen Position		
4.3	F	Erkennen von Kollisionsgefahr und autmatisches Abbremsen		
5		Sicherheit		
5.1	F	Schutz der Gegenstände vor Staub, Verschmutzung und Feuchtigkeit		
5.2	F	sichtbar bei Tag und bei Nacht		Reflektoren, Lichter
6		Konstruktion		
6.1	F	beanspruchungsgerecht		
6.2	F	fertigungsgerecht		
6.3	F	montagegerecht		
6.4	F	normgerecht		
6.5	F	kostengünstig		
7		Allgemein		
7.1	W	hohe Lebensdauer	3-5 Jahre	
7.2	W	wartungsfrei		

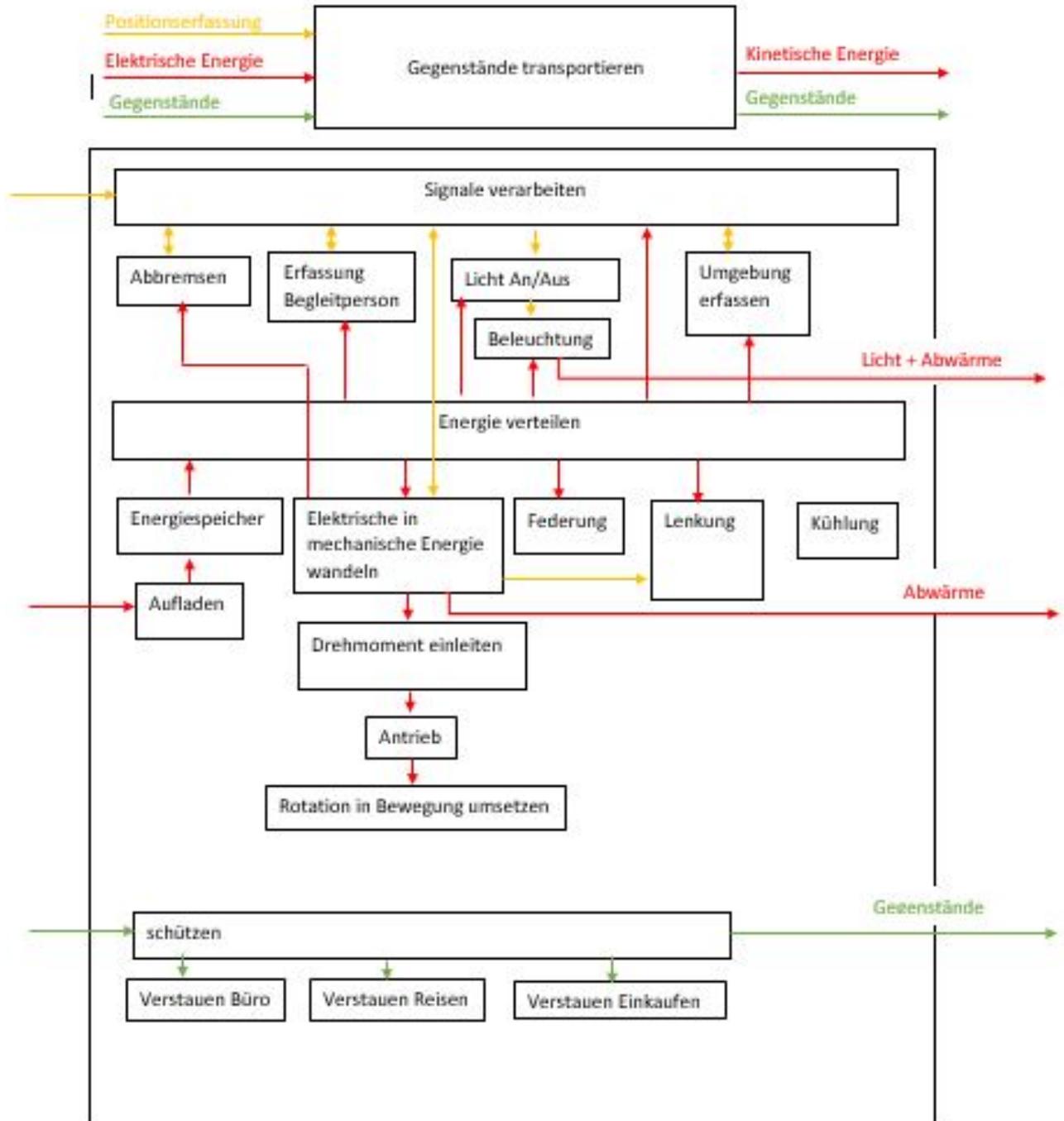
3 Konzeption

Die nächste Phase des Produktes ist die Konzeptionsphase. Hier werden die Anforderungen zuerst in eine Blackbox umgewandelt. Anschließend wird zu jedem Pfad der Blackbox verschiedene Lösungsversuche aufgestellt, die in einem morphologischen Kasten aufgeführt werden. Danach werden drei Lösungsvorschläge ausgewählt und durch eine Entscheidungsvorlage die beste Lösung herausgesucht.

3.1 Blackbox

Die Blackbox stellt die Gesamtheit des Trolley-Roboters schematisch dar. Sie ist in verschiedenen Aufgabenbereiche gegliedert und stellt dar, wie diese miteinander verknüpft sind. Außerdem sind die verschiedenen Eingangs- und Ausgangsgrößen dargestellt um die verschiedenen Funktionen sicherzustellen.

In diesem Modell sind die drei Hauptströme durch die Blackbox dargestellt: die Gegenstände, die vom Trolley-Roboter geschützt werden, die elektrische Energie, die im Trolley-Roboter umgewandelt wird, und die Signale. Die elektrische Energie, die über einen Akku bereitgestellt wird, treibt hauptsächlich den Motor an. Dieser wandelt nun die elektrische Energie in kinetische Energie um, sodass sich der Trolley-Roboter fortbewegt. Desweiteren versorgt der Akku die Beleuchtung, die Federung, die Lenkung, Umgebungs- und Personenerfassung mit Strom. Dies produziert Licht und Abwärme. Der letzte Hauptstrom stellt die Signalverarbeitung dar. Hierbei werden von außen Umgebung und Personen erfasst und anhand der Position, wird der Trolley-Roboter gebremst oder gelenkt. Außerdem wird anhand der Dunkelheit das Licht an- oder ausgeschaltet. Ein Ausgangssignal tritt hierbei nicht auf.

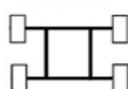
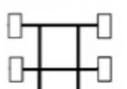
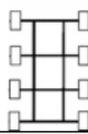
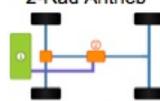
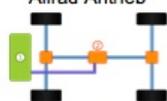
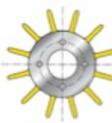


3.2 Morphologischer Kasten

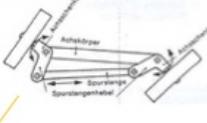
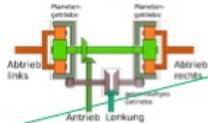
Der morphologische Kasten ist eine Matrixstruktur, die bei der Lösungsentscheidung helfen soll. Sie beinhaltet alle Funktionen, die in der vorhergegangenen Blackbox ausgearbeitet wurden. Zu den Teilfunktionen werden anschließend verschiedene Lösungen gesucht, die diese Funktion erfüllen. Nachdem alle Lösungen dargestellt werden, werden drei verschiedene Lösungen des Gesamtproduktes ausgewählt. Hierbei wird eine Basicvariante, eine Standardvariante und eine Luxusvariante ausgewählt.

Konstruktionsübung 2

Die drei Lösungen entscheiden sich vor allem in ihrem Design, das unter dem Punkt 4.3 genauer beschrieben ist. Ein weiterer wichtiger Unterschied ist der Antriebsstrang. In der Luxusvariante wird ein Hydraulikmotor verwendet, der über einen Zahnradantrieb das Moment auf ein vierachsiges Fahrgestell überträgt. Bei der Basic- und Standardvariante wird ein Elektromotor verwendet, der das Moment auf ein zweiachsiges Fahrgestell überträgt. Bei der Basicvariante geschieht dies über einen Riemenantrieb und bei der Standardvariante über einen Zahnradantrieb. Auch die Energiequelle ist bei den verschiedenen Modellen unterschiedlich. Die Luxusvariante besitzt Solarzellen zum Aufladen und einen Akku, während bei der Standardausführung nur eine Akkuaufladung über den Netzstrom möglich ist. In der Basicvariante ist eine Batterie eingesetzt, man hat demnach keine Lademöglichkeit.

Teilfunktion	Lösung 1	Lösung 2	Lösung 3	Lösung 4
Elektrische Energie in mechanische Energie wandeln	Elektromotor 	Pneumatik 	Hydraulik 	
Moment von Motor auf Achse übertragen	Riemenantrieb 	Kettenantrieb 	Zahnradantrieb 	
Drehmoment einleiten	2 Achsen 	3 Achsen 	4 Achsen 	
Antrieb	2-Rad Antrieb 	Allrad Antrieb 		
Rotation in Bewegung umsetzen	Rad 	Kette 	Stemrad 	Spinnenfüße 
Federung	Federn 	Luft 	keine	
Schützen	Klappe 	Reißverschluss 	Scharniere mit Klappe 	
Abbremsen	Scheibenbremse 	Backenbremse 	Elektrisch 	Trommelbremse 
Beleuchtung	Reflektoren 	LED 	Neonfarbe 	

Konstruktionsübung 2

Lenkung	Ackermann-Lenkung 	Achsschenkelenkung 	Panzerlenkung 	Elektrisches Bremsen 
Signale Verarbeiten	Mikroprozessor 			
Energie verteilen	Stromverteiler 			
Erfassung Begleitperson	Bluetooth 	Kamera 		
Umgebung erfassen	Kamera 	Laser 	Infrarot 	
Kühlung	Umgebungsluft 	Angesaugte Luft 	Wasserkühlung 	Ölkühlung 
Verstauen (Büro)	Laptopfach 	Laptopfach + Aktenfächer 	Laptopfach + Aktenfächer + Stiftehalterung 	
Verstauen (Reisen)	Clipper 	Clipper + Netztaschen 	Clipper + Netztaschen + Kulturbeutel 	
Verstauen (Einkaufen)	Keine 	Getränkehalter 	Kühleinrichtung 	
Licht ein / aus schalten	Lichtsensord 	Schalter 		
Aufladen	Solar 	Von Hand 	Netzaufladung 	Keine
Energie speichern	Batterie 	Akkumulator 		

- Basic Ausstattung
- Standard Ausstattung
- Luxusausstattung

3.3 Bewertung

Nachdem nun die drei verschiedenen Lösungswege feststehen, ist der nächste Schritt diese zu bewerten. Hierfür müssen verschiedene Kriterien festgelegt werden, die für die Bewertung wichtig sind. Die Lösung die am besten bei den verschiedenen Kriterien punktet, wird anschließend umgesetzt.

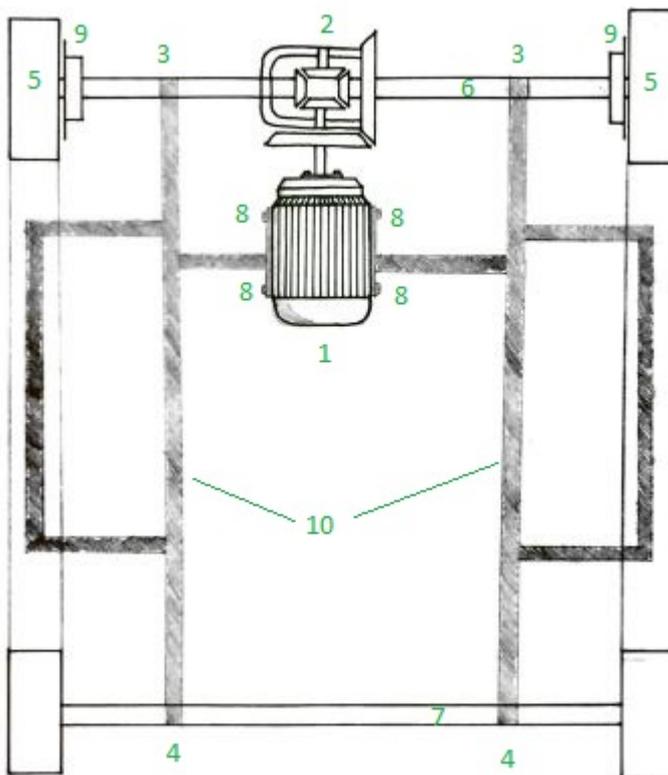
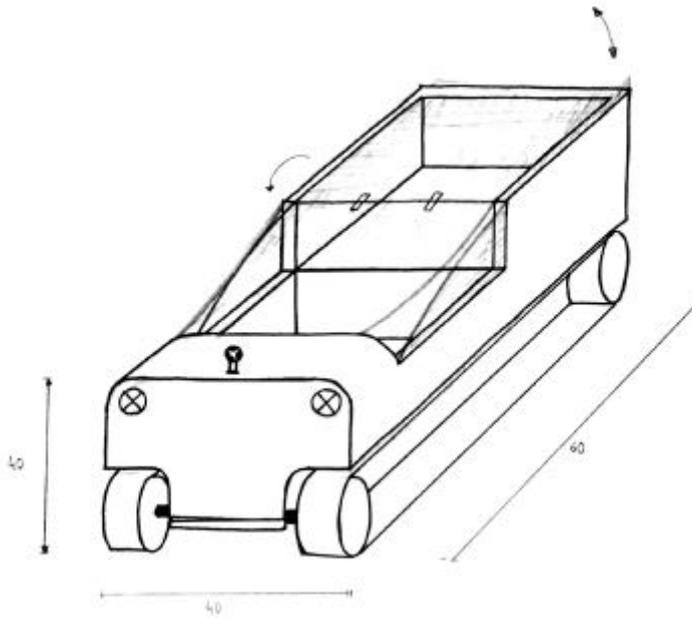
Gliederung	Bewertungskriterium	Gewichtung (G)	Lösung 1 (Punkte P)	P * G	Lösung 2 (Punkte P)	P * G	Lösung 3 (Punkte P)	P * G
1	Gewicht	2	2	4	2	4	1	2
2	Lebensdauer	3	1	3	3	9	4	12
3	Störanfälligkeit	3	3	9	3	9	3	9
4	Kosten	3	4	12	2	6	1	3
5	Raumbedarf	1	2	2	2	2	1	1
6	einfache Fertigung	1	3	3	2	2	0	0
7	Robustheit	2	2	4	3	6	2	4
8	Fahrdauer	4	1	4	3	12	4	16
9	Ästhetik	2	1	2	3	6	4	8
10	Wartung	2	1	2	2	4	1	2
11	Lautstärke	2	3	6	3	6	2	4
12	Schutz	1	2	2	3	3	3	3
13	Hindernissüberwindung	4	1	4	3	12	4	16
14	Recycling	1	3	3	3	3	2	2
15	Haftung	3	1	3	4	12	3	9
	Summe Ideallösung = 136							
	Summe:			63		96		91
	Summe (prozentual):			46,30%		70,60%		66,90%

Gewichtungsfaktoren	Werteskala
unbedeutend, wird nicht berücksichtigt	0 unbrauchbare Lösung
geringe Bedeutung	1 signifikante Mängel
normale Bedeutung	2 leichte Mängel, notfalls verwendbar
wichtig	3 gute Lösung, keine Mängel
sehr wichtig	4 sehr gute Lösung, übertrifft Anforderungen

4 Entwurf

4.1 Fahrgestell und Gehäuse

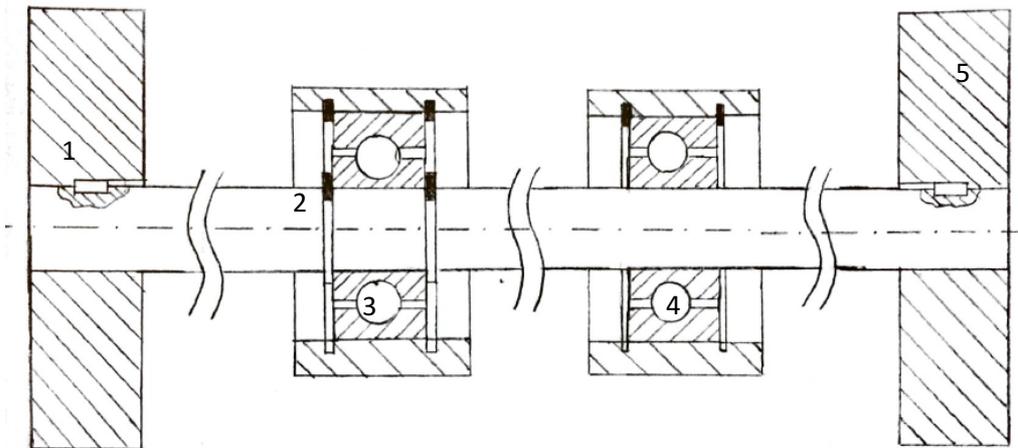
Da nun feststeht, dass die Standard-Ausführung des Trolley-Roboters hergestellt wird, muss als erstes ein Design des Roboters gezeichnet werden.



Legende

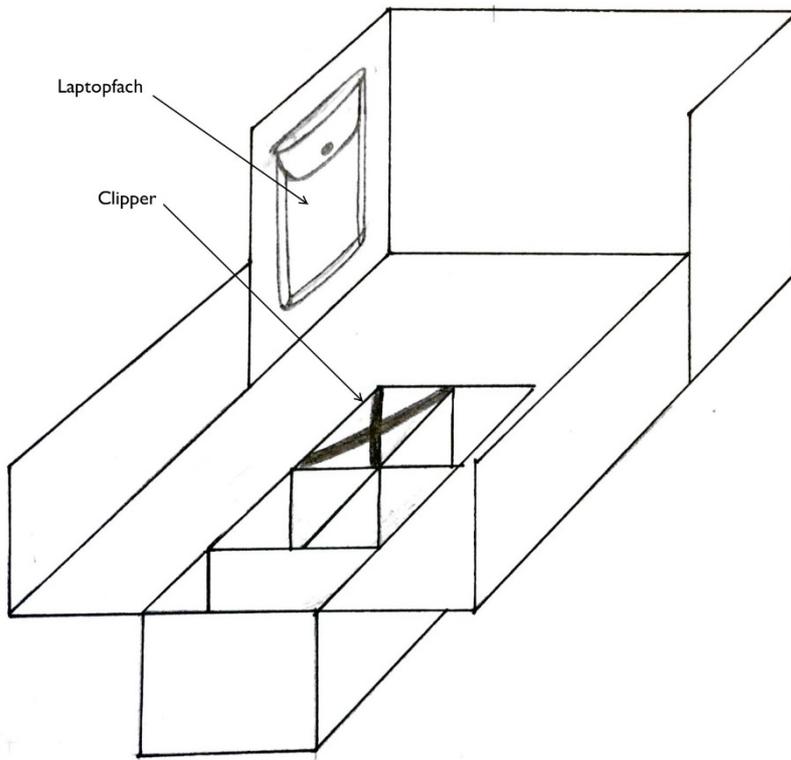
- 1 Motor (12V)
- 2 Differentialgetriebe
- 3 Schraubenverbindung
- 4 Fest-Los-Lagerung Vorderachse
- 5 Fest-Los-Lagerung Hinterachse
- 6 Hinterachse
- 7 Vorderachse
- 8 Schraubenverbindung
- 9 Bremsen
- 10 Fahrgestell mit Schweißverbindungen

4.2 Lagerung der Hinterachse



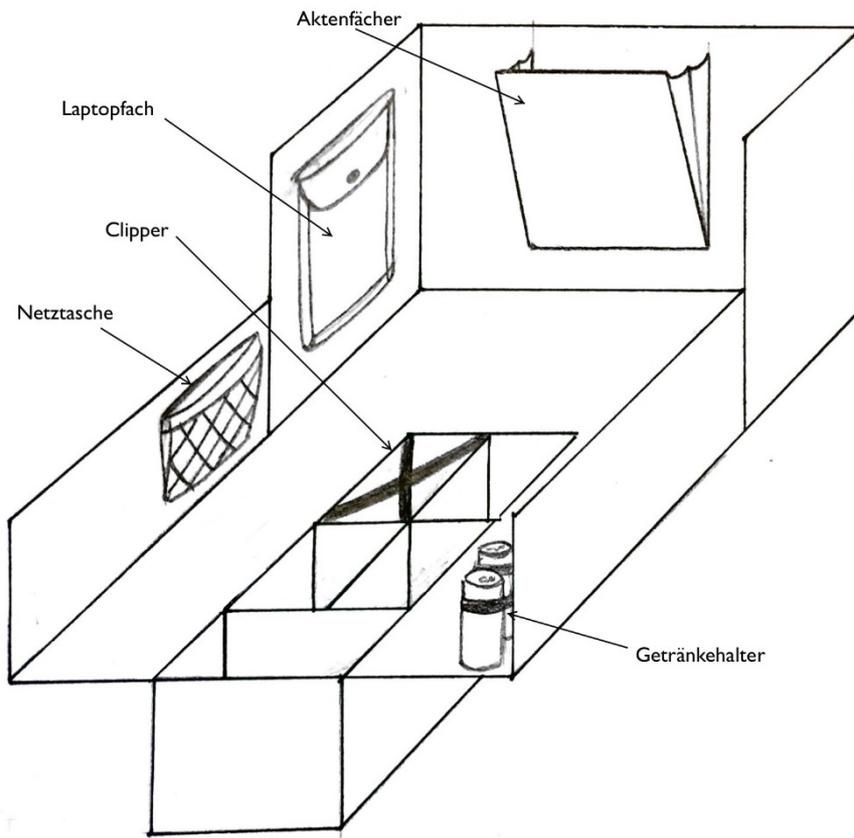
- 1 Passfeder
- 2 Sicherungsring
- 3 Festlager
- 4 Loslager
- 5 Rad

4.3 Innenraum



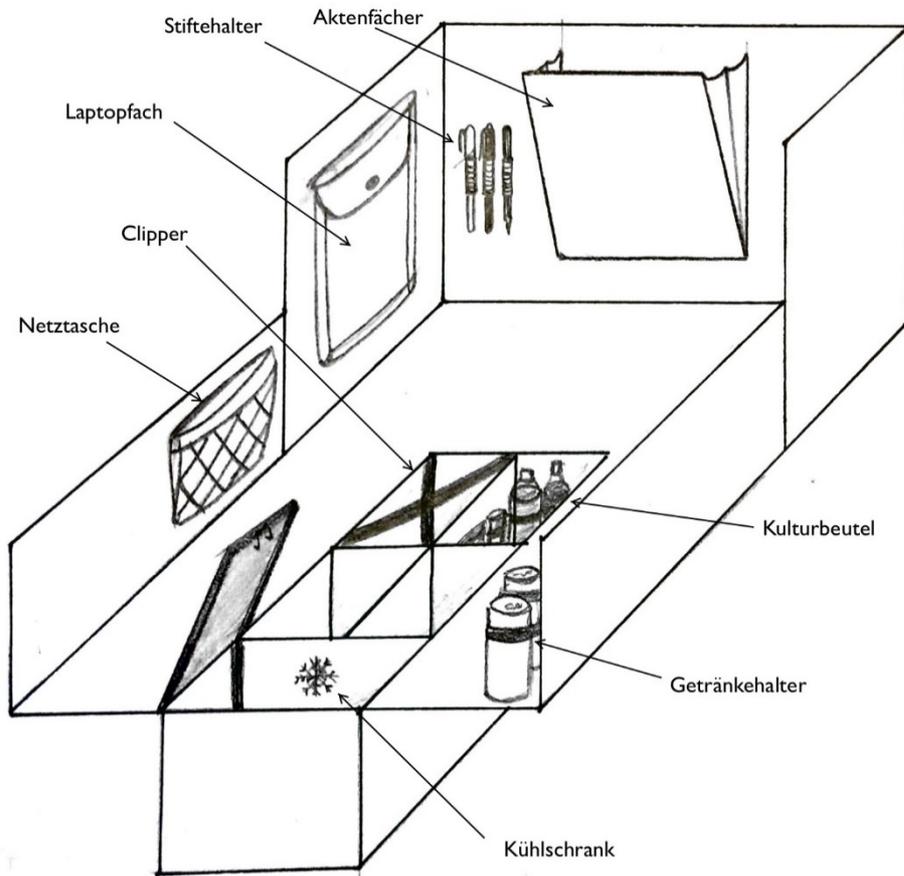
Die hier dargestellte Basic-Ausführung der Innenraumausstattung dient im oberen Bereich für die Verstaueung von Bürogegenständen und bietet eine Laptoptasche zum Verstaueung des Laptops. Im mittleren Abteil können Reiseutensilien durch einen Clipper ordnungsgemäß verstaueung werden. Im vorderen Abteil befinden sich weitere Fächer, deren Trennwände herausgenommen werden können, um Einkäufe einzusortieren.

Konstruktionsübung 2



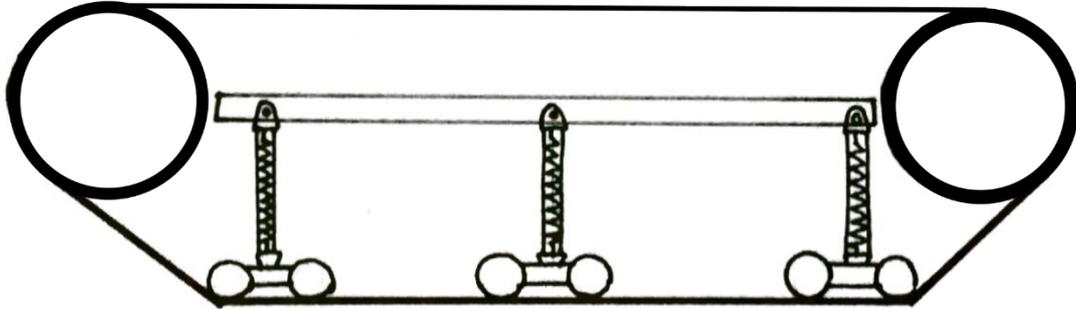
Die hier dargestellte Standard-Ausführung bietet zusätzliche Verstaumöglichkeiten. Im Bereich für Bürogegenstände können neben einem Laptop auch Akten in den Aktenfächer an der Hinterwand verstaut werden. Im Abteil für Reisegegenstände gibt es zusätzlich noch eine Netztasche, die Platz für beliebige Gegenstände bietet. Der vordere Bereich des Trolleys bietet in dieser Version Getränkehalterungen, die Dosen und Flaschen in gewünschter Position halten.

Konstruktionsübung 2



Die hier dargestellte Luxus-Ausführung bietet alle Verstaumöglichkeiten, die man sich in seinem Trolley-Roboter wünscht. Im Abteil für Bürogegenstände können Stifte in den dafür vorhergesehenen Stifthaltern platziert werden. Das Reiseabteil bietet in einen in das Bodenfach integrierten Kulturbeutel, in dem sämtliche Hygieneartikel ihren Platz finden. Im Einkaufsabteil ist in dieser Ausführung zusätzlich ein geräumiges Kühlfach integriert, sodass die Einkäufe auch über längere Strecken mit dem Trolley-Roboter kühl gehalten werden.

4.3 Federsystem



Mithilfe des hier dargestellten Federsystems soll der Trolley-Roboter Schläge in unebenem Terrain ausgleichen, sowie Stufen von 10 cm Höhe erklimmen können. Dabei befinden sich auf beiden Seiten des Roboters auf den Ketten kleine von Rädern getragene Platten, auf denen sich insgesamt 6 Federn befinden. Da 10 cm hohe Stufen erklimmen werden müssen haben die Federn eine Länge von mindestens 10 cm (siehe 5.5 Federn).

5 Berechnung

5.1 Fahrgestell

5.1.1 Gewicht auf das Fahrgestell

Abmaße Trolley: 400 mm * 400 mm * 600 mm, Wandstärke 5 mm

Material Trolley: Polypropylen: 946 kg / m³

Gewicht Trolley: 5,92 kg → 6 kg

Max. Füllgewicht: 50 kg

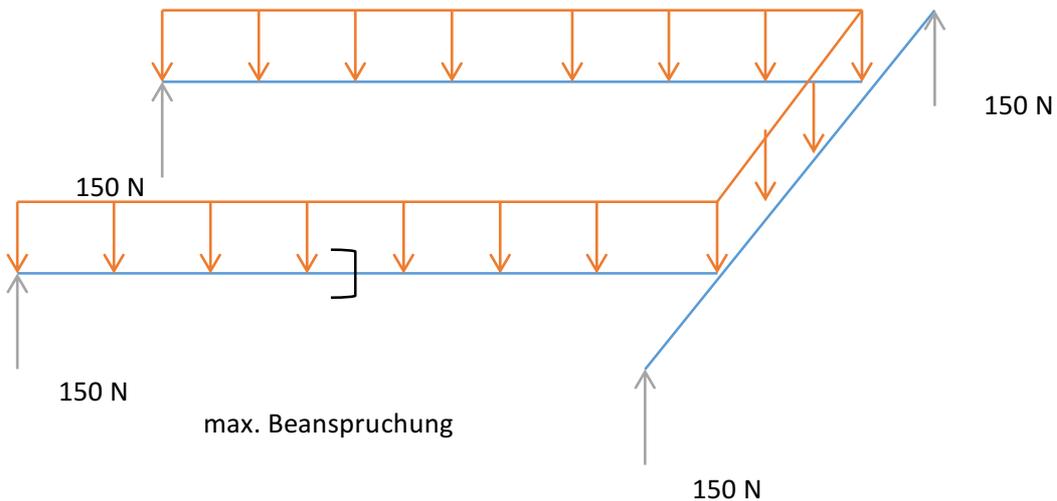
Eigengewicht auf Achsen:

50 kg + 6 kg + 2,6 kg = 58,6 kg → 600 N

(Füllgewicht + Trolley + Motor)

5.1.2 Profil

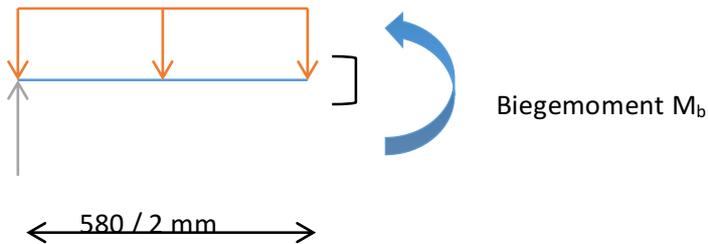
Für das Fahrgestell wird ein quadratisches Profil gesucht.



Flächenlast $q = 600 \text{ N} / \text{Länge}$ (1)

Länge = 1360 mm → $q = 0,44 \text{ N} / \text{mm}$ (2)

Konstruktionsübung 2



$$M_b = 290 \text{ mm} * 150 \text{ N} - 290 \text{ mm} * 0,44 \text{ N / mm} * (290 \text{ mm} / 2) = 24998 \text{ Nmm} \quad (1)$$

$$W_b = a^3 / 6 \quad (2)$$

$$\sigma = (M_b * 6) / a^3 \quad \sigma_{zul} = 235 / S \quad \text{mit } S = 3 \quad (3)$$

$$a = \sqrt[3]{\frac{M_b * 6}{\sigma_{zul}}} = 12,42 \text{ mm} \rightarrow \text{genormtes Profil von 20mm} \quad (4)$$

5.1.3 Gewicht des Fahrgestells

$$\text{Fläche} = 20 \cdot 20 = 400 \text{ mm}^2 \quad (1)$$

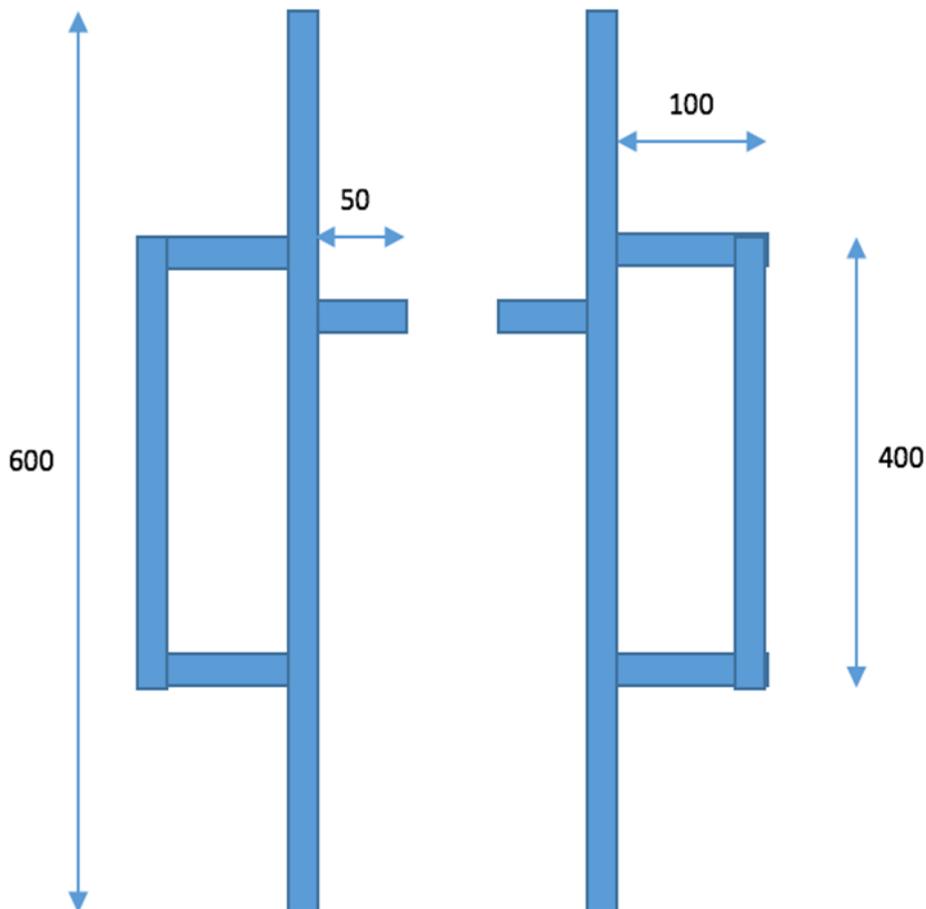
$$\text{Länge} = 4 \cdot 100 + 2 \cdot 400 + 2 \cdot 600 + 2 \cdot 50 = 2500 \text{ mm} \quad (2)$$

$$\text{Gewicht} = \text{Fläche} \cdot \text{Länge} \cdot \rho \text{ (7850 kg/m}^3\text{)} \quad (3)$$

$$G = 0,004 \cdot 2,5 \cdot 7850 = \mathbf{7,85 \text{ kg}} \quad (4)$$

$$\text{Gesamtgewicht} = 58,6 \text{ kg (Motor, Füllgewicht, Trolley)} + 7,85 \text{ kg (Fahrgestell)} + 4 \text{ kg (Annahme Differentialgetriebe)} + 2 \text{ kg (Achsen)} = 72,45 \text{ kg} \quad (5)$$

Es wird im Folgenden von einem maximalen Gesamtgewicht des Trolleys von 75 kg ausgegangen.



5.1.4 Schrauben der Verbindung zwischen Motor und Fahrgestell

Der Motor wiegt 2,4 kg. Für die Verbindung werden vier Schrauben verwendet.

Jede Schraube hält eine Kraft von 5,9 N.

$$F_Q = \frac{F}{4} = 5,9 \text{ N} \quad (1)$$

$$F_{kle} = \frac{F}{\mu} = \frac{5,9}{0,2} = 29,5 \text{ N} \quad (2)$$

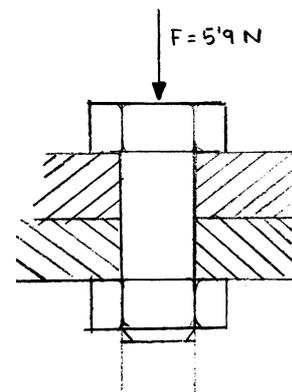
$$F_{s,max} = \alpha \cdot F_{kle} = 4 \cdot 29,5 = 118 \text{ N} \quad (3)$$

Alpha = 4,0 (manuelles Anziehen von Hand)

$$F_{s,max} \leq F_{0,2} = A_s \cdot R_{P 0,2} \quad (5)$$

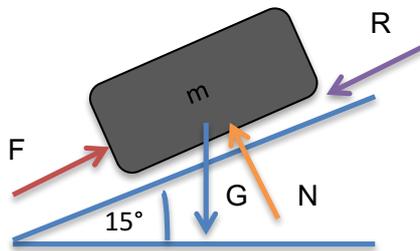
Es wird eine M4 Schraube der Festigkeitsklasse 3.6 gewählt.

$$A_s = 8,78 \text{ mm}^2 \rightarrow F_{0,2} = 8,78 \cdot 200 = 1756 \text{ N} \rightarrow 118 \text{ N} \lll 1756 \text{ N}$$



5.2 Motorauslegung

Berechnung des erforderlichen Drehmoments. Hierbei wird berücksichtigt, dass der Trolley-Roboter Steigungen von 15° bewältigen muss.



$$R = \mu_R * N \quad (1)$$

$$N = m * g * \cos(15^\circ) \quad (2)$$

$$M * a = F - R - m * g * \sin(15^\circ) \quad (3)$$

$$F = (\eta * P_{\max}) / v \quad (4)$$

$$a = ((\mu * P_{\max}) / (m * v)) * (\sin(15^\circ) + \mu_R * \cos(15^\circ)) \quad (5)$$

$$m = 75 \text{ kg}$$

Annahmen:

$$\eta = 0,83 \quad \mu_R = 0,025 \quad v = 20 \text{ km / h} = 5,5 \text{ m / s}$$

$$\rightarrow a = 0,48 \text{ m/s}^2$$

$$M = P / \omega = 800 \text{ W} / (v / r) \quad (6)$$

$$v / r = (20 \text{ km / h}) / 0,1 \text{ m} = 55 \text{ rad / s} \quad (7)$$

$$\rightarrow \underline{M = 14,4 \text{ Nm}}$$

Drehmoment bei Fahrt auf gerader Ebene

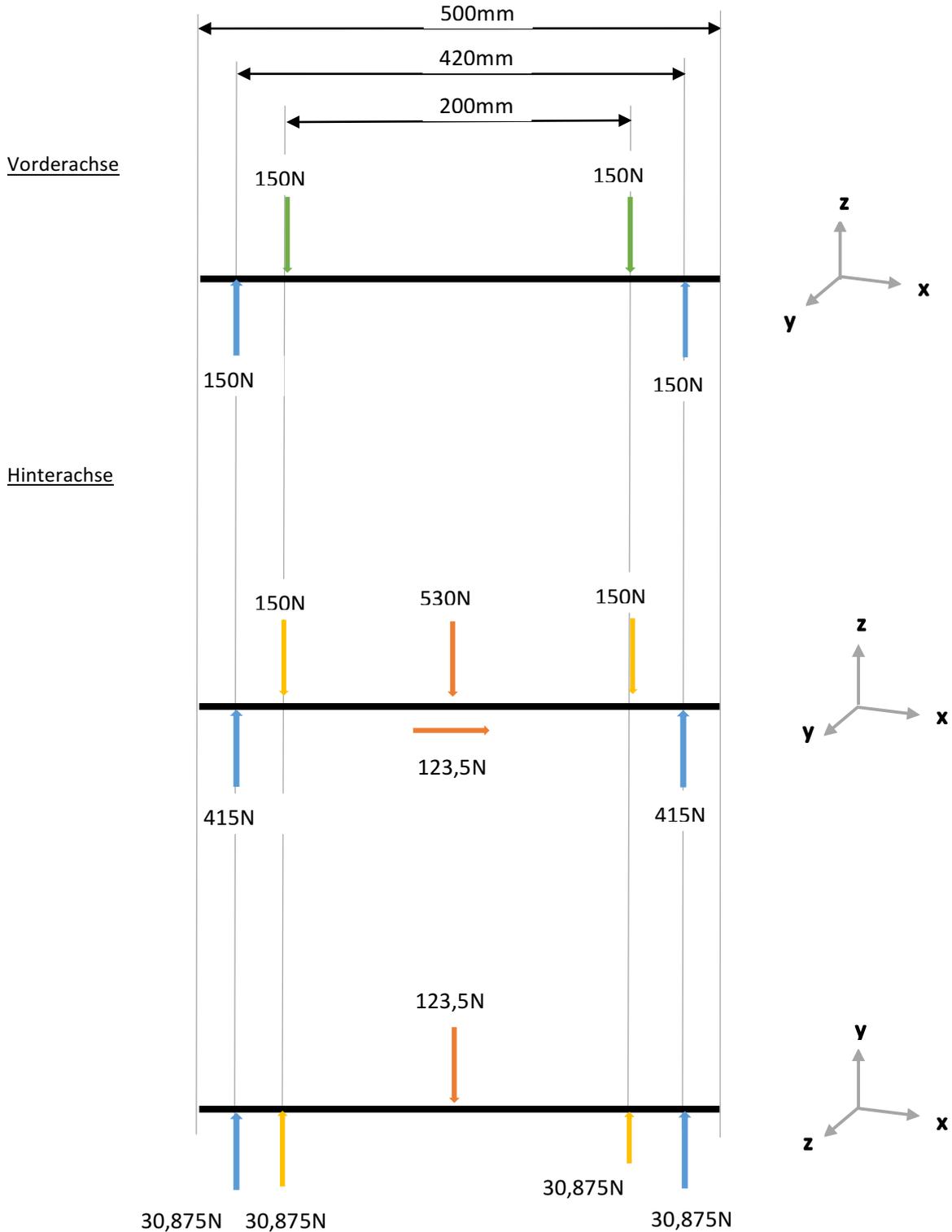
$$\omega = ((30 \text{ km / h}) / 0,1 \text{ m}) = 83,3 \text{ rad / s}$$

$$\rightarrow M = 9,6 \text{ Nm}$$

5.3 Achsen und Wellen

Um alle anderen Berechnungen zu realisieren, müssen zuerst einmal die Wellen des Fahrgestells ausgelegt werden

- Lagerkräfte ■
- Kräfte auf die Reifen ■
- Übertragene Kräfte über Gestell ■
- Kräfte des Kegelrades ■



5.3.1 Vorderachse

Gestartet wird mit der Berechnung der Vorderachse:

Material = Stahl → $Re = 235 \text{ N/mm}^2$

Sicherheitsfaktor = 2

$$M_b = 150 \text{ N} * 210 \text{ mm} - 150 \text{ N} * 100 \text{ mm} = 16500 \text{ Nmm} \quad (1)$$

$$M_t = 0 \quad (2)$$

$$M_v = M_b = 16500 \text{ Nmm} \quad (3)$$

$$d_{erf} = \sqrt[3]{\frac{32 * M_v}{\pi * \sigma_{b,zul}}} \quad (4)$$

$$\text{mit } \sigma_{b,zul} = \frac{1,2 * Re}{2 * S} = \frac{1,2 * 235 \text{ N/mm}^2}{2 * 2} = 70,5 \text{ N/mm}^2 \quad (5)$$

$$d_{erf} = \sqrt[3]{\frac{32 * 16500 \text{ Nmm}}{\pi * 70,5 \text{ N/mm}^2}} = 13,36 \text{ mm} \quad (6)$$

Für die Vorderachse wird ein Durchmesser von 15 mm gewählt

5.3.2 Hinterachse

Als nächstes kommt die Berechnung der Hinterachse

Material = Stahl → $Re = 235 \text{ N/mm}^2$

Sicherheitsfaktor = 2

Alpha-Wert = 0,7

$$M_b = 416,15 \text{ N} * 210 \text{ mm} - 153,15 \text{ N} * 100 \text{ mm} = 72 076,5 \text{ Nmm} \quad (1)$$

$$M_t = 14 400 \text{ Nmm} \quad (2)$$

$$M_v = \sqrt{M_b^2 + \frac{3}{4} * (\alpha * M_t)^2} = \sqrt{(72076,5 \text{ Nmm})^2 + \frac{3}{4} * (0,7 * 14400 \text{ Nmm})^2} \quad (3)$$

$$M_v = 72 603,21 \text{ Nmm}$$

$$d_{erf} = \sqrt[3]{\frac{32 * M_v}{\pi * \sigma_{b,zul}}} \quad (4)$$

$$\text{mit } \sigma_{b,zul} = \frac{1,2 * Re}{2 * S} = \frac{1,2 * 235 \text{ N/mm}^2}{2 * 2} = 70,5 \text{ N/mm}^2 \quad (5)$$

$$d_{erf} = \sqrt[3]{\frac{32 * 72603,21 \text{ Nmm}}{\pi * 70,5 \text{ N/mm}^2}} = 21,89 \text{ mm} \quad (6)$$

Für die Hinterachse wird ein Durchmesser von 22 mm gewählt

5.4 Lagerberechnung

5.4.1 Lebensdauer

Die folgende Berechnung bezieht sich auf die Vorderachse mit dem Rillenkugellager 6002- 2RSR, das unter dem Abschnitt Auswahl aufgeführt wird. Da die Fest-Los Lagerung in unserem Fall nur Axialkräfte übertragen muss, wird nur ein Lager dimensioniert, da das zweite dieselbe Lebensdauer aufweist.

$$F_a = 0 \text{ N}$$

$$F_r = 150 \text{ N}$$

$$C = 5900 \text{ N}$$

$$n = \frac{\omega}{2 \cdot \pi} = \frac{83,3 \frac{\text{r}}{\text{s}}}{2 \cdot \pi} = 13,25 \frac{1}{\text{s}} = 795,5 \frac{1}{\text{min}} \quad (1)$$

$$P = X \cdot F_r + Y \cdot F_a \quad (2)$$

Da jedoch keine Axialkräfte vorherrschen folgt:

$$P = F_r = 150 \text{ N}$$

$$L_{10h} = \left(\left(\frac{C}{P} \right)^3 \cdot 10^6 \right) / (60 \cdot n) \quad (3)$$

$$L_{10h} = \frac{\left(\frac{5900 \text{ N}}{150 \text{ N}} \right)^3 \cdot 10^6}{60 \cdot 795,5 \frac{1}{\text{min}}} = 1\,274\,943 \text{ h} \quad (4)$$

Die nächste Berechnung läuft analog wie die der Vorderachse mit der Ausnahme, dass bei der Hinterachse Radialkräfte zum Einsatz kommen und damit die Lager unterschiedlich ausgelegt werden. Die Berechnung bezieht sich auf das Lager 62/22 – 2RS, das auch im Abschnitt Auswahl veranschaulicht ist.

Festlager:

$$F_a = 123,5 \text{ N}$$

$$F_r = 153,15 \text{ N}$$

$$C = 14\,000 \text{ N}$$

$$C_o = 7\,650 \text{ N}$$

$$n = \frac{\omega}{2 \cdot \pi} = \frac{83,3 \frac{\text{r}}{\text{s}}}{2 \cdot \pi} = 13,25 \frac{1}{\text{s}} = 795,5 \frac{1}{\text{min}} \quad (1)$$

$$\frac{F_a}{C_o} = \frac{123,5 \text{ N}}{7650 \text{ N}} = 0,016 \rightarrow e \approx 0,19 \quad (2)$$

$$\frac{F_a}{F_r} = \frac{123,5 \text{ N}}{153,15 \text{ N}} = 0,81 > e \quad (3)$$

$$\rightarrow X = 2,3 \text{ und } Y = 0,56$$

$$P = X \cdot F_r + Y \cdot F_a \quad (4)$$

$$P = 2,3 \cdot 153,15 \text{ N} + 0,56 \cdot 123,5 = 421,4 \text{ N}$$

$$L_{10h} = \left(\left(\frac{C}{P}\right)^3 * 10^6\right) / (60 * n) \quad (5)$$

$$L_{10h} = \frac{\left(\frac{14000 N}{421,4 N}\right)^3 * 10^6}{60 * 795,5 \frac{1}{min}} = 767 715 h \quad (6)$$

Loslager:

$$F_a = 0 N$$

$$F_r = 153,15 N$$

$$C = 14 000 N$$

$$C_o = 7 650 N$$

$$n = \frac{\omega}{2 * \pi} = \frac{83,3 \frac{r}{s}}{2 * \pi} = 13,25 \frac{1}{s} = 795,5 \frac{1}{min} \quad (1)$$

$$P = X * F_r + Y * F_a \quad (2)$$

Da jedoch keine Axialkräfte vorherrschen folgt:

$$P = F_r = 153,15 N$$

$$L_{10h} = \left(\left(\frac{C}{P}\right)^3 * 10^6\right) / (60 * n) \quad (3)$$

$$L_{10h} = \frac{\left(\frac{14000 N}{150,35 N}\right)^3 * 10^6}{60 * 795,5 \frac{1}{min}} = 16 915 404 h \quad (4)$$

Als letztes müssen die Lager an den Rädern der Federkonstruktion dimensioniert werden. Da hier nur das Eigengewicht von 750 N wirkt, das auf alle 24 Räder gleichmäßig verteilt wird kommt man auf eine Kraft von 31,25 N. Da die Kraft sehr gering ist, wird das Lager 6000-2RSR vom Durchmesser 10 ausgewählt, dass auch im Abschnitt Auswahl aufgeführt wird. Da die Fest-Los Lagerung nur Axialkräfte übertragen muss, wird nur ein Lager dimensioniert, da das zweite dieselbe Lebensdauer aufweist.

$$F_a = 0 N$$

$$F_r = 31,25 N$$

$$C = 4850 N$$

$$n = \frac{\omega}{2 * \pi} = \frac{333,3 \frac{r}{s}}{2 * \pi} = 53,05 \frac{1}{s} = 3183,1 \frac{1}{min} \quad (1)$$

$$P = X * F_r + Y * F_a \quad (2)$$

Da jedoch keine Axialkräfte vorherrschen folgt:

$$P = F_r = 31,25 N$$

$$L_{10h} = \left(\left(\frac{C}{P}\right)^3 * 10^6\right) / (60 * n) \quad (3)$$

$$L_{10h} = \frac{\left(\frac{4850 N}{31,25 N}\right)^3 * 10^6}{60 * 3183,1 \frac{1}{min}} = 19 573 731 h \quad (4)$$

5.5 Federn

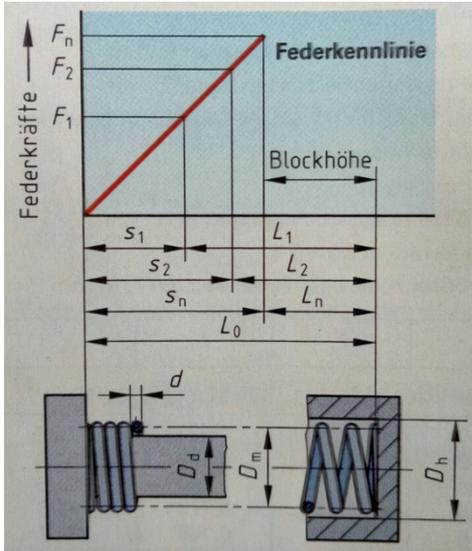
Die Kraft in jeder Feder ist gleich wie die gesamte Kraft zwischen den sechs Federn (drei auf jeder Seite).

$$F = (75[\text{kg}] \cdot 9,81[\text{m/s}^2]) / 6 = 123 \text{ N.} \quad (1)$$

Auch das Federsystem muss mindestens 10 cm hoch sein, da es Stufen von 10 cm bewältigen muss.

Wir wählen die Druckfeder **DIN 2098 - 2 x**

25 x 135:



d	2 mm
D_m	25 mm
D_{d,max}	22 mm
D_{h,min}	28 mm
F_n	128 N
L_o	135 mm
s_n	104 mm
R	1,23 N/mm

Die Verbindung zwischen den Federn und dem Fahrgestell wird mit einer Bolzenverbindung realisiert.

5.4.1 Berechnung der Bolzen

Stange – Spiel / Gabel - Spiel

$$t_s = 20 \text{ mm}$$

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

$$M_{b,max} = \frac{F \cdot (t_s + 2 \cdot t_g)}{8} = \frac{123 \cdot (20 + 2 \cdot 10)}{8} = 615 \text{ Nmm}$$

Biegespannung im Bolzen:

$$\sigma_b = \frac{4 \cdot F \cdot (t_s + 2 \cdot t_g)}{d^3 \cdot \pi} \leq \sigma_{b,zul} = 275 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

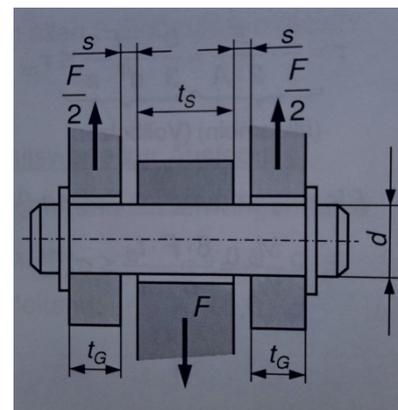
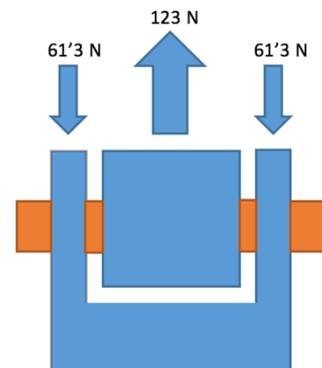
$$d_{min} = 2,83 \text{ mm} \rightarrow 3 \text{ mm}$$

Flächenpressung in der Stange (p_s) bzw. Gabel (p_g) mit zwei Laschen

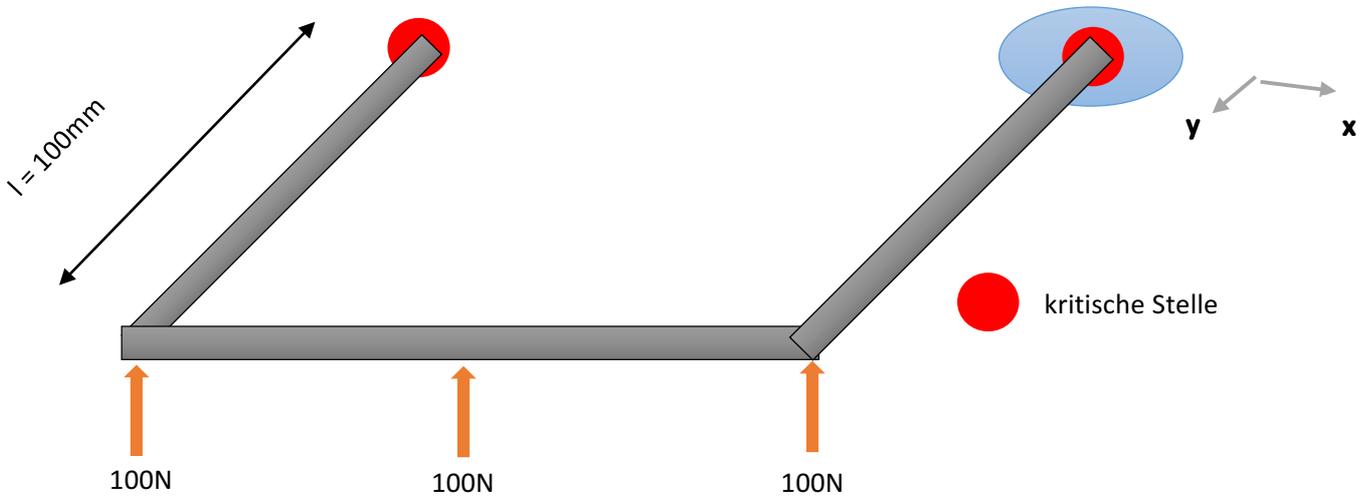
$$p_s = \frac{F}{t_s \cdot d} = 2,05 \text{ N/mm}^2 \leq p_{s,zul} = 275 \text{ N/mm}^2$$

$$p_g = \frac{F}{2 \cdot t_g \cdot d} = 2,05 \text{ N/mm}^2 \leq p_{g,zul} = 275 \text{ N/mm}^2$$

6x **Bolzen ISO 2340 – A – 3 x 50 – S235**



5.6 Schweißnaht



Rechteckmaterial mit den Kantenlängen von 20mm. $A = 20\text{mm} \cdot 20\text{mm} = \underline{400\text{mm}^2}$ (1)

$M_b = F_g \cdot l = (300\text{N} \cdot 100\text{mm}) / 2 = \underline{15.000\text{Nmm}}$ (2)

Gewählte Annahmen:

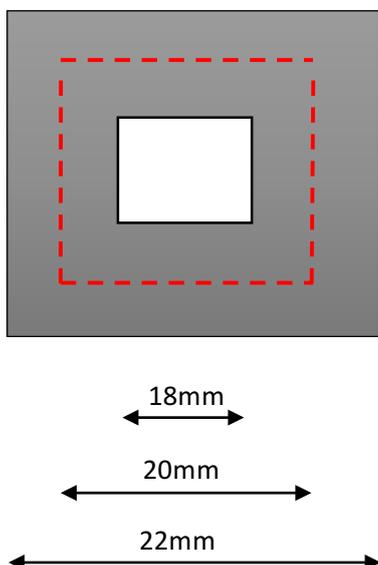
Stumpfnah: $v_1 = 1$

Güteklasse 2: $v_2 = 0,8$

Sicherheitsfaktor (SF) = 1,5 (statische Belastung)

Schweißnahtdicke $a = 4\text{mm}$

Querschnitt der Schweißnaht



Widerstandsmoment Schweißnaht

$$W_b = b^2/6 - b_1^2/6 = (22\text{mm})^3/6 - (18\text{mm})^3/6 \quad (3)$$

$$W_b = 802,66 \text{ cm}^3$$

Fläche Schweißnaht

$$A = b^2 - b_1^2 = 160\text{mm}^2 \quad (4)$$

Biegung

$$\sigma_b = Mb/W_b = 1500\text{Nmm}/802,667\text{mm}^3 = 18,687 \text{ N/mm}^2 \quad (5)$$

Schub

$$\tau = F/A = (300\text{N}/2)/160\text{mm}^2 = 0,9375\text{mm}^2 \quad (6)$$

Vergleichsspannung

$$\sigma_{vw} = \sqrt{(18,687\text{mm}^2)^2 + (0,9375\text{mm}^2)^2} \quad (7)$$

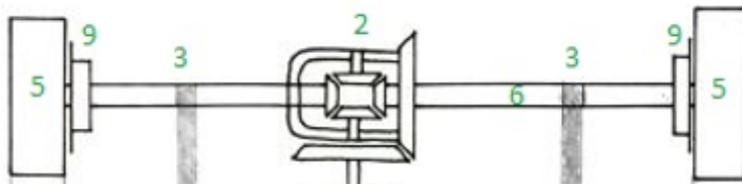
$$\sigma_{vw} = 18,71 \text{ N/mm}^2$$

zulässige Spannung

$$\sigma_{zul} = R_p/SF \cdot v_1 \cdot v_2 = (235\text{N/mm}^2/1,5) \cdot 1 \cdot 0,8 = 125,33 \text{ N/mm}^2 \quad (8)$$

$\sigma_{vw} \leq \sigma_{zul} \rightarrow$ Zulässig

5.7 Passfederverbindung



Hinterachse:

Da die Verbindung von der Welle auf das Rad und die Verbindung der inneren Kegelräder auf die Welle das gleiche Moment übertragen, gilt folgende Berechnung für beide Verbindungen.

Flächenpressung der Narbe und der Passfeder:

$$p_N = \frac{2 \cdot M_t}{n \cdot \varphi \cdot d \cdot (h - t_1) \cdot l_{tr}} \leq p_{N,zul} \quad (1)$$

$$M_t = 14,4 \text{ Nm} / 2 = 7,2 \text{ Nm} \quad n = 1 \quad \varphi = 1 \quad h = 6 \text{ mm} \quad t_1 = 3,5 \text{ mm} \quad l_{tr} = 14 \text{ mm} \quad (2)$$

$$p_{zul} = 0,9 \cdot R_{p0,2} = 0,9 \cdot 235 \text{ N} / \text{mm}^2 = 211,5 \text{ N} / \text{mm}^2 \quad (3)$$

$$p_N = \frac{2 \cdot 7,2 \text{ Nm}}{1 \cdot 1 \cdot 22 \text{ mm} \cdot (6 \text{ mm} - 3,5 \text{ mm}) \cdot 14 \text{ mm}} = 18,7 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \leq p_{N,zul} \quad (4)$$

Flächenpressung der Welle

$$p_W = \frac{2 \cdot M_t}{n \cdot \varphi \cdot d \cdot t_1 \cdot l_{tr}} \leq p_{N,zul} \quad (1)$$

$$p_W = \frac{2 \cdot 7,2 \text{ Nm}}{1 \cdot 1 \cdot 22 \text{ mm} \cdot 3,5 \text{ mm} \cdot 14 \text{ mm}} = 13,36 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \leq p_{N,zul} \quad (2)$$

Die Verbindung der Motorwelle auf das Kegelrad muss das volle Motormoment aufnehmen:

Flächenpressung der Narbe und der Passfeder:

$$p_N = \frac{2 \cdot M_t}{n \cdot \varphi \cdot d \cdot (h - t_1) \cdot l_{tr}} \leq p_{N,zul} \quad (1)$$

$$M_t = 14,4 \text{ Nm} \quad n = 1 \quad \varphi = 1 \quad h = 6 \text{ mm} \quad t_1 = 3,5 \text{ mm} \quad l_{tr} = 14 \text{ mm} \quad (2)$$

$$p_{zul} = 0,9 \cdot R_{p0,2} = 0,9 \cdot 235 \text{ N} / \text{mm}^2 = 211,5 \text{ N} / \text{mm}^2 \quad (3)$$

$$p_N = \frac{2 \cdot 14,4 \text{ Nm}}{1 \cdot 1 \cdot 22 \text{ mm} \cdot (6 \text{ mm} - 3,5 \text{ mm}) \cdot 14 \text{ mm}} = 37,4 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \leq p_{N,zul} \quad (4)$$

Flächenpressung der Welle

$$p_W = \frac{2 \cdot M_t}{n \cdot \varphi \cdot d \cdot t_1 \cdot l_{tr}} \leq p_{N,zul} \quad (1)$$

$$p_W = \frac{2 \cdot 14,4 \text{ Nm}}{1 \cdot 1 \cdot 22 \text{ mm} \cdot 3,5 \text{ mm} \cdot 14 \text{ mm}} = 26,72 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \leq p_{N,zul} \quad (2)$$

5.8 Kegelrad

Berechnung Kegelrad

$$F_{ax} = \cos(\psi) \cdot \tan(\alpha) \cdot F_t \quad (1)$$

$$F_{ax} = \cos(45) \cdot \tan(20) \cdot 530 \text{ N}$$

$$F_{ax} = \underline{\underline{136,4 \text{ N}}}$$

Festigkeitsberechnung

$$\sigma_{FO} = \frac{F_{mt}}{b \cdot m_m} * Y_{Fa} * Y_{Sa} * Y_{\epsilon} * Y_K \quad (2)$$

$$m_m = \frac{d_m}{z} \quad (3)$$

$$m_m = \frac{60mm}{17} = 3,53mm$$

$$b = \frac{\pi \cdot m_m}{2} \quad (4)$$

$$b = \frac{\pi \cdot 3,53mm}{2} = 5,54mm$$

$$\sigma_{FO} = \frac{530N}{5,54mm \cdot 3,53mm} * 3,1 * 1,56 * 1 * 1 = \underline{131,06 N/mm^2} \quad (5)$$

$$\sigma_F = \sigma_{FO} * K_A * K_V * K_{F\alpha} * K_{F\beta} \quad (6)$$

$$\sigma_F = 131,06 \frac{N}{mm^2} * 1,35 * 1,05 * 1 * 1,16 = 215,48 N/mm^2$$

Bedingung $\sigma_F \leq \sigma_{FP}$

$$\sigma_{FP} = \frac{\sigma_{Flim}}{SF_{min}} * Y_{ST} * Y_X * Y_{\sigma_{relT}} * Y_{R_{relT}} \quad (7)$$

$$\sigma_{FP} = \frac{450N/mm^2}{1,5} * 2 * 1 * 1 * 1$$

$$\sigma_{FP} = \underline{600 N/mm^2}$$

$$\sigma_F \leq \sigma_{FP}$$

$$65,06 N/mm^2 \leq 600N/mm^2 \quad \rightarrow \text{Bedingung erfüllt}$$

Flankentragfähigkeit

$$\sigma_{HO} = Z_H * Z_E * Z_{\epsilon} * Z_K * \sqrt{\frac{F_{mt}}{b \cdot d \cdot r_1} * \frac{uv+1}{uv}} \quad (8)$$

$$\alpha = \alpha_w$$

$$Z_H = \sqrt{\frac{2}{\cos \alpha^2 * \tan \alpha_w}} = 2,49 \quad (9)$$

$$Z_{\epsilon} = \sqrt{0,175 * E} = 191,7 \frac{N}{mm^2} \quad (E = 210000N/mm^2) \quad (10)$$

$$d_{b1} = d_{b2} = d \cdot \cos\alpha = \underline{56,38\text{mm}} \quad (11)$$

$$d_{a1} = d_{a2} = d + 2 \cdot m = \underline{67,06\text{mm}} \quad (m=3,53) \quad (12)$$

$$\varepsilon_{\alpha} = \frac{0,5 \cdot (\sqrt{da_1^2 - db_1^2} + \sqrt{da_2^2 - db_2^2} - ad \cdot \sin\alpha)}{m \cdot \pi \cdot \cos\alpha} = 1,51 \quad (13)$$

$$Z_e = \sqrt{\frac{4 - \varepsilon_{\alpha}}{3}} = 0,91 \quad (14)$$

$$Z_k = 1 \quad (15)$$

$$\sigma_H = \sigma_{HO} \cdot \sqrt{K_A \cdot K_V \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta}} = 560,46 \text{ N/mm}^2$$

Festigkeitsnachweis

$$\sigma_H \leq \sigma_{HP}$$

$$\sigma_{FP} = \frac{\sigma_{Hlim}}{S_{Hmin}} \cdot Z_L \cdot Z_V \cdot Z_R \cdot Z_X$$

$$\sigma_{FP} = \frac{1000 \text{ N/mm}^2}{1,2} \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 = 833,33 \text{ N/mm}^2$$

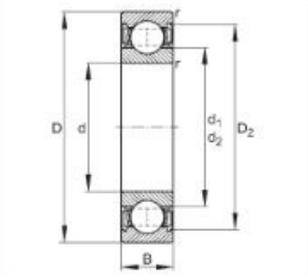
$$560,46 \text{ N/mm}^2 \leq 833,33 \text{ N/mm}^2 \rightarrow \text{i.O.}$$

6 Auswahl

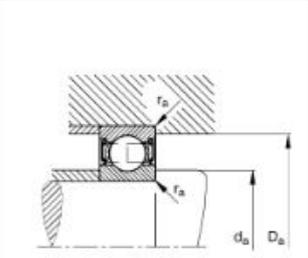
6.1 Lagerauswahl

Durch die Lagerberechnung können nun die passenden Lager ausgewählt werden. Für die Hinterachse wird ein einreihiges Rillenkugellager 62/22-2RS und für die Vorderachse ein Rillenkugellager 6000-2RSR gewählt. Für die Achsen des Federsystems wird ein Rillenkugellager 6002-2RSR gewählt. Im Folgenden sind die Details der Lager aufgeführt:

Rillenkugellager 6002-2RSR
Hauptabmessungen nach DIN 625-1, beidseitig Lippendichtung



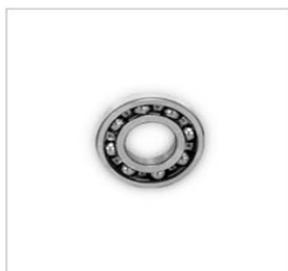
d	15 mm
D	32 mm
B	9 mm
D₂	28,4 mm
D_{a max}	30 mm
d₁	20,5 mm
d_{a min}	17 mm
r_{a max}	0,3 mm
r_{min}	0,3 mm
m	0,033 kg Gewicht
C_r	5900 N dynamische Tragzahl, radial
C_{0r}	2850 N statische Tragzahl, radial
n_G	13300 1/min Grenzdrehzahl
C_{ur}	148 N Ermüdungsgrenzbelastung, radial



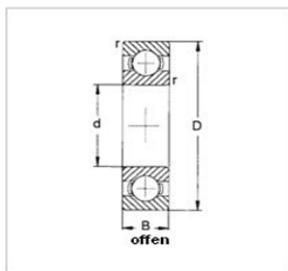
Einreihiges Rillenkugellager 62/22-2RS
Hauptabmessungen nach DIN 625-1 bzw. 616 / ISO 15:1998

Produkt jetzt anfragen 

STEP-file 



zoom 



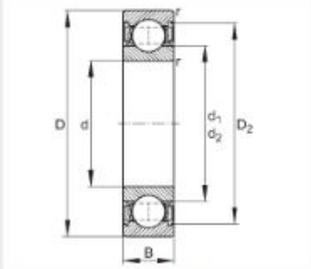
zoom 

d	22 mm
D	50 mm
B	14 mm
r	1 mm

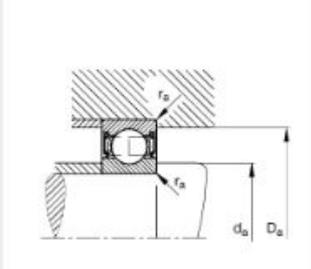
Gewicht	0,12 kg
C_r	14 kN dynamische Tragzahl, Radial
C_{0r}	7,65 kN statische Tragzahl, Radial
C_{ur}	0,325 kN Ermüdungsgrenzbelastung
n_R	- U/min Referenzdrehzahl
n_G	9000 U/min Grenzdrehzahl

Merkmale	
Lagerluft	C3
Toleranzklasse	P0
Käfigausführung	Stahlblech, genietet

Rillenkugellager 6000-2RSR
Hauptabmessungen nach DIN 625-1, beidseitig Lippendichtung



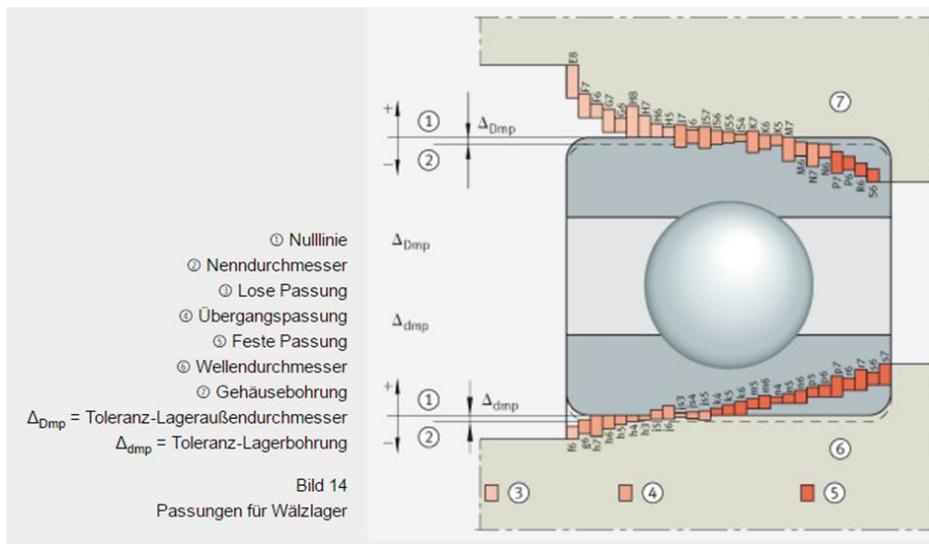
d	10 mm
D	26 mm
B	8 mm
D₂	22,5 mm
D_{a max}	24 mm
d₁	14,7 mm
d_{a min}	12 mm
r_{a max}	0,3 mm
r_{a min}	0,3 mm



m	0,02 kg	Gewicht
C_r	4850 N	dynamische Tragzahl, radial
C_{0r}	1970 N	statische Tragzahl, radial
n_G	18300 1/min	Grenzdrehzahl
C_{ur}	100 N	Ermüdungsgrenzbelastung, radial

6.2 Auswahl der Passungen

Um die richtige Wahl der Passungen zu treffen, muss entschieden werden, ob eine Spiel-, Übergangs- oder eine feste Passung notwendig ist. An der Vorderachse rotiert jeweils der Außenring und der Innenring steht still. An der Hinterachse rotiert der Innenring und der Außenring steht still. Da auf beiden Achsen eine stationäre Kraft durch das Eigengewicht vorliegt, herrscht bei der Hinterachse eine Punktlast am Außenring und eine Umfangslast am Innenring. Deshalb benötigt man hier eine Übergangspassung am Innenring und eine Spielpassung am Außenring. Die Wahl für die Achsen fällt damit auf eine H7/j6 Passung. Gegenätzlich verhält sich die Vorderachse, hier ergibt sich eine Punktlast am Innenring und eine Umfangslast am Außenring. Deshalb benötigt man eine Übergangspassung am Außenring und eine Spielpassung am Innenring. Die Entscheidung fiel auf eine h6/M7 Passung.



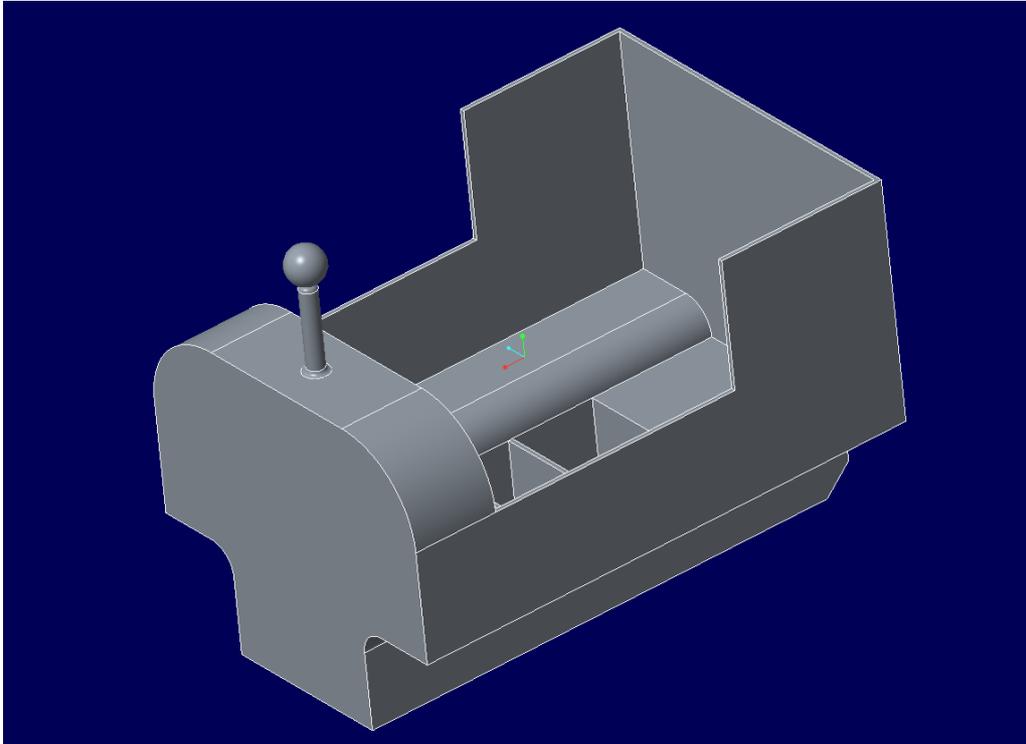
6.3 Stückliste

Teil	Maße	Menge
quadratisches Stahlprofil	20*20 L = 600	2
quadratisches Stahlprofil	20*20 L = 400	2
quadratisches Stahlprofil	20 * 20 L = 80	4
quadratisches Stahlprofil	20 * 20 L = 50	2
Rillenkugellager 62/22-2RS		2
Rillenkugellager 6002-2RSR		2
Passfeder	h = 6; t1 = 3,5; l = 14	3
Schraube	M4	4
Polypropylenbox	400 * 400 * 600	1
Welle (S235)	D = 22	1
Welle (S235)	D = 15	1
E-Motor (0,8 kW)		1
elektrische Bremse		2
Rad	Innendurchmesser: 22	2
Rad	Innendurchmesser: 15	
Rad	Innendurchmesser: 10	24
Druckfeder DIN 2098 - 2 x 25 x 135		6
Bolzen ISO 2340 – A – 3 x 50 – S235		6
360° Kamera		1
Kegelrad	D = 60	1
Differentialgetriebe	i = 1	1
Kette	L = 1400	2
Scharnier		6
LED Licht		2
Mikroprozessor		1
Stromverteiler		1
Lichtsensoren		1
12V Akku		1

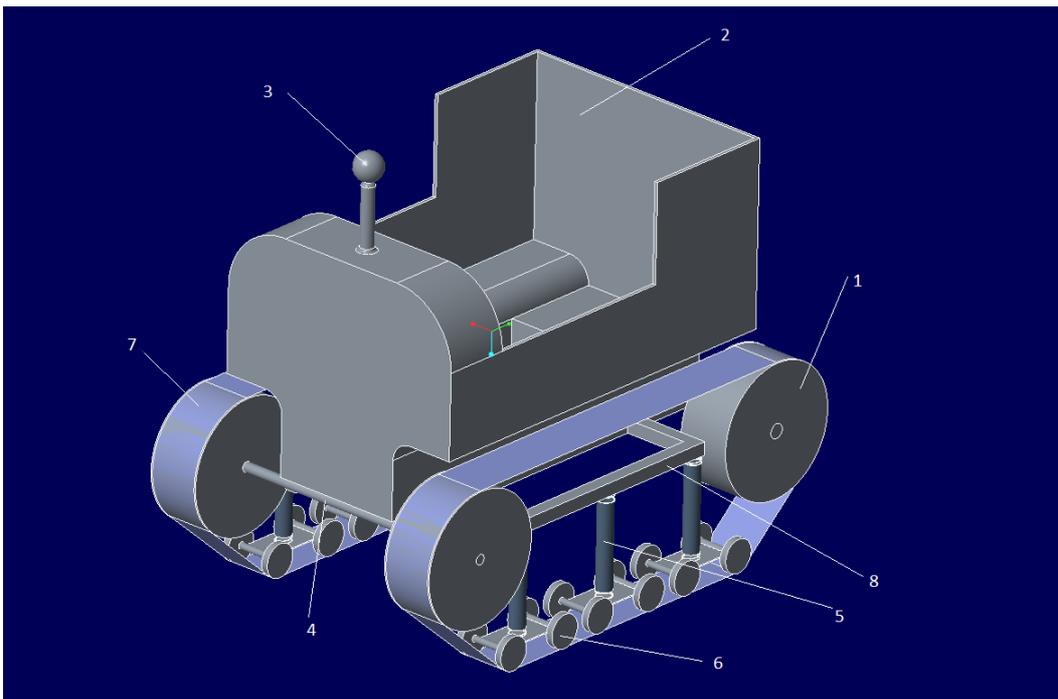
7 Modelle und Zeichnungen

7.1 CAD-Modelle

Im Folgenden sind die CAD-Modelle des Trolley-Motors aufgeführt. Wie man sieht, wurden die Standardausführung mit den oben genannten Bedingungen realisiert. Im ersten Bild sieht man den Wagen, mit den verschiedenen Fächern zum Verstauen.

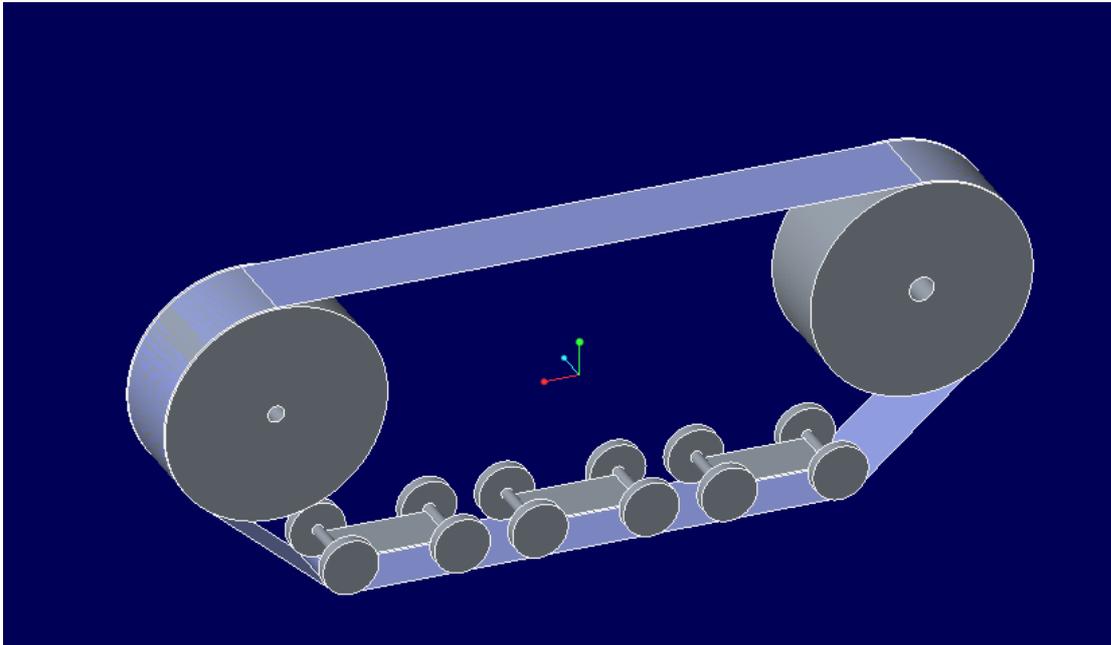


Auf dem zweiten Bild ist die Gesamtheit des Roboters mit Federsystem und Rädern dargestellt.



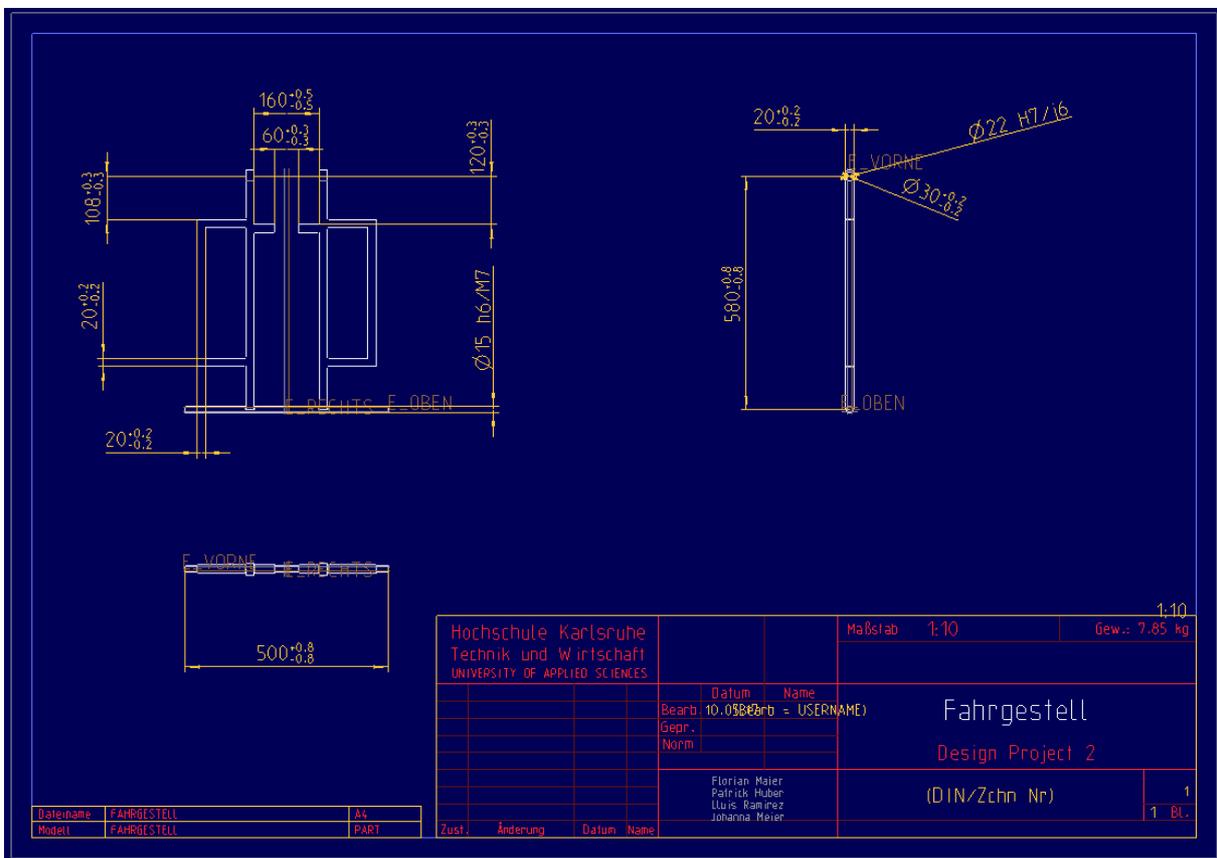
Konstruktionsübung 2

Im letzten Bild ist das Radsystem genauer gezeigt. Es besteht aus zwei großen Rädern auf jeder Seite und drei kleinen Wägen mit jeweils vier weiteren Rädern.



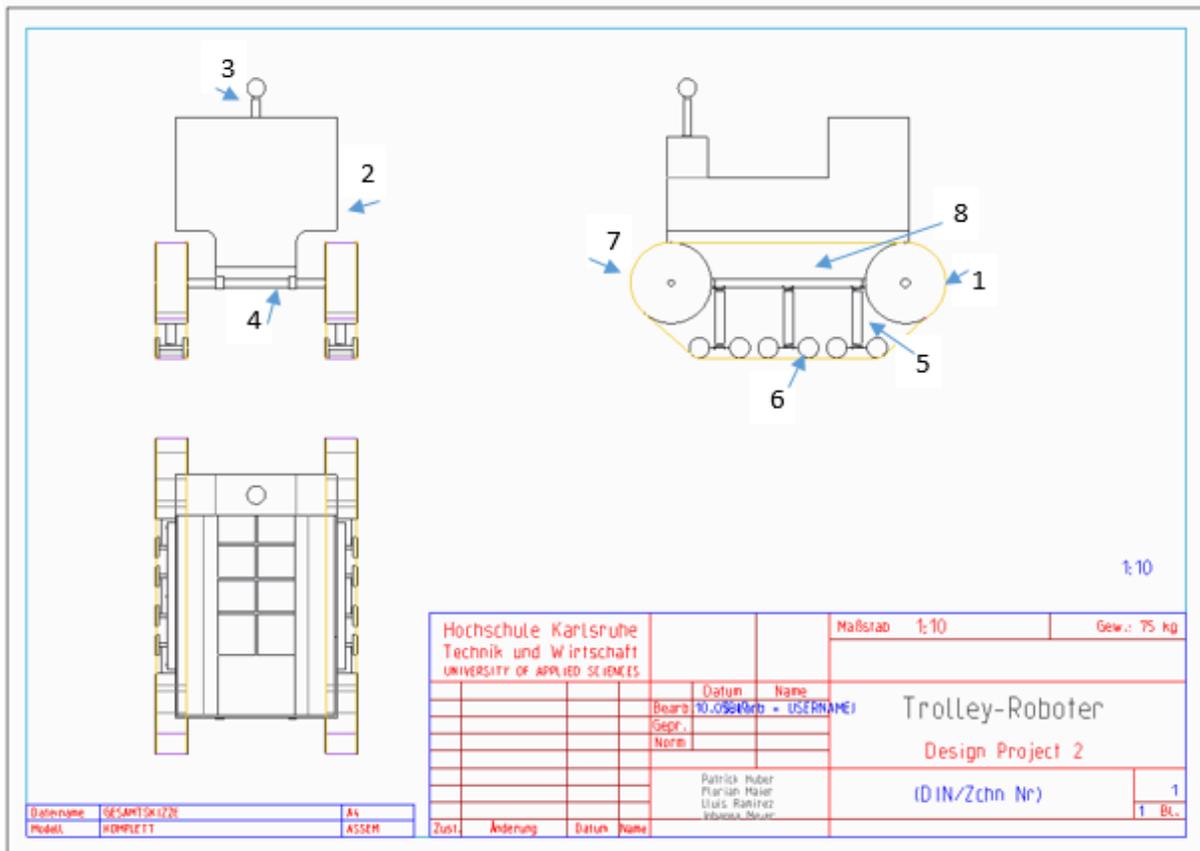
7.2 Fertigungszeichnung

Die Fertigungszeichnung wurde für das Fahrgestell gefertigt. Hierauf sind alle Maße und Toleranzen zu sehen, die man für die Fertigung braucht.



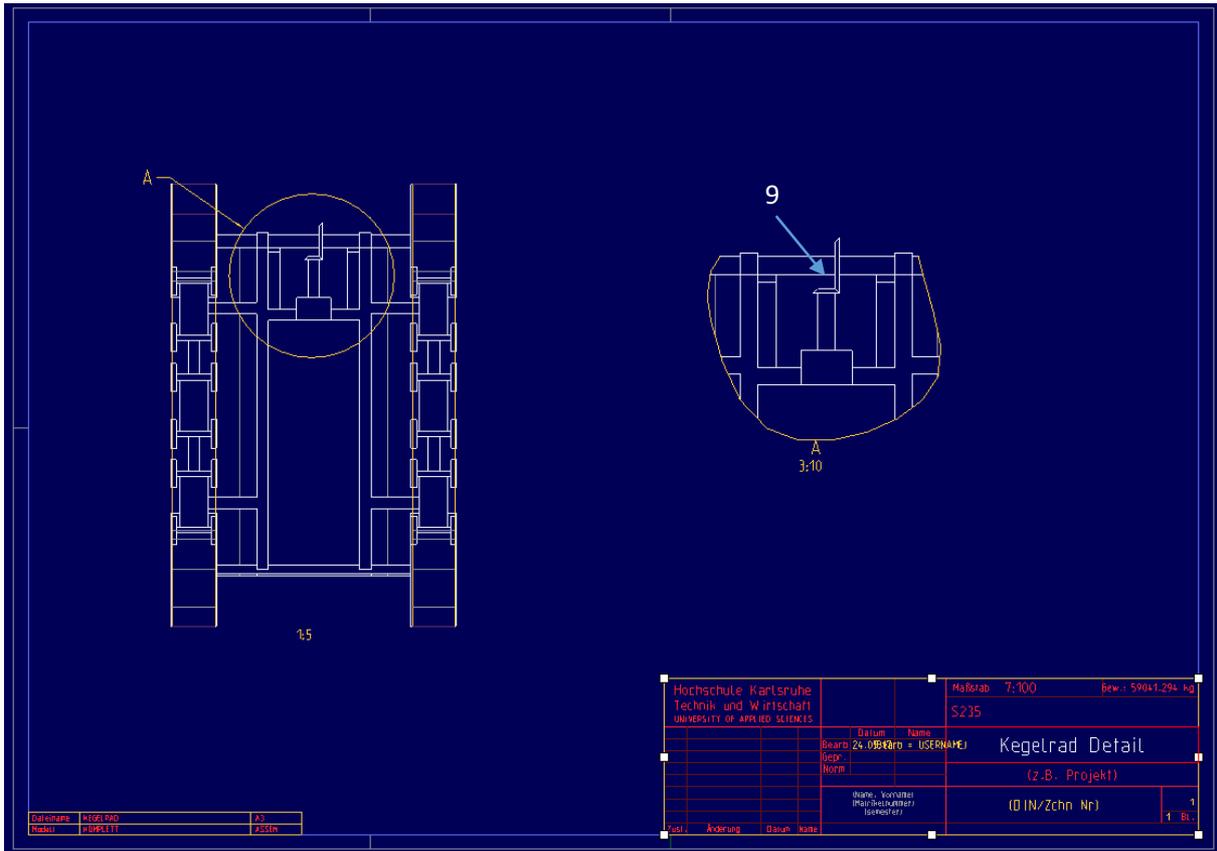
7.3 Gesamtübersichtszeichnung

In der Gesamtübersichtszeichnung ist das abgeleitet CAD-Modell des Trolley-Roboters zu sehen. Zur Übersicht sind die einzelnen Teile in der Legende beschriftet.



Nummer	Bezeichnung	Menge
1	Große Rollen	4
2	Kasten	1
3	3D-Kamera	1
4	Achse	2
5	Feder	6
6	Rollen	24
7	Gummikette	2
8	Fahrgestell	1
9	Kegelrad	2

Auf der zweiten Zeichnung wurde nochmal genauer auf die Verbindung zwischen Motor und Achse eingegangen, das Kegelrad.



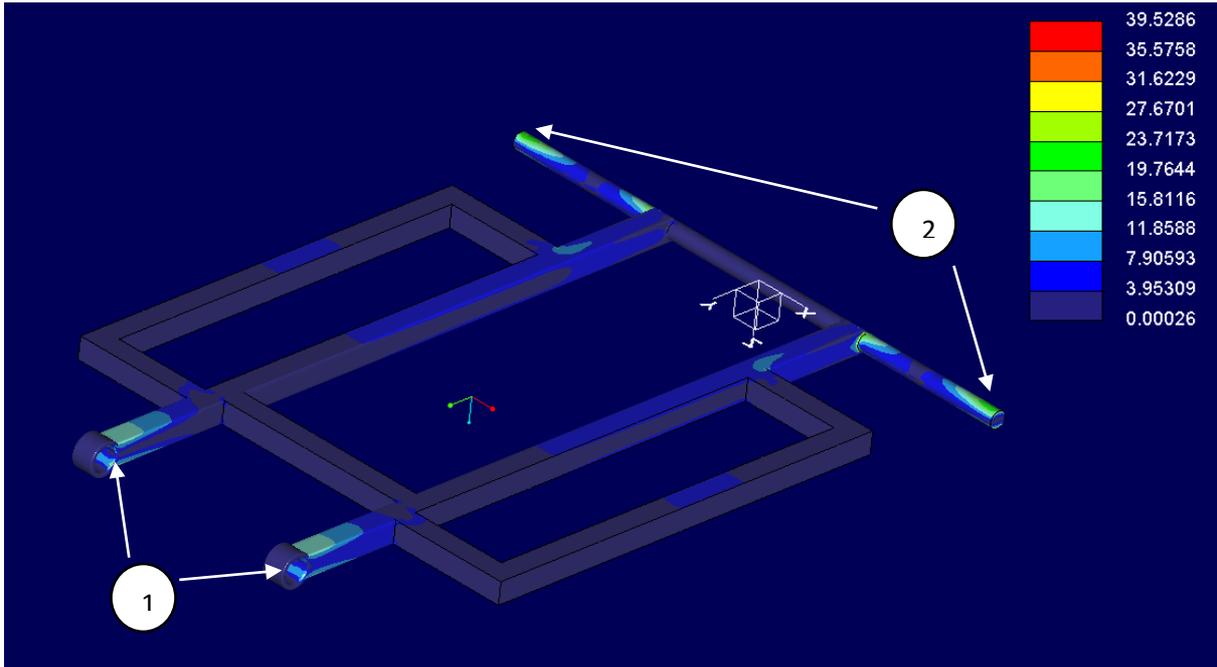
7.4 FEM-Analyse des Fahrgestells

Durch eine FEM-Analyse haben wir bei dem Fahrgestell die entstehenden Spannungen ermittelt. Hierbei muss man dem Bauteil zuerst ein Material zuweisen, dieses war bei uns gewöhnlicher Baustahl S235JR mit einer Steckgrenze (R_e von 235N/mm^2). Danach wurde eine feste Lagerung definiert, welche bei uns in den Punkten (1) und (2) generiert wurde. Folgend wurde ein FEM-Netz mit dem Befehl Auto-GEM erstellt.

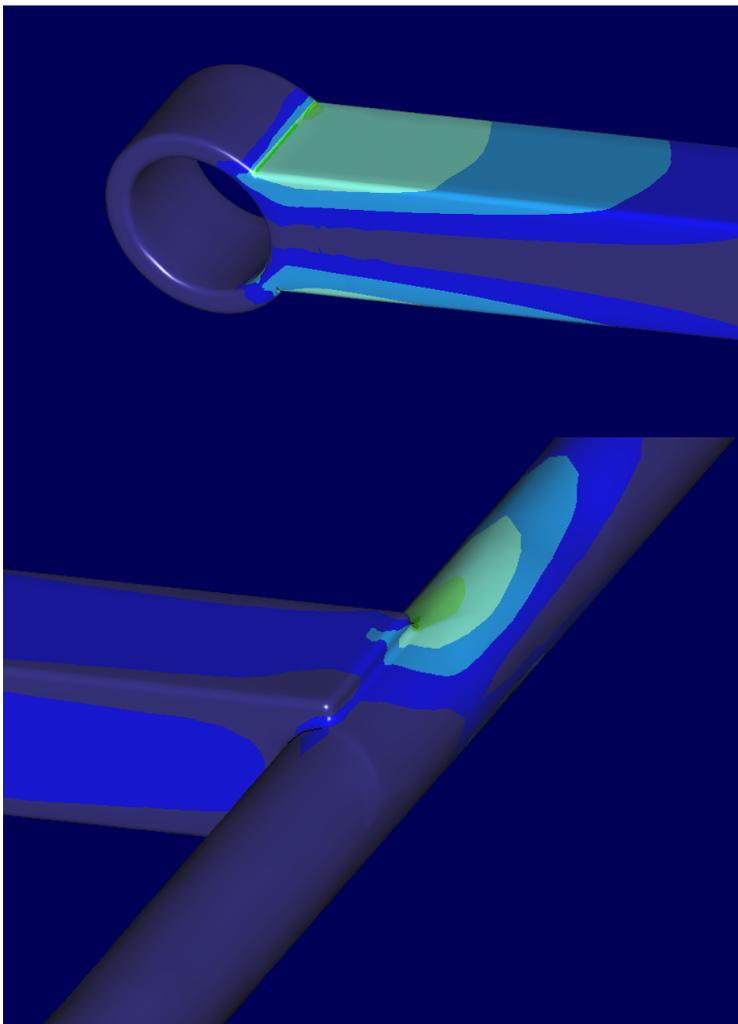
Nach diesem Vorgehen ist das Bauteil bereit für eine Analyse. Die entstehenden Spannungen werden nun in MPa angezeigt, also in N/mm^2 . Hierbei kann man sehen das die maximale Spannung ca. 39 MPa beträgt was für unser Bauteil kein Problem darstellt.

Da FEM-Simulationsprogramme Schwierigkeiten entstehende Spannungen an scharfen Kanten zu berechnen, werden in den beiden kritischen Bereichen kleine Rundungen eingefügt, um so ein realistischeres Ergebnis zu erhalten. Eine weitere Möglichkeit ist es die Spannung an der scharfen Kante zu ignorieren und die Werte etwas abseits der Stelle zu verwenden.

Konstruktionsübung 2



Entstehende Spannungen des Fahrgestells



Spannungsdarstellung im Detail

8 Fazit

Die von uns entwickelte Gesamtlösung gelingt es nun die Anforderungen der Anforderungsliste zu erfüllen. Die Lösung zeichnet sich dadurch aus, dass das Antriebsmoment vom Motor erzeugt wird und über eine Kegelradverbindung auf die Hinterachse geleitet wird. Es sind 2 Achsen vorhanden, von denen allerdings nur die Hinterachse angetrieben wird. Die Räder sind mit einer Kette verbunden, über die auch das Federsystem mit dem Fahrgestell verbunden ist, sodass 10 cm hohe Stufen erklommen werden können. Damit wird der Inhalt der Box abgedeutert und bleibt an der dafür vorgesehenen Position. Mithilfe elektrischer Bremsen kann durch einseitiges Bremsen eine Kurvenfahrt gewährleistet werden. Durch ein in die Hinterachse eingebautes Differentialgetriebe kann dabei eine unterschiedliche Drehzahl der beiden Räder ermöglicht werden. Für die Beleuchtung sorgt eine von Lichtsensoren gesteuerte LED-Lampe. Die Umgebung wird mit einer 360° Kamera erfasst, sodass Hindernissen ausgewichen werden kann, um der mithilfe von Bluetooth-Signalen georteten Begleitperson zu folgen. Nach der Fahrt mit dem Trolley-Roboter kann die 12V-Batterie an der Steckdose wieder aufgeladen werden.