



Wagenheber

Inhalt

Vorwort	3
Anforderungsliste	4
Konzeptauswahl – Verbindung zwischen großem & kleinem Arm	5
Beidseitige Sicherungsringe	5
Federstecker und Bolzen mit Bund	6
Nietverbindung.....	7
Bewertungsmatrix	8
Entwurf.....	9
Grundlegende geometrische Überlegungen	9
Kleiner Arm.....	9
Spindel	10
Hebel	10
Auswahl von Normteilen.....	10
Überprüfung der Geometrie mit den Anforderungen	11
Entwurfszeichnung	13
Statik.....	17
Statik des Gesamtsystems.....	17



Errechnung der Gesamt-Schwerpunkte	47
Errechnung der Widerstandsmomente.....	47
Nachweis der örtlichen Sicherheit unter Einsetzung des gewählten Profils.....	48
2x Kleiner Arm aus Flachstab EN 10 058 25 x 5 S235JR	52
Berechnung der Grundgeometrie	52
Berechnung der angreifenden Kräfte aus der Statik.....	53
Berechnung der Schnittkraftverläufe	53
Darstellung der Schnittkraftverläufe	54
Ermittlung des Mindestquerschnitts des Flachstahls.....	55
Auswahl eines Flachstahls auf Basis des Mindestquerschnitts und der gewählten Nieten.....	56
Festigkeitsnachweis.....	56
Rechnung auf Druck	56
Rechnung gegen Knickung.....	56
Halbrundniete DIN660 – 8x22 S235JR.....	57
Entwurfsberechnung	58
Festigkeitsrechnung	59
Auflagestück S235JR.....	60
Entwurf.....	60
Festigkeitsnachweis.....	61
Fußstück S235JR	62
Geometrische Vorauslegung	63
Festigkeitsnachweis.....	63
Belastbarkeitsbedingung des Untergrunds – zulässige Bodenpressung.....	64
Hebel DIN 3113 Form B	64
Fertigungsempfehlungen	66
Bedienungshinweise.....	66
Quellen	67
Anhang	67

Vorwort

Der Wagenheber soll ein Kraftfahrzeug einseitig anheben, um beispielsweise einen Reifen wechseln zu können. Er soll unumständlich, durch eine durchgängig mögliche Drehbewegung, eine Hubbewegung ausführen können. Außerdem sollte er möglichst klein dimensioniert werden und, soweit es geht, einfahrbar sein. Außerdem handelt es sich um eine Einzelteillfertigung von 10 Stück, weswegen der Einsatz von Normteilen und fräs-gefertigter Teile im Vordergrund steht.



Anforderungsliste

FUNKTION	ERFORDERLICH	WUNSCH	ZIEL
Hubkraft ausschließlich durch Handkraft des Benutzers	<input checked="" type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>
Drehbewegung an Hebel in Hubbewegung wandeln	<input checked="" type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>
Arbeitshub 15,5cm	<input checked="" type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>
Druckkraft 332,5daN	<input checked="" type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>
Max. Handkraft 34daN	<input checked="" type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>
Ausgangshöhe 210mm	<input checked="" type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>

SICHERHEIT & ERGONOMIE	ERFORDERLICH	WUNSCH	ZIEL
Leichte Bedienbarkeit	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>
Geringes Eigengewicht	<input type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>
Geringer Kraftaufwand	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>
Geringes Verletzungsrisiko	<input type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>
Hohe Standsicherheit	<input type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>
Geringes Eigengewicht	<input type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>

KOSTEN	ERFORDERLICH	WUNSCH	ZIEL
Kostengünstige Fertigung	<input checked="" type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>
Geringe Bauteilanzahl	<input type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>
Verwendung von Normteilen	<input type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>
Wartungsfreiheit	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>

HERSTELLUNG	ERFORDERLICH	WUNSCH	ZIEL
Einzelteillfertigung	<input checked="" type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>
Günstige Werkstoffwahl	<input checked="" type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>
Keine massivumzuformenden Bauteile	<input checked="" type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>
Keine zu gießenden Bauteile	<input checked="" type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>
Leichte Montage	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>

GEBRAUCH & INSTANDHALTUNG	ERFORDERLICH	WUNSCH	ZIEL
Langfristige Belastbarkeit	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>
Funktionssicherheit bei Verschmutzung	<input type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>
Gute Zugänglichkeit, bzw. Teilewechsel	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>
Kein Spezialwerkzeug	<input checked="" type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>
Wartungsfreie Lager	<input checked="" type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>

LIQUIDATION	ERFORDERLICH	WUNSCH	ZIEL
Umweltgerechte Herstellung	<input type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>
Rückführbare Werkstoffe	<input checked="" type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>

Tabelle 1: Anforderungsliste

Konzeptauswahl – Verbindung zwischen großem & kleinem Arm

Beidseitige Sicherungsringe

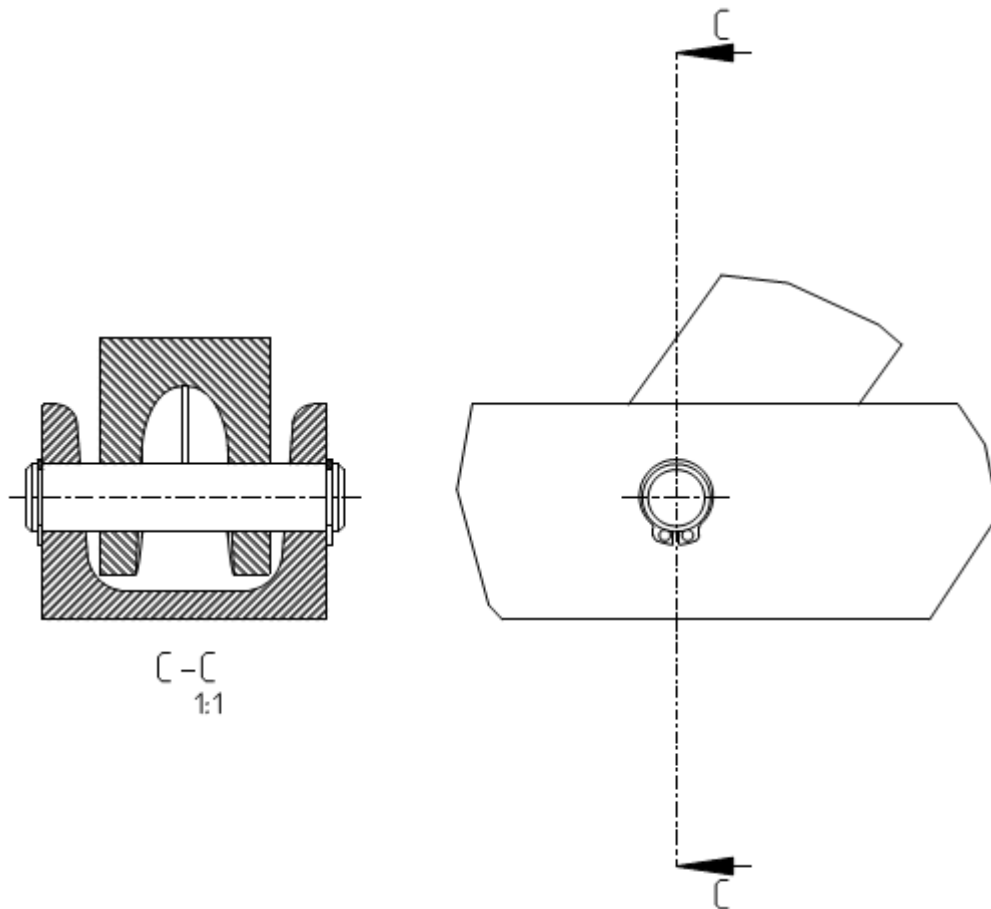


Abbildung 1: Lösungsvorschlag Variante Sicherungsring



Federstecker und Bolzen mit Bund

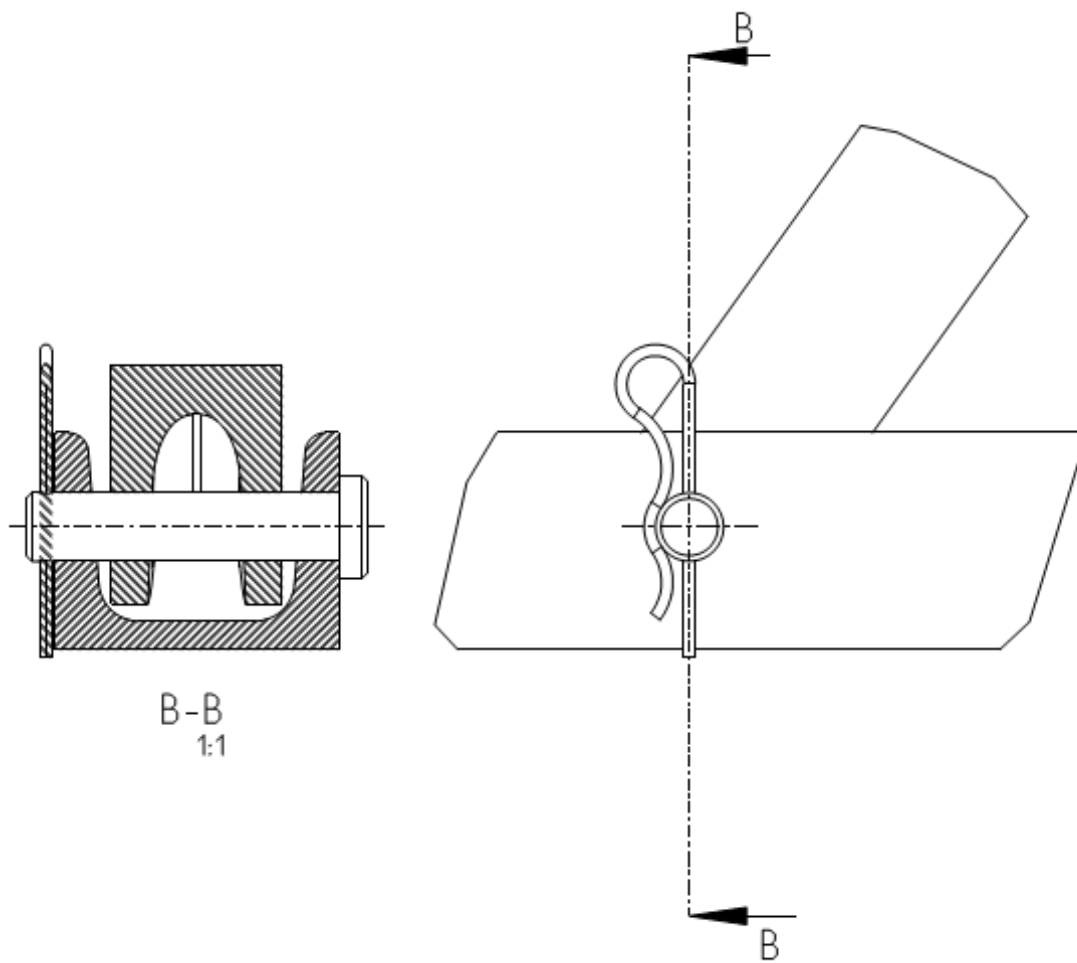


Abbildung 2: Lösungsvorschlag Variante Federstecker



Nietverbindung

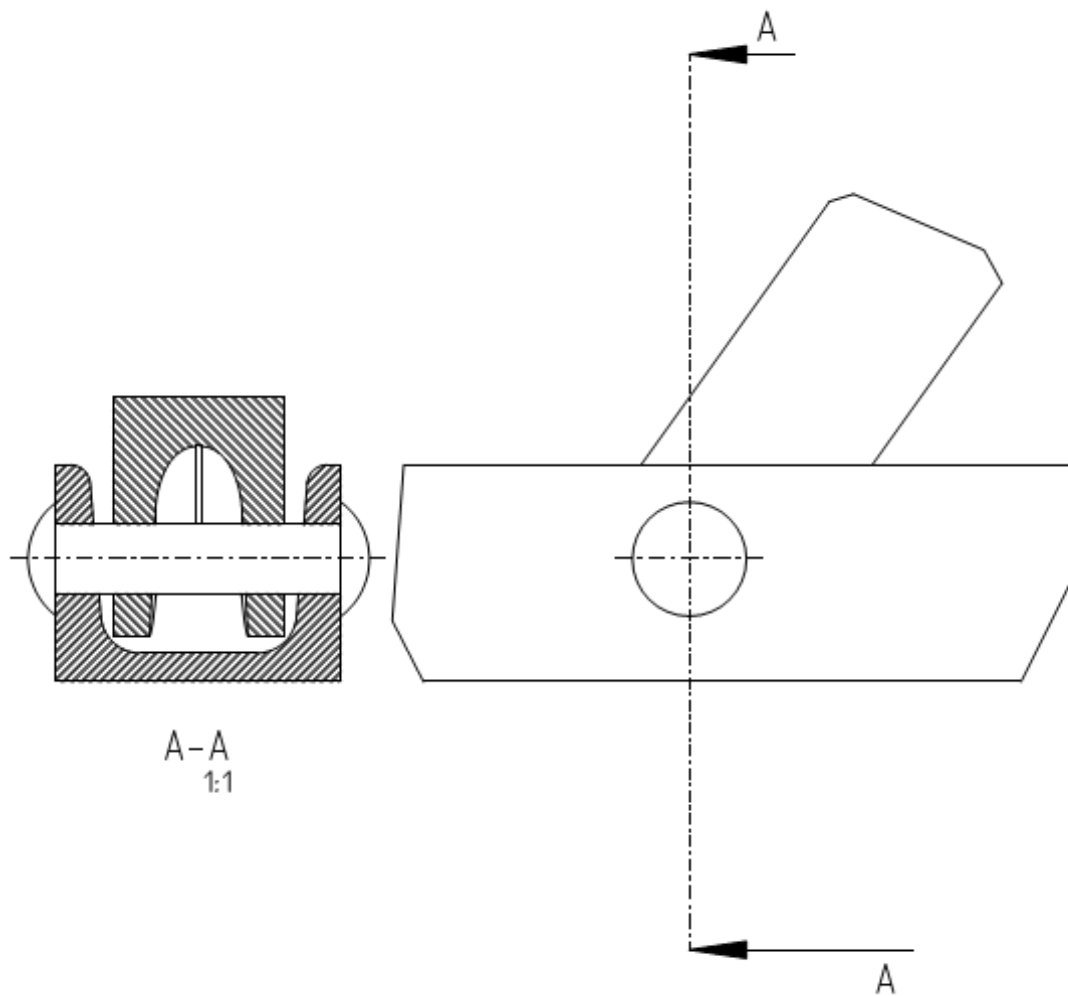


Abbildung 3: Lösungsvorschlag Variante Niet



Bewertungsmatrix

Die Bewertung der einzelnen Kriterien erfolgt in Schritten zwischen 0 und 10. In der Summe wäre die perfekte konstruktive Lösung bei 100% (rechte Spalte).

Tabelle 2: Nutzwertanalyse der Lösungsvorschläge

Bewertung der Konzepte										
	Variante	Fertigungsaufwand	Montageaufwand	Wartungsfreundlichkeit	Anzahl Einzelteile für Lösungskonzept	Verletzungsrisiko	Langlebigkeit	Kosten	Design	
Faktor		0,01	0,08	0,01	0,08	0,4	0,03	0,25	0,14	Summe [%]
Niete		5	5	1	10	10	5	10	10	93,1
Federstecker		5	10	10	7	1	5	2	1	27
Sicherungsring		5	6	7	5	7	5	4	10	63,5

Da die Nietverbindung mit Abstand am besten bewertet ist, wird dieses Lösungskonzept weiterverfolgt und ausgearbeitet.

Entwurf

Grundlegende geometrische Überlegungen

Kleiner Arm

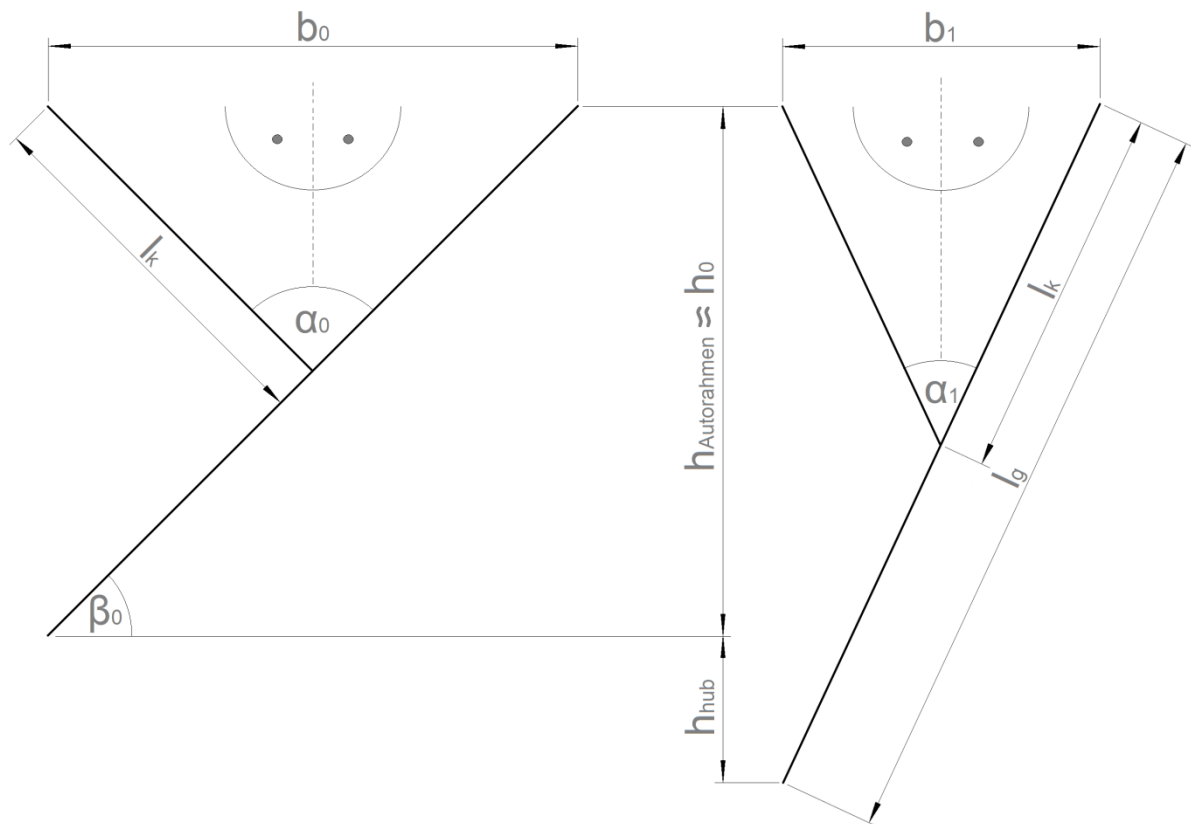


Abbildung 4: Skizze zur Ermittlung der Armlängen

Die Länge des Lagerabstandes des großen Armes soll gleich der Länge des großen Armes sein, damit kein Moment in der Statik auftritt, bzw. das Fußstück und das Auflager immer mit der Schwerkraft auf einer Achse liegen.

$$l_g = 2 \cdot l_k$$

Die Hubhöhe h_{hub} ist bereits gefordert.

$$h_{hub} = 155mm$$

Der Hubhöhe wird die Höhe der Nut im Auflager noch zusätzlich hinzugefügt, um die geforderte Hubhöhe zu erreichen:

$$h_{hub} = 155mm + 10mm = 165mm$$

Darüber hinaus muss der Wagenheber in der dargestellten Ausgangsposition genau unter dem Rahmen des VW-Caddys stehen können. Hier wurden 21cm gemessen.

$$h_{Autorahmen} = 210mm$$

$$h_0 = h_{Autorahmen} = 210mm$$

Der Lagerabstand muss durch die Höhe des Fußstückes und des Auflagers geringer sein als die Höhe des Autorahmens, deswegen werden entsprechende Höhen der Ausgangshöhe h_0 abgezogen:

$$h_0 = 210mm - 27mm - 34,5mm = 148,5mm$$

Als maximaler Winkel α_1 wird der Haftreibungswinkel gewählt.

$$\alpha_1 = 15^\circ$$

Damit lässt sich die erforderliche Länge des kleinen und des großen Armes berechnen:

$$l_{k,min} = \frac{h_0 + h_{hub}}{2 \cdot \cos\left(\frac{\alpha_1}{2}\right)} = \frac{148,5mm + 165mm}{2 \cdot \cos\left(\frac{15^\circ}{2}\right)} = 158,1mm$$

$$l_k = 159mm$$

$$l_g = 2 \cdot l_k = 2 \cdot 160mm = 318mm$$

Damit lässt sich der erforderliche Einfahrwinkel α_0 berechnen, um den Wagenheber unter den Wagen zu stellen.

$$\alpha_{0,min} = 2 \cdot \cos^{-1}\left(\frac{h_0}{2 \cdot l_k}\right) = 2 \cdot \cos^{-1}\left(\frac{148,5mm}{2 \cdot 159mm}\right) = 124,33^\circ$$

Da die Festigkeitsberechnung bereits mit 135° durchgeführt wurde, können die Werte bestehen bleiben.

$$\alpha_0 = 2 \cdot \cos^{-1}\left(\frac{h_0}{2 \cdot l_k}\right) = 2 \cdot \cos^{-1}\left(\frac{148,5mm}{2 \cdot 159mm}\right) = 135^\circ$$

Spindel

Die Spindellänge wird später im CAD-Bereich ermittelt, da sie reichen muss, um den Wagenheber auf den kleinst-möglichen Winkel zusammenzufahren.

Hebel

Der Hebel wird als praktischer Maul-Ringschlüssel ausgeführt.

Auswahl von Normteilen

1x U-Profil nach DIN1026-1 für den großen Arm

2x Flachstahl nach DIN EN 10058 für den kleinen Arm

6x Halbrundnieten nach DIN 660

1x Messingscheibe DIN 124 Form A zur Reduzierung der Flächenpressung an der Spindel

1x Längsstift DIN 6325 zur Behinderung der Verdrehung der Spindelmutter

1x Ringmaulschlüssel gekröpft DIN3113 Form B zum Antrieb der Spindel

Überprüfung der Geometrie mit den Anforderungen

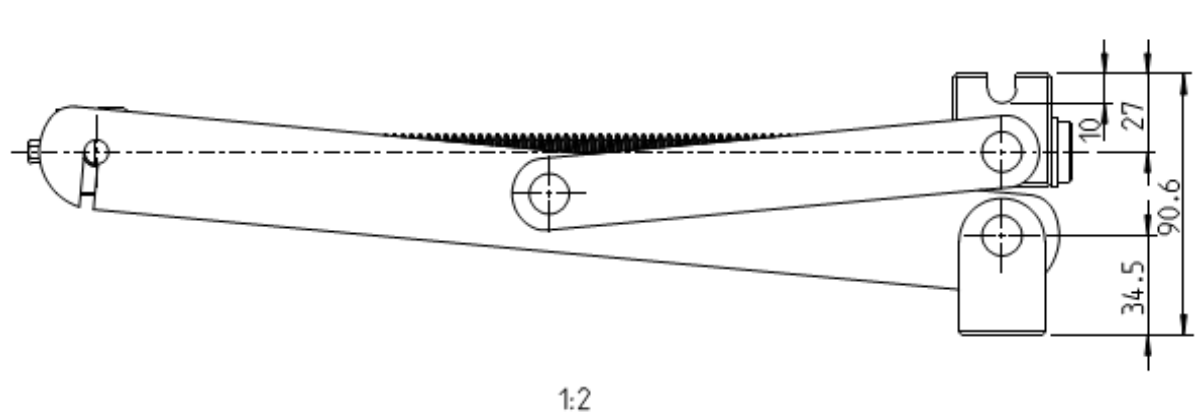


Abbildung 5: Wagenheber verstaubereit ($\alpha=169,5^\circ$)

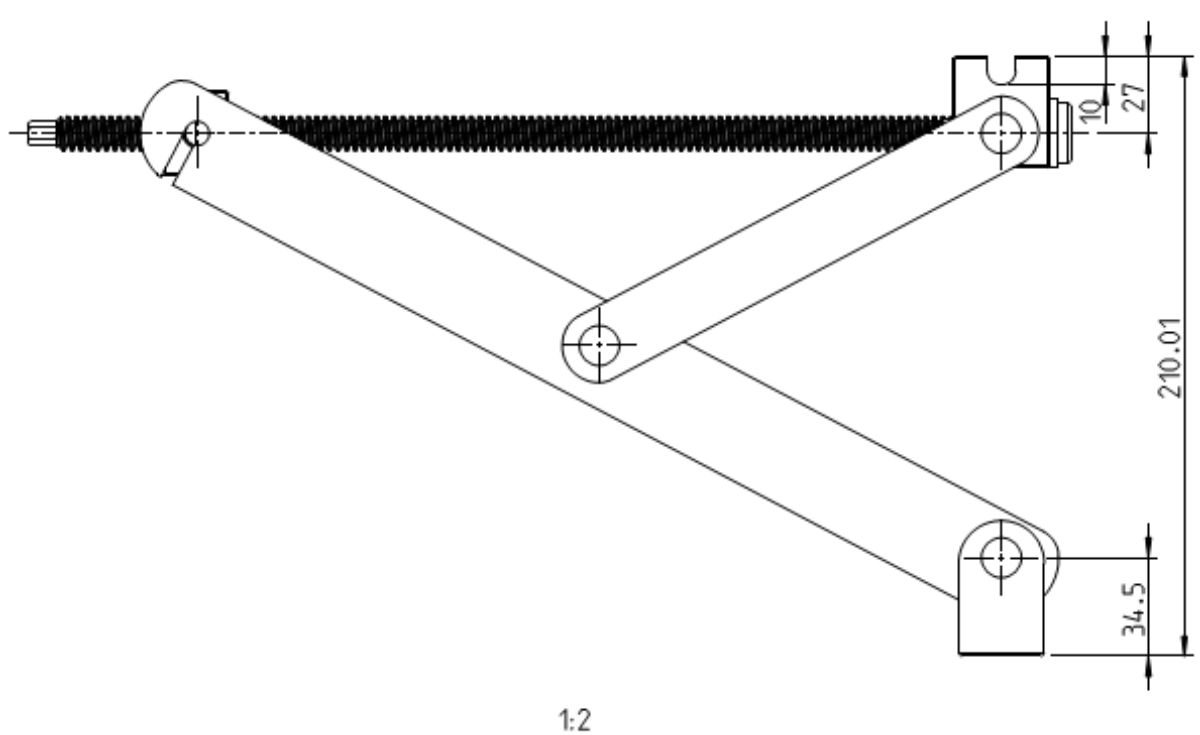
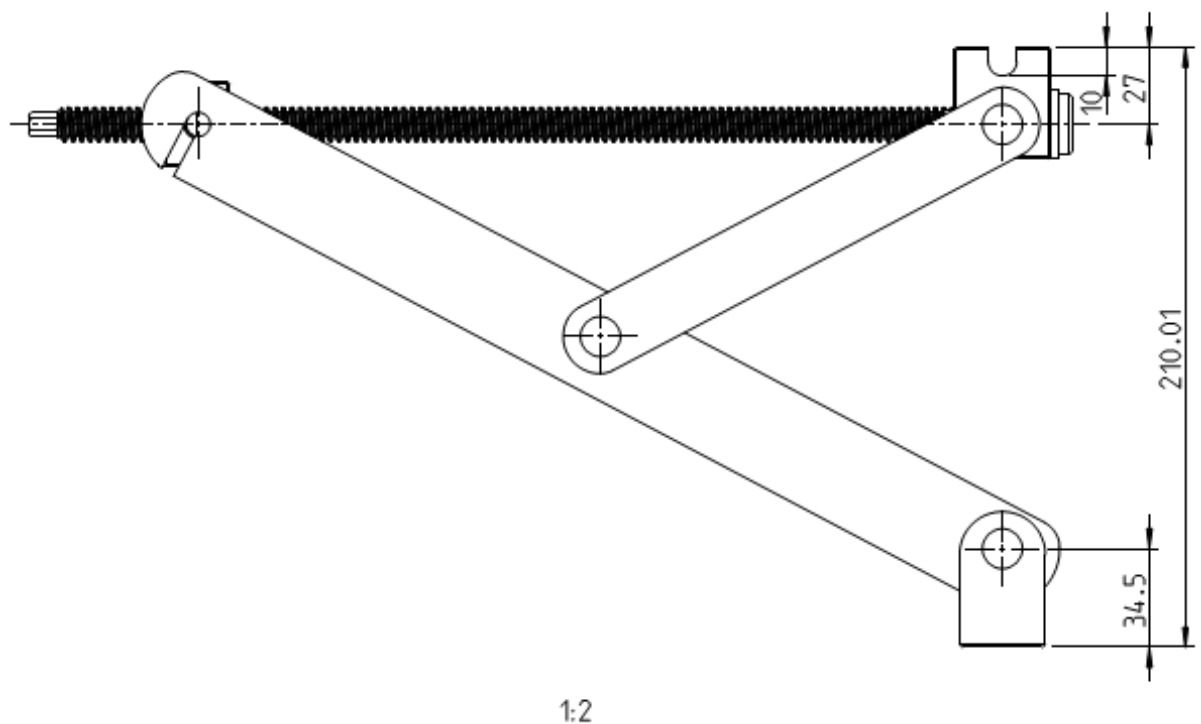


Abbildung 6: Wagenheber Ausgangsposition ($\alpha=124,33^\circ$)

Abbildung 7: Wagenheber ausgefahren ($\alpha=15^\circ$)

Der Wagenheber erreicht kann nun unter einem Winkel $\alpha=124,32^\circ$ mit einer Höhe von 209,98mm unter den VW Caddy gestellt werden. Die Hubhöhe bei einem Winkel von $\alpha=15^\circ$ beträgt 376,78mm-209,98mm-10mm=156,8mm. Dabei werden die 10mm der Nut des Auflagers abgezogen, da diese Hubhöhe keine Hubbewegung am Fahrzeug verursacht.

(Variable α siehe: Abbildung 4: Skizze zur Ermittlung der Armlängen)



Entwurfszeichnung

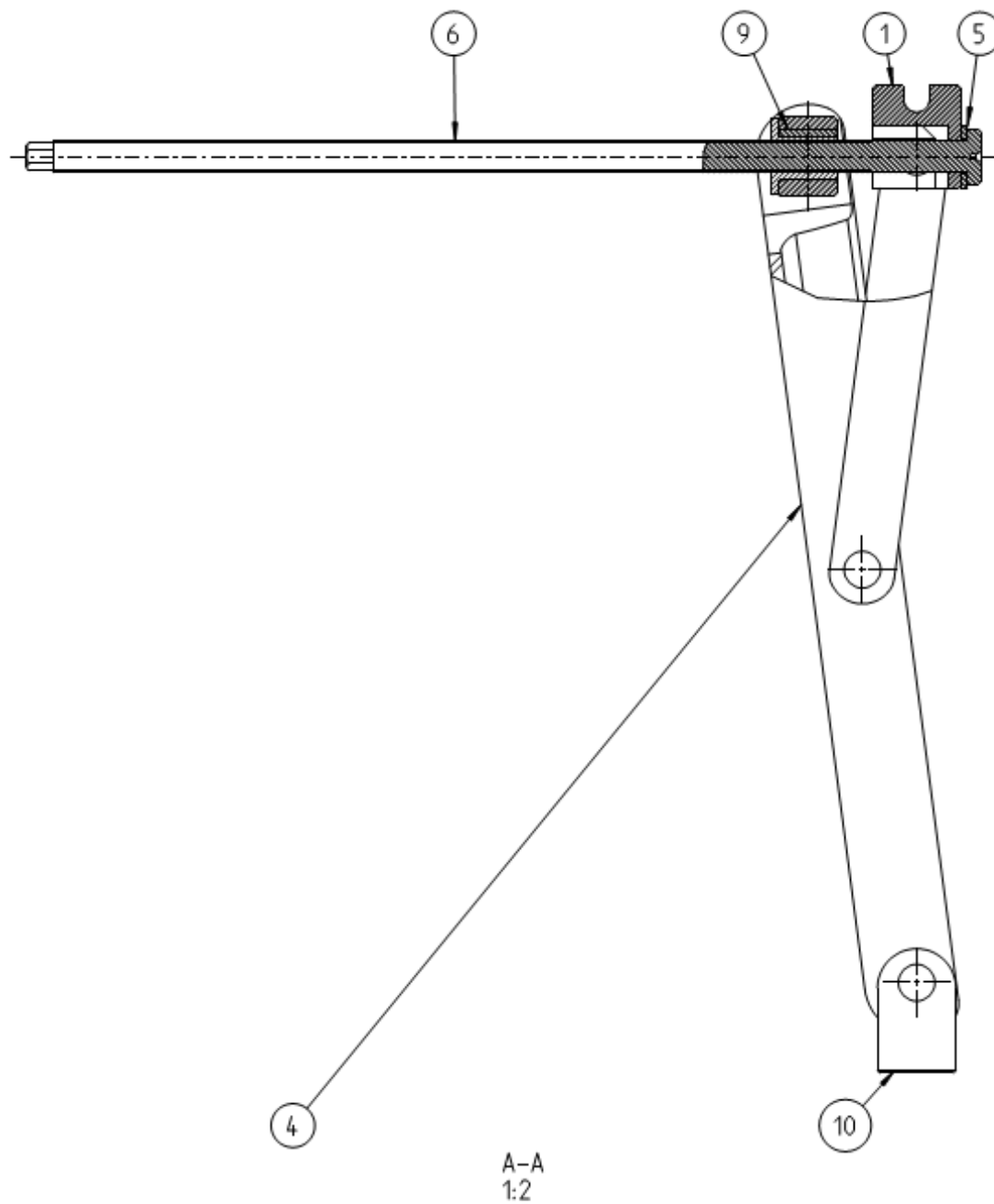


Abbildung 8: Entwurfszeichnung - Vorderansicht

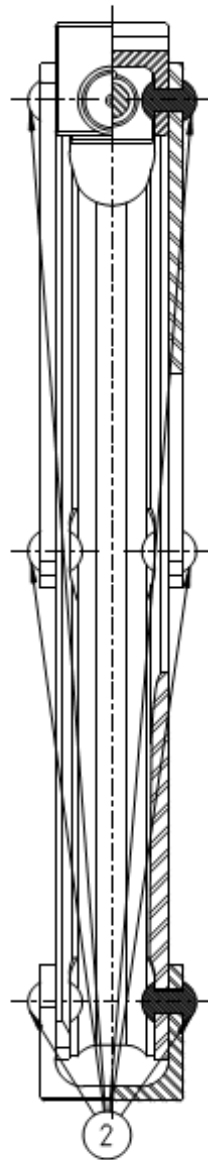


Abbildung 9: Entwurfszeichnung - Seitenansicht links

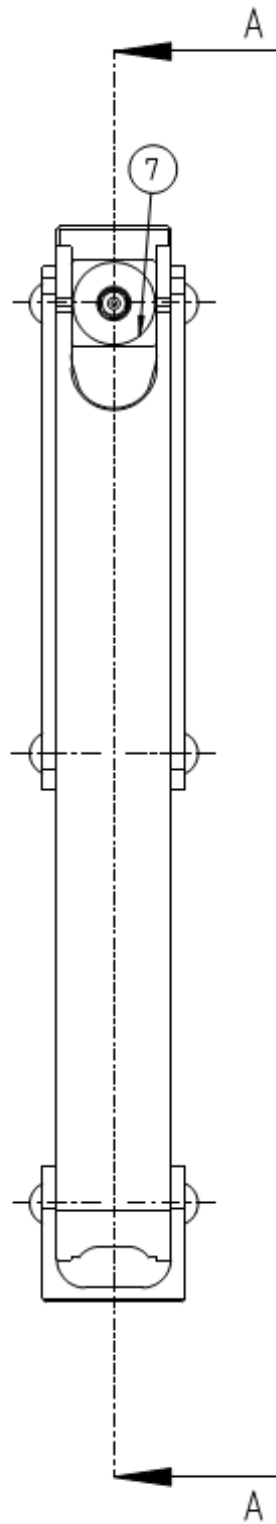


Abbildung 10: Entwurfszeichnung - Seitenansicht rechts

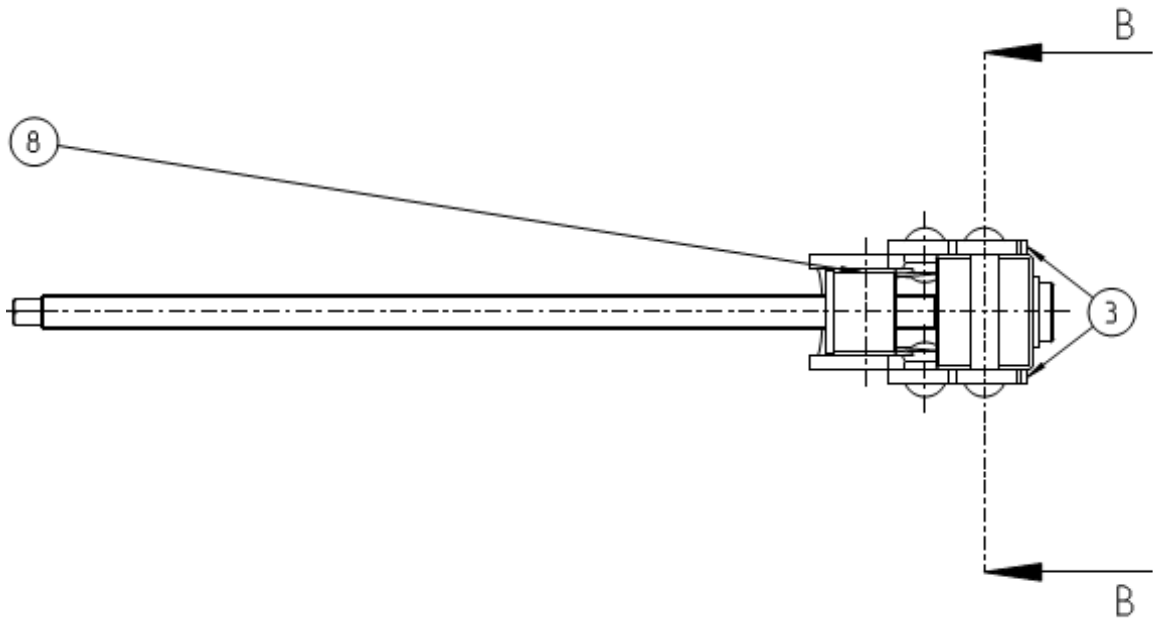


Abbildung 11: Entwurfszeichnung - Draufsicht

Pos.	Anzahl	Bezeichnung
1)	1x	Auflagestück
2)	6x	Nieten
3)	2x	Kleiner Arm
4)	1x	Großer Arm
5)	1x	Messing-Scheibe
6)	1x	Spindel
7)	1x	Mutter
8)	1x	Mutterhalterung
9)	1x	Längsstift
10)	1x	Fußstück

Tabelle 3: Stückliste Entwurfszeichnung

Statik

Statik des Gesamtsystems

Der Wagenheber wurde bisher so entworfen, dass keine horizontalen Kraftkomponenten auftreten (großer Arm doppelt so lang wie kleiner Arm), da die Auflagerpunkte in einer Vertikalen zueinander liegen.

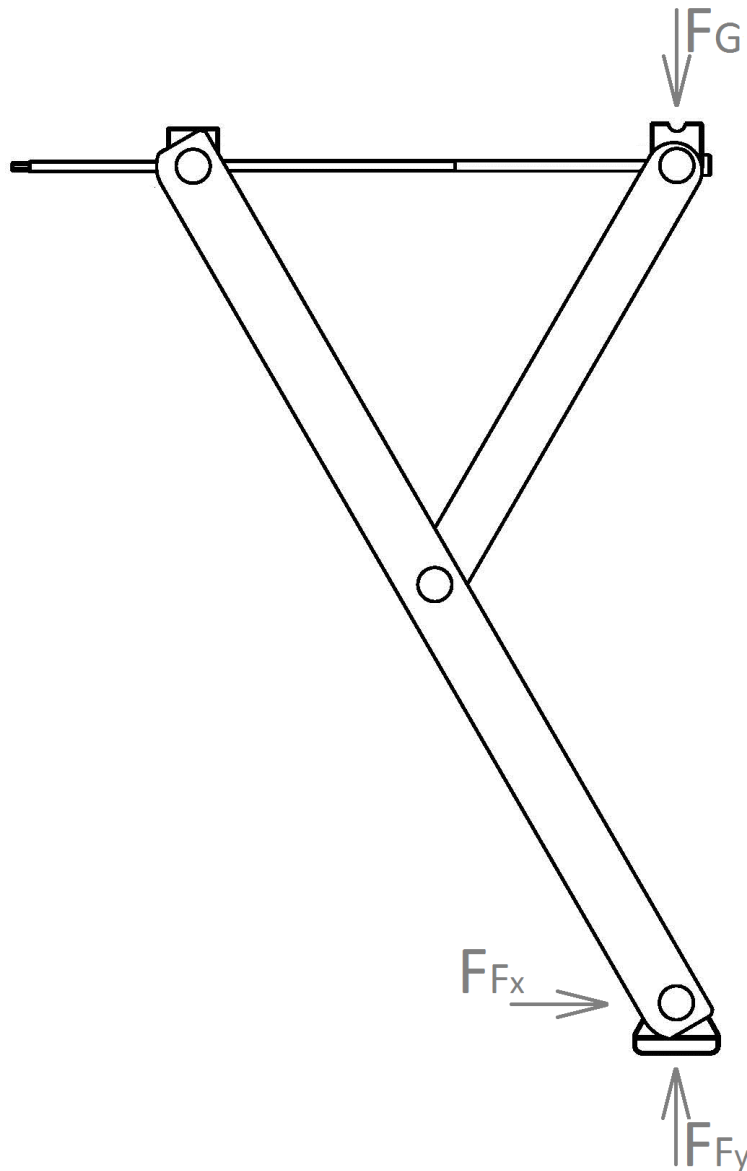


Abbildung 12: Statik des Gesamtsystems Wagenheber

Berechnung der Auflagerreaktionen im Gesamtsystem:

- 1) $F_{Fx} = 0$
- 2) $F_{Fy} = F_G$

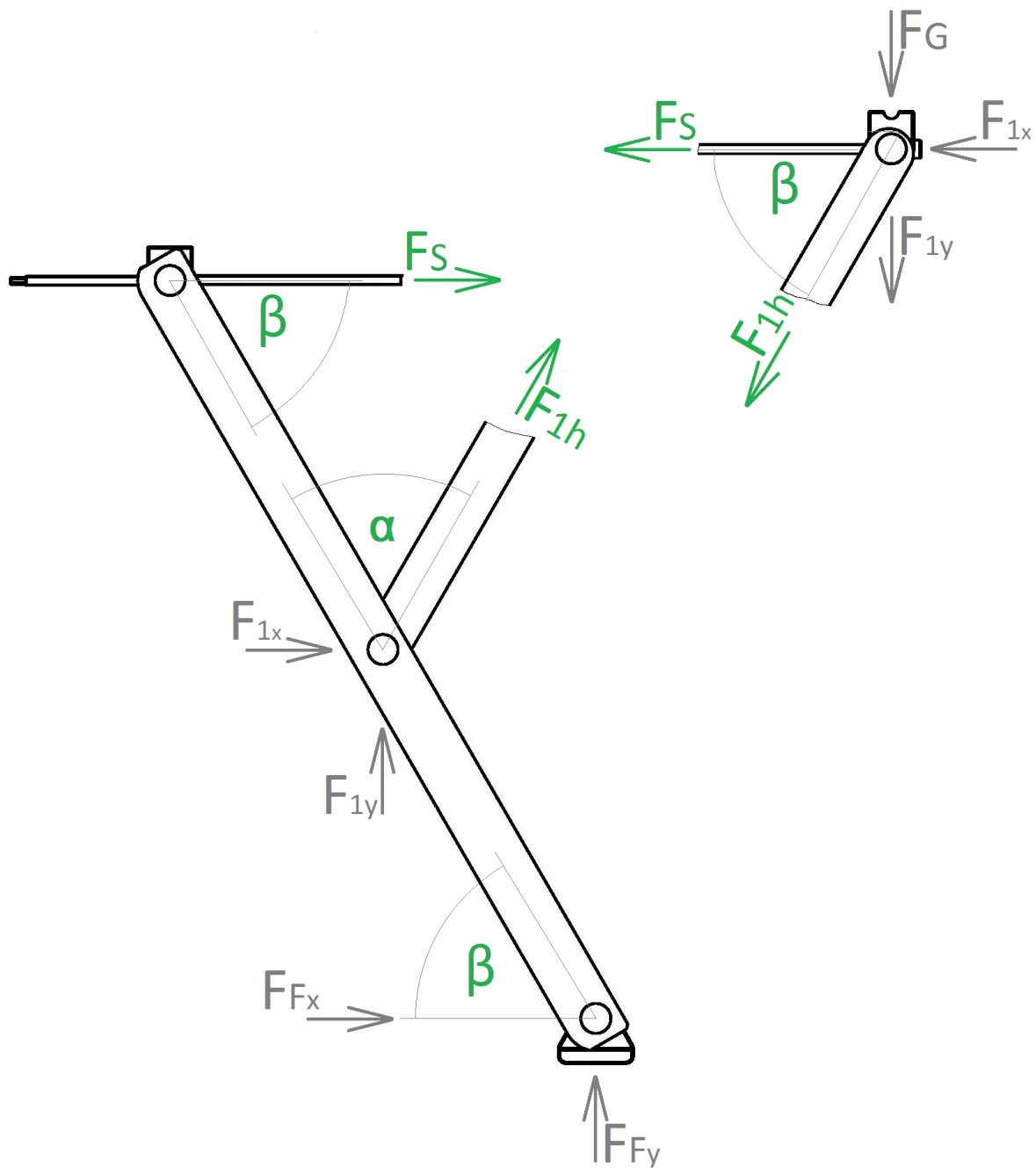


Abbildung 13: Statik der geschnittenen Systeme

Berechnung der Stabkräfte im 1. System:

$$3) F_{1y} = F_G$$

$$4) F_{1h} = \frac{F_{1y}}{\sin(\beta)} = \frac{F_G}{\sin(\beta)}$$

$$5) F_{1x} = F_{1h} \cdot \cos(\beta) = \frac{F_G}{\tan(\beta)}$$

$$6) F_S = -F_{1x} = \frac{-F_G}{\tan(\beta)}$$



Statik des kleinen Armes

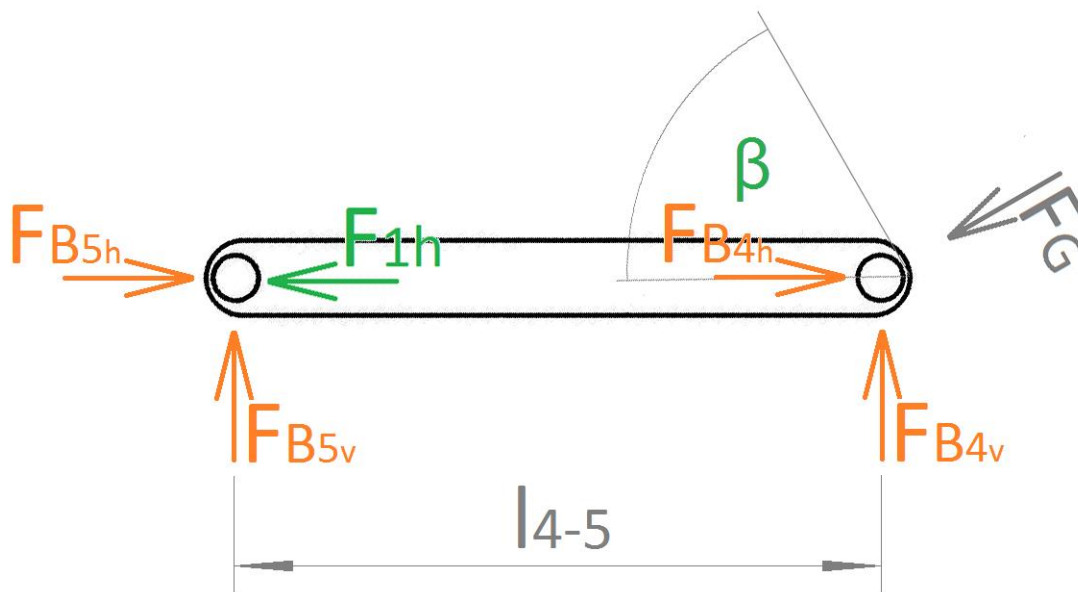


Abbildung 15: Statik des kleinen Armes

Umrechnung der angreifenden Kräfte auf das h-; v-Koordinatensystem:

$$17) F_{B5h} = -F_{1h} = \frac{-F_G}{\sin(\beta)}$$

$$18) F_{B5v} = 0$$

$$19) F_{B4h} = -F_G \cdot \sin(\beta)$$

$$20) F_{B4v} = -F_G \cdot \cos(\beta)$$

Spindel (TR12x3P3) E295 mit $d_L=21\text{mm}$ aus DIN10060 – 22 x 3000 M

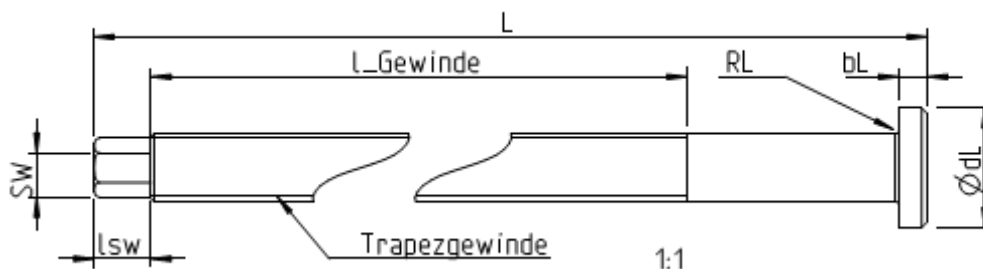


Abbildung 16: Skizze der Spindel

Berechnung der Spindelkräfte

Die Spindel wird nur auf Zug belastet (siehe Kapitel Statik).

$$F_S = -F_{1x} = \frac{F_G}{\tan(\beta)} = \frac{3325}{\tan(135^\circ)} = 8027\text{N}$$

Vorauslegung

Bestimmung Durchmesser aus Zugbelastung

Aus Gründen der Wirtschaftlichkeit und der Kerbempfindlichkeit hochfester Werkstoffe wird E295 gewählt. (TB 1-1)

$$R_e = 295 \frac{N}{mm^2}$$

Es wird von ruhender Belastung ausgegangen. (FS 8.63)

$$\sigma_{zul} = \frac{R_e}{1,5} = \frac{295 N}{1,5 mm^2} = 196,67 \frac{N}{mm^2}$$

Damit lässt sich ein Entwurf für einen Kernquerschnitt ermitteln. (FS8.63)

$$A_3 \geq \frac{F}{\sigma_{zul}} = \frac{8027 N \cdot mm^2}{196,67 N} = 40,81 mm^2$$

Vorläufig wird damit das Trapezgewinde TR10x2P2 gewählt. (TB8-3)

Bestimmung eines Ausdrucks zur Bestimmung der Mindest-Spindelauflegefläche

Um die Kosten zu senken wird das Auflager aus S235JR hergestellt. Und eine Messingscheibe zwischen Spindel und Auflager gesetzt. Der Wagenheber wird nur äußerst selten genutzt, was die Annahme der doppelten maximalen Flächenpressung erlaubt.

Daraus folgt eine zulässige Flächenpressung von (TB8-18):

$$p_{zul} = 40 \frac{N}{mm^2}$$

Die Flächenpressung wirkt am Kragen der Spindel:

$$p = \frac{F}{A} = \frac{4 \cdot F_S}{\pi \cdot (d_L^2 - d^2)}$$

Umgestellt nach der dem Durchmesser des Auflagekragens:

$$d_{L,min} = \sqrt[2]{\frac{4 \cdot F_S}{\pi \cdot p_{zul}}} + d = \sqrt[2]{\frac{4 \cdot 8027 N \cdot mm^2}{\pi \cdot 40 N}} + d = \sqrt[2]{256 mm^2 + d^2}$$

Festigkeitsberechnung für Entwurf (FS A8-6)

Es wird von Belastungsfall 1 ausgegangen (Abbildung FS S.83).

Zunächst werden die benötigten Größen errechnet:

Berechnung und Auswahl fester Eingangsgrößen

zulässige Torsionsspannung unter Annahme statischer Belastung (FS 8-65):

$$\tau_{t,zul} = \frac{\tau_{tF}}{1,5} = \frac{1,2 \cdot R_e}{1,5 \cdot \sqrt[2]{3}} = \frac{1,2 \cdot 295 N}{1,5 \cdot \sqrt[2]{3} \cdot mm^2} = 136,25 \frac{N}{mm^2}$$

zulässige Spannung unter Annahme einer Sicherheit von S=1,5 (TB3-14a):

$$\sigma_{zul} = \frac{R_e}{S_F} = \frac{295 N}{1,5 \cdot mm^2} = 196,67 \frac{N}{mm^2}$$

Um die Kosten zu senken wird das Auflager aus S235JR hergestellt und die Bohrung geschmiert.

Daraus folgt ein Haftreibungs-koeffizient (TB4-1a):

$$\mu_L = 0,1$$

Die Mutter wird aus CuSn11Pb2-C hergestellt und das Gewinde geschmiert.

Daraus folgt nach (FS8-68):

$$\rho' = 6^\circ$$

Berechnung durchmesserabhängiger Eingangsgrößen aus Vorauslegung (TR10x2P2)

Maße des Gewindes TR10x3P3 (FS 8-3):

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

$$d_2 = 9\text{mm}$$

$$d_3 = 7,5\text{mm}$$

$$d_{L,min} = \sqrt[2]{256\text{mm}^2 + d^2} = \sqrt[2]{256\text{mm}^2 + 10^2\text{mm}^2} = 18,87\text{mm}$$

$$A_3 = 44,2\text{mm}^2$$

$$H_1 = 1\text{mm}$$

Steigungswinkel des Gewindes (FS8-1):

$$\varphi = \tan^{-1}\left(\frac{P \cdot n}{d_2 \cdot \pi}\right) = \tan^{-1}\left(\frac{2\text{mm} \cdot 1}{9\text{mm} \cdot \pi}\right) = 4,05^\circ$$

Das Widerstandsmoment aus empfindlichstem Querschnitt (FS8-65):

$$W_t = \frac{\pi}{16} \cdot d_3^3 = \frac{\pi}{16} \cdot 7,5^3\text{mm}^3 = 82,83\text{mm}^3$$

Auftretende Zugspannung

$$\sigma_z = \sigma_{vorh} = \frac{F}{A_3} = \frac{8027\text{N}}{44,2\text{mm}^2} = 181,61 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Auflagerreibmoment (Element aus FS8-68).

$$M_{RL} = F \cdot \left(\frac{d_L}{2} \cdot \mu_L\right) = 8027\text{N} \cdot \left(\frac{18,87\text{mm}}{2} \cdot 0,1\right) = 7573\text{Nmm}$$

Gewindereibmoment (Element aus FS8-68):

$$M_G = F \cdot \left(\frac{d_2}{2} \cdot \tan(\varphi \pm \rho')\right) = 8027\text{N} \cdot \left(\frac{9\text{mm}}{2} \cdot \tan(4,05^\circ \pm 6^\circ)\right) = \begin{cases} 6402\text{Nmm} \\ -1230\text{Nmm} \end{cases}$$

Prüfung des Spindelteils zwischen Hebel und Mutter (TR10x2P2)

Zwischen Mutter und Hebelansatz wirkt lediglich das Gewindereibmoment und das Reibmoment der Spindelaufgabe.

$$\tau = \frac{M_G + M_{RL}}{W_t} = \frac{6402\text{Nmm} + 7573\text{Nmm}}{82,83\text{mm}^3} = 168,72 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Die zulässige Spannung wurde deutlich überschritten.

$$168,72 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} > 136,25 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Die Sicherheit beträgt:

$$S = \frac{\tau_{tF}}{\tau} = \frac{1,2 \cdot R_e}{\tau \cdot \sqrt[2]{3}} = \frac{\text{mm}^2 \cdot 1,2 \cdot 295\text{N}}{168,72\text{N} \cdot \text{mm}^2 \cdot \sqrt[2]{3}} = 1,21$$

Prüfung des Spindelteils zwischen Mutter und Auflager (TR10x2P2)

Zwischen Mutter und Auflager wirkt eine Zugspannung und die Torsion, aus dem Reibmoment der Spindelaufgabe.

Demzufolge wird eine Vergleichsspannung ermittelt unter Annahme statischer Zug- & Torsionsbelastung, wodurch $\alpha_0=1$ (FS8-67):

$$\begin{aligned}\sigma_v &= \sqrt{\sigma_z^2 + 3 \cdot (\alpha_0 \cdot \tau_t)^2} = \sqrt{\sigma_z^2 + 3 \cdot \left(\alpha_0 \cdot \frac{M_{RL}}{W_t}\right)^2} = \sqrt{181,61^2 \frac{N}{mm^2} + 3 \cdot \left(1 \cdot \frac{7573 Nmm}{82,83 mm^3}\right)^2} \\ &= 240,96 \frac{N}{mm^2}\end{aligned}$$

Die zulässige Spannung wurde deutlich überschritten.

$$240,96 \frac{N}{mm^2} > 196,67 \frac{N}{mm^2}$$

Die Sicherheit beträgt:

$$S = \frac{R_e}{\sigma_v} = \frac{mm^2 \cdot 295 N}{240,96 N \cdot mm^2} = 1,22 \frac{N}{mm^2}$$

Berechnung durchmesserabhängiger Eingangsgrößen mit nächstgrößerer Spindel (TR12x3P3)

$$d = 12 mm$$

$$d_2 = 10,5 mm$$

$$d_3 = 8,5 mm$$

$$d_{L,min} = \sqrt[2]{256 mm^2 + d^2} = \sqrt[2]{256 mm^2 + 12^2 mm^2} = 20 mm$$

$$A_3 = 56,7 mm^2$$

$$H_1 = 1,5 mm$$

$$\varphi = \tan^{-1} \left(\frac{P \cdot n}{d_2 \cdot \pi} \right) = \tan^{-1} \left(\frac{3 mm \cdot 1}{9 mm \cdot \pi} \right) = 6,06^\circ$$

$$W_t = \frac{\pi}{16} \cdot d_3^3 = \frac{\pi}{16} \cdot 8,5^3 mm^3 = 120,58 mm^3$$

$$\sigma_z = \sigma_{vorh} = \frac{F}{A_3} = \frac{8027 N}{56,7 mm^2} = 141,57 \frac{N}{mm^2}$$

$$M_{RL} = F \cdot \left(\frac{d_L}{2} \cdot \mu_L \right) = 8027 N \cdot \left(\frac{21 mm}{2} \cdot 0,1 \right) = 8027 Nmm$$

$$M_G = F \cdot \left(\frac{d_2}{2} \cdot \tan(\varphi \pm \rho') \right) = 8027 N \cdot \left(\frac{10,5 mm}{2} \cdot \tan(6,06^\circ \pm 6^\circ) \right) = \begin{cases} 9004 Nmm \\ 44 Nmm \end{cases}$$

Prüfung des Spindelteils zwischen Hebel und Mutter (TR12x3P3)

$$\tau = \frac{M_G + M_{RL}}{W_t} = \frac{9004 Nmm + 8027 Nmm}{120,58 mm^3} = 141,24 \frac{N}{mm^2}$$

$$141,24 \frac{N}{mm^2} > 136,25 \frac{N}{mm^2}$$



$$S = \frac{\tau_{tF}}{\tau} = \frac{1,2 \cdot R_e}{\tau \cdot \sqrt[3]{3}} = \frac{mm^2 \cdot 1,2 \cdot 295N}{141,24N \cdot mm^2 \cdot \sqrt[3]{3}} = 1,45$$

Prüfung des Spindelteils zwischen Mutter und Auflager (TR12x3P3)

$$\sigma_v = \sqrt{\sigma_z^2 + 3 \cdot (\alpha_0 \cdot \tau_t)^2} = \sqrt{\sigma_z^2 + 3 \cdot \left(\alpha_0 \cdot \frac{M_{RL}}{W_t}\right)^2} = \sqrt{141,57^2 \frac{N}{mm^2} + 3 \cdot \left(1 \cdot \frac{8027Nmm}{120,58mm^3}\right)^2}$$

$$= 182,58 \frac{N}{mm^2}$$

$$182,58 \frac{N}{mm^2} < 196,67 \frac{N}{mm^2}$$

$$S = \frac{R_e}{\sigma_v} = \frac{mm^2 \cdot 295N}{182,58N \cdot mm^2} = 1,62$$

Berechnung durchmesserabhängiger Eingangsgrößen mit nächstgrößerer Spindel (TR16x4P4)

$$d = 16mm$$

$$d_2 = 14mm$$

$$d_3 = 11,5mm$$

$$d_{L,min} = \sqrt[3]{256mm^2 + d^2} = \sqrt[3]{256mm^2 + 16^2mm^2} = 22,63mm$$

$$d_L = 31mm$$

$$A_3 = 104mm^2$$

$$H_1 = 2mm$$

$$\varphi = \tan^{-1} \left(\frac{P \cdot n}{d_2 \cdot \pi} \right) = \tan^{-1} \left(\frac{4mm \cdot 1}{14mm \cdot \pi} \right) = 5,2^\circ$$

$$W_t = \frac{\pi}{16} \cdot d_3^3 = \frac{\pi}{16} \cdot 11,5^3 mm^3 = 298,62mm^3$$

$$\sigma_z = \sigma_{vorh} = \frac{F}{A_3} = \frac{8027N}{104mm^2} = 77,18 \frac{N}{mm^2}$$

$$M_{RL} = F \cdot \left(\frac{d_L}{2} \cdot \mu_L \right) = 8027N \cdot \left(\frac{22,63mm}{2} \cdot 0,1 \right) = 9083Nmm$$

$$M_G = F \cdot \left(\frac{d_2}{2} \cdot \tan(\varphi \pm \rho') \right) = 8027N \cdot \left(\frac{10,5mm}{2} \cdot \tan(6,06^\circ \pm 6^\circ) \right) = \begin{cases} 9004Nmm \\ 44Nmm \end{cases}$$

Prüfung des Spindelteils zwischen Hebel und Mutter (TR16x4P4)

$$\tau = \frac{M_G + M_{RL}}{W_t} = \frac{9004Nmm + 9083Nmm}{298,62mm^3} = 60,57 \frac{N}{mm^2}$$

$$60,57 \frac{N}{mm^2} < 136,25 \frac{N}{mm^2}$$

$$S = \frac{\tau_{tF}}{\tau} = \frac{1,2 \cdot R_e}{\tau \cdot \sqrt[3]{3}} = \frac{mm^2 \cdot 1,2 \cdot 295N}{60,57N \cdot mm^2 \cdot \sqrt[3]{3}} = 3,37$$



Prüfung des Spindelteils zwischen Mutter und Auflager (TR16x4P4)

$$\sigma_v = \sqrt[2]{\sigma_z^2 + 3 \cdot (\alpha_0 \cdot \tau_t)^2} = \sqrt[2]{\sigma_z^2 + 3 \cdot \left(\alpha_0 \cdot \frac{M_{RL}}{W_t}\right)^2} = \sqrt[2]{77,18^2 \frac{N}{mm^2} + 3 \cdot \left(1 \cdot \frac{9083 Nmm}{298,62 mm^3}\right)^2}$$

$$= 93,45 \frac{N}{mm^2}$$

Die zulässige Spannung wurde nicht verletzt.

$$93,45 \frac{N}{mm^2} < 196,67 \frac{N}{mm^2}$$

Die Sicherheit beträgt:

$$S = \frac{R_e}{\sigma_v} = \frac{mm^2 \cdot 295 N}{93,45 N \cdot mm^2} = 3,15 \frac{N}{mm^2}$$

Begründung der Wahl der Spindel

Da die Sicherheit bei der Spindel TR16 über 3 liegt und die Sicherheit bei TR12 bei 1,45 wird aus Gründen des Gewichts; Normteilabmessungen und der Wirtschaftlichkeit die TR12-Spindel gewählt. Dies ist ohne weiteres möglich, da die maximalen Kräfte in der Statik bei größtem Winkel auftreten. Die auf den Wagenheber lastende Gewichtskraft ist allerdings eine Funktion vom Winkel und reduziert sich annähernd linear bei ausfahrendem Wagenheber.

Trapezgewinde = TR12x3P3

Prüfung des Spindelendes auf Flächenpressung

Das Ende der Spindel muss dann auf Flächenpressung geprüft werden.

$$d_L = \cancel{20mm} = 21mm$$

Zulässige Flächenpressung wurde bereits festgelegt:

$$p_{zul} = 40 \frac{N}{mm^2}$$

Die tatsächliche Flächenpressung beträgt:

$$p = \frac{F}{A} = \frac{4 \cdot F_s}{\pi \cdot (d_L^2 - d^2)} = \frac{4 \cdot 8027 N}{\pi \cdot (21^2 mm^2 - 13^2 mm^2)} = 37,6 \frac{N}{mm^2}$$

Die zulässige Flächenpressung wurde nicht überschritten:

$$37,6 \frac{N}{mm^2} < 40 \frac{N}{mm^2}$$

Abschließende Prüfung der Spindel inklusive Abscherung

Die Kraft, die senkrecht zur Spindelachse wirkt ist die Gewichtskraft F_G , der zu betrachtende Querschnitt errechnet sich mit dem Nenndurchmesser des Gewindes [TB8-3]. Da die Gewichtskraft mittig wirkt, teilt sich die Kraft auf 2 gleiche Querschnitte auf. Damit ergibt sich die Formel zur Berechnung der Scherkraft [FS3-1]:

$$F_s = \frac{F_G}{2} = \frac{3325 N}{2} = 1663 N$$



$$A = 0,25 \cdot \pi \cdot d^2 = 0,25 \cdot \pi \cdot 12^2 \text{ mm}^2 = 113 \text{ mm}^2$$

$$\tau_s = \frac{F_s}{A} = \frac{1663 \text{ N}}{113 \text{ mm}^2} = 14,72 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$d = 12 \text{ mm}$$

$$d_2 = 10,5 \text{ mm}$$

$$d_3 = 8,5 \text{ mm}$$

$$d_L = 21 \text{ mm}$$

$$A_3 = 56,7 \text{ mm}^2$$

$$H_1 = 1,5 \text{ mm}$$

Haftreibungskoeffizient für Kupfer-Legierung und Stahl nach [TB8-12b]

$$\mu_L = 0,07$$

$$\varphi = \tan^{-1} \left(\frac{P \cdot n}{d_2 \cdot \pi} \right) = \tan^{-1} \left(\frac{3 \text{ mm} \cdot 1}{9 \text{ mm} \cdot \pi} \right) = 6,06^\circ$$

$$W_t = \frac{\pi}{16} \cdot d_3^3 = \frac{\pi}{16} \cdot 8,5^3 \text{ mm}^3 = 120,58 \text{ mm}^3$$

$$\sigma_z = \sigma_{vorh} = \frac{F}{A_3} = \frac{8027 \text{ N}}{56,7 \text{ mm}^2} = 141,57 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$M_{RL} = F \cdot \left(\frac{d_L}{2} \cdot \mu_L \right) = 8027 \text{ N} \cdot \left(\frac{21 \text{ mm}}{2} \cdot 0,07 \right) = 5900 \text{ Nmm}$$

$$M_G = F \cdot \left(\frac{d_2}{2} \cdot \tan(\varphi \pm \rho') \right) = 8027 \text{ N} \cdot \left(\frac{10,5 \text{ mm}}{2} \cdot \tan(6,06^\circ \pm 6^\circ) \right) = \begin{cases} 9004 \text{ Nmm} \\ 44 \text{ Nmm} \end{cases}$$

Prüfung des Spindelteils zwischen Hebel und Mutter (TR12x3P3)

$$\tau = \frac{M_G + M_{RL}}{W_t} = \frac{9004 \text{ Nmm} + 5900 \text{ Nmm}}{120,58 \text{ mm}^3} = 123,6 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$123,6 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} > 136,25 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$S = \frac{\tau_{tF}}{\tau} = \frac{1,2 \cdot R_e}{\tau \cdot \sqrt[2]{3}} = \frac{\text{mm}^2 \cdot 1,2 \cdot 295 \text{ N}}{123,6 \text{ N} \cdot \text{mm}^2 \cdot \sqrt[2]{3}} = 1,65$$

Prüfung des Spindelteils zwischen Mutter und Auflager (TR12x3P3)

$$\tau_{res} = \tau_t + \tau_s = \frac{M_{RL}}{W_t} = \frac{5900 \text{ Nmm}}{120,58 \text{ mm}^3} + 14,72 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} = 63,65 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$\sigma_v = \sqrt{\sigma_z^2 + 3 \cdot (\alpha_0 \cdot \tau_{res})^2} = \sqrt{141,57^2 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} + 3 \cdot \left(1 \cdot 63,65 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \right)^2} = 179,43 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$179,43 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} < 196,67 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$S = \frac{R_e}{\sigma_v} = \frac{\text{mm}^2 \cdot 295 \text{ N}}{179,43 \text{ N} \cdot \text{mm}^2} = 1,64$$

Prüfung des Sechskantes gegen Torsion

Der Kerndurchmesser d_3 des Trapezgewindes (TB8-3) muss größer als die lange Diagonale des Sechskantes sein. Der Sechskant sollte möglichst groß gewählt werden, da der Hebel des zugehörigen Maulschlüssels abnimmt und eine größere Kraft erforderlich wird.

$$d_{3\text{Spindel}} = 8,5\text{mm}$$

$$SW = \text{Abrunden}(\cos(30^\circ) \cdot d_{3\text{Spindel}}) = \text{Abrunden}(\cos(30^\circ) \cdot 8,5\text{mm}) = \text{Abrunden}(7,36\text{mm}) = 7\text{mm}$$

Das angreifende Moment setzt sich aus dem Auflagerreibmoment M_{RL} und dem Gewindereibmoment M_G zusammen:

Weitere Maße für die Spindel

Durch den Einsatz einer Norm-Unterlegscheibe bietet es sich an an statt einem Querschnittmindernden Freistich einen Übergangsradius zu wählen. Dieser errechnet sich folgendermaßen:

$$R_{\text{Spindelkragen}} = \frac{d_{1\text{Mutter}} - d_{\text{Spindel}}}{2} = \frac{13\text{mm} - 12\text{mm}}{2} = 0,5\text{mm}$$

Der Überstehende Teil des Sechskantes wird mit dem Durchmesser d_2 [TB8-3] weggefräst.

Die gewindefreie Länge mit dem Nenndurchmesser des Gewindes hat die Mindest-Länge:

$$l_{\text{Auflageteil_min}} = s_{\text{DIN124A}} + b_{\text{Auflagerbohrung}} + \text{Spiel} = 2,5\text{mm} + 5\text{mm} + 1\text{mm} = 8,5\text{mm}$$

Die Oberfläche zur Aufnahme des Mutterkragens sollte eine höhere Oberflächengüte besitzen. Sie wird über [TB2-11] für eine höherwertige Stützfläche mit einem Durchmesser von circa 30mm gewählt:

$$Rz = 25\mu\text{m}$$

Die Länge des Gewindes ergibt sich aus dem CAD-Bereich mit 313mm.

Die Länge des Sechskantes wird auf 10mm festgelegt:

$$l_{SW} = 10\text{mm}$$

Es werden auf beiden Seiten der Spindel Zentrierbohrungen vorgesehen:

$$\text{Zentrierbohrung} = \text{DIN 332} - R\ 2 \times 4,25$$

Die Höhe der Fase für den Gewindeauslauf wird an den Kerndurchmesser der Spindel angelegt:

$$h_{\text{Fase_Gewindeauslauf}} = \frac{d - d_3}{2} = \frac{12\text{mm} - 8,5\text{mm}}{2} = 1,75\text{mm}$$

Messing-Unterlegscheibe DIN124 Form A M12

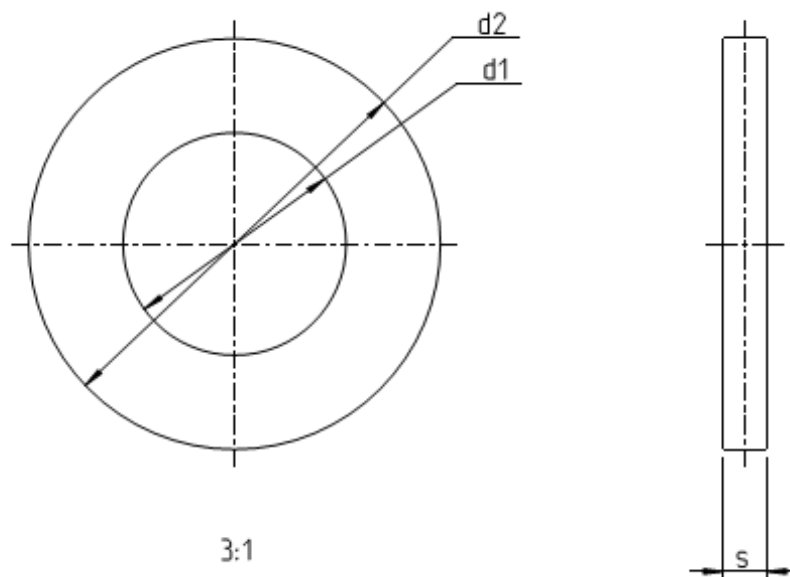


Abbildung 17: Skizze Unterlegscheibe

Die Maße der entsprechenden M12-Scheibe ergeben sich zu [DIN124FormA]:

$$d_1 = 13\text{mm}$$

$$d_2 = 24\text{mm}$$

$$s = 2,5\text{mm}$$

Spindelmutter CuSn11Pb2-C

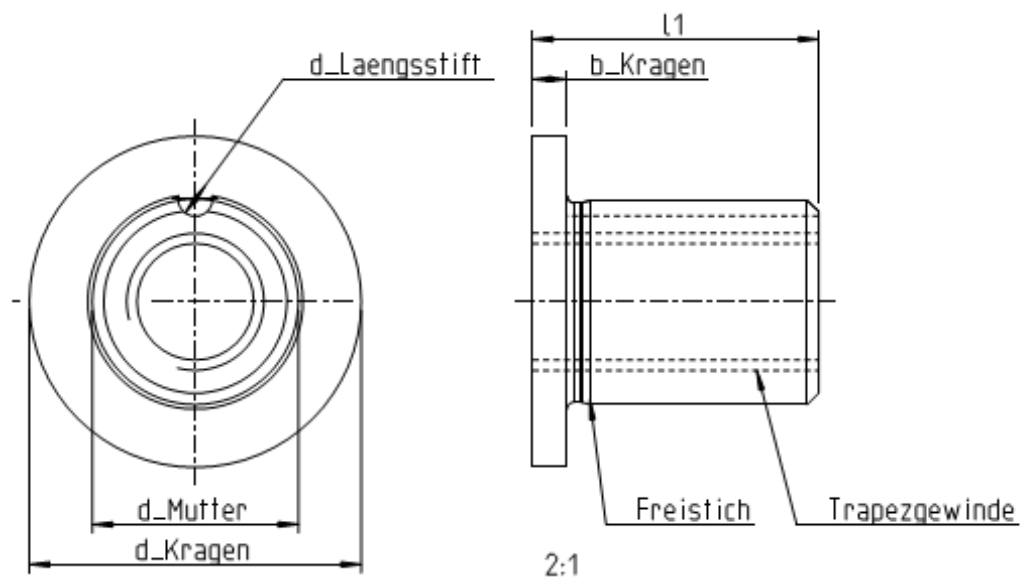


Abbildung 18: Skizze Mutter



Bestimmung der Mutternlänge und Prüfung auf Flächenpressung

Zunächst wird ein Spindelmutter-Werkstoff ausgewählt. Da entsprechende Werte für Stahl in FS8-68 fehlen wird auf den Werkstoff CuSn11Pb2-C zurückgegriffen und die Mutter als Einsatz ausgeführt. Entsprechende zulässige Flächenpressung nach (TB8-18):

$$p_{zul} = 20 \frac{N}{mm^2}$$

Es wird ein eingängiges Gewinde gewählt, um die Selbsthemmung möglichst hoch zu lassen.

$$P = \frac{P_h}{n} = \frac{3mm}{1} = 3mm$$

Die Länge der Mutter darf maximal dem 2,5-fachen Nenndurchmesser des Gewindes entsprechen. (FS 8.76)

$$l_1 \leq 2,5 \cdot d = 2,5 \cdot 12mm = 30mm$$

Die Mindestlänge der Mutter kann durch Umstellen der Formel errechnet werden:

$$l_{1,min} = \frac{F \cdot P}{p_{zul} \cdot d_2 \cdot \pi \cdot H_1} = \frac{8027N \cdot 3mm \cdot mm^2}{20N \cdot 10,5mm \cdot \pi \cdot 1,5mm} = 24,33$$

Gewählt wird 25mm

$$l_1 = 25mm$$

Nun kann unter die tatsächliche Flächenpressung errechnet werden.

$$p = \frac{F \cdot P}{l_1 \cdot d_2 \cdot \pi \cdot H_1} \leq p_{zul}$$

$$\frac{8027N \cdot 3mm}{25mm \cdot 10,5mm \cdot \pi \cdot 1,5mm} = 19,47 \frac{N}{mm^2} \leq 20 \frac{N}{mm^2}$$

Prüfung auf Selbsthemmung

Aus der Festigkeitsberechnung geht hervor, dass:

$$\varphi = \tan^{-1} \left(\frac{P \cdot n}{d_2 \cdot \pi} \right) = \tan^{-1} \left(\frac{3mm \cdot 1}{10,5mm \cdot \pi} \right) = 5,2^\circ$$

Und aus Sicherheit auch für den Fall, dass Spindel geschmiert:

$$\rho' = 6^\circ$$

Das Gewinde ist selbsthemmend, wenn $\varphi < \rho'$ (FS 8-77):

$$5,2^\circ < 6^\circ$$

Das Gewinde ist in jedem Fall selbsthemmend.

Festlegung eines Kragendurchmessers und Prüfung auf Flächenpressung

Gewindenenndurchmesser aus Festigkeitsnachweis:

$$d = 12mm$$

Außendurchmesser der Mutter:

$$d_{Mutter} = 18mm$$

Die zulässige Flächenpressung zwischen Stahl und CuSn-Legierungen ergibt sich nach TB8-18:

$$p_{zul} = 20 \frac{N}{mm^2}$$

Der notwendige Kragendurchmesser errechnet sich folgendermaßen:

$$d_{Kragen} = \sqrt[2]{\frac{4 \cdot F_S}{p_{zul} \cdot \pi} + d_{Mutter}^2} = \sqrt[2]{\frac{4 \cdot 8027N \cdot mm^2}{20N \cdot \pi} + 18^2 mm^2} = 28,9mm$$

Gewählt wird der nächstgrößere Durchmesser 29mm:

$$d_{Kragen} = 29mm$$

Prüfung des Kragens gegen Abreißen

Die Rechnung erfolgt gegen Fließen, dafür wird die Streckgrenze des Mutterwerkstoffs CuSn11Pb2-C benötigt (TB1-3):

$$R_{p0,2} = 130 \frac{N}{mm^2}$$

Die zulässige Spannung wird unter Berücksichtigung einer Sicherheit gegen Fließen errechnet (TB3-14a):

$$\sigma_{zul} = \frac{R_{p0,2}}{S_F} = \frac{130N}{1,5mm^2} = 86,67 \frac{N}{mm^2}$$

Die zugrunde liegende Querschnittsfläche berechnet sich unter Berücksichtigung der Längsstiftbohrung und Vernachlässigung der Gewindeganganteile:

$$A = 0,25 \cdot \pi \cdot (d_{Mutter}^2 - d^2 - d_{Längsstift}^2) = 0,25 \cdot \pi \cdot (18^2 - 12^2 - 3^2)mm^2 = 134,3mm^2$$

Nun kann die tatsächliche Spannung errechnet werden.

$$\sigma_z = \frac{F_S}{A} = \frac{8027N}{134,3mm^2} = 59,77 \frac{N}{mm^2}$$

Die zulässige Spannung wurde nicht überschritten:

$$59,77 \frac{N}{mm^2} < 86,67 \frac{N}{mm^2}$$

Die Sicherheit beträgt:

$$S = \frac{R_{p0,2}}{\sigma_z} = \frac{130N \cdot mm^2}{59,77N \cdot mm^2} = 2,18$$

Weitere Maße für die Mutter

Die Bohrung für den Längsstift muss unbedingt im Zusammenbau mit der Spindelmutterhalterung erfolgen, damit kein Spiel entsteht und sich die Kraft gleichmäßig verteilt.

$$d_{Bohrung} = d_{Längsstift} = 3mm$$

Die Passung des Längsstiftes beträgt m6, damit wird die Passung für die Bohrung auf H6 festgelegt.



$$d_{Bohrung} = 3H6$$

Die Passung der Bohrung für die Mutter wurde auf H7 gelegt, damit wird die Passung für die Mutter auf j6 festgelegt. Die Teile sind dann unter Hammerschlägenfügbar [TB2-9]:

$$d_{Mutter} = 18j6$$

Die Oberfläche zur Aufnahme des Mutterkragens sollte eine höhere Oberflächengüte besitzen. Sie wird über [TB2-11] für eine höherwertige Stützfläche mit einem Durchmesser von circa 30mm gewählt:

$$Rz = 16\mu m$$

Für den Ansatz des Kragens wird ein Freistich nach DIN509 Form E gewählt.

$$Freistich = DIN509 E 0,6 \times 0,2$$

Auswahl eines Längsstift DIN 6325 h6 3x22 zur Sicherung der Mutter

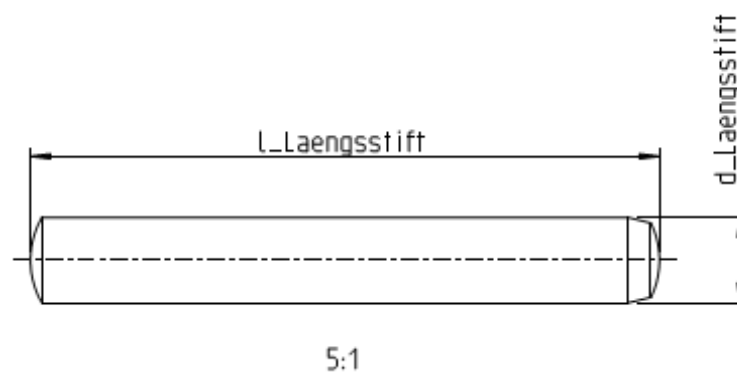


Abbildung 19: Skizze Längsstift

Der Durchmesser wird über FS9-24 ermittelt:

$$d_{Längsstift} = 0,15 \dots 0,2 \cdot d_{Mutter} = 0,15 \dots 0,2 \cdot 18mm = 3mm$$

Damit ergibt sich in der Mutter ein verbleibendes „Fleisch“ zwischen Längsstift und Gewinde von:

$$Fleisch = \frac{d_{Mutter} - d}{2} - \frac{d_{Längsstift}}{2} = \frac{18mm - 12mm}{2} - \frac{3}{2} = 1,5mm$$

Die Länge des Stiftes errechnet sich nach FS9-24 und muss mit einem Normteilkatalog abgeglichen werden:

$$l_{Längsstift} = 1 \dots 1,5 \cdot d_{Mutter} = 1 \dots 1,5 \cdot 18mm = 18mm \dots 27mm = 22mm$$

Prüfung des Längsstiftes auf Flächenpressung

Die zulässige Flächenpressung erhalten wir für einen Norm-Längsstift aus ungehärtetem Stahl aus FS9-4 & FS9-2:

$$p_{zul} = 0,35 \cdot R_m = 0,35 \cdot 400 \frac{N}{mm^2} = 140 \frac{N}{mm^2}$$

Die auftretende Flächenpressung errechnet sich nach FS9-24, wobei $K_A=1$ gewählt wird:

$$p = \frac{4 \cdot K_A \cdot T_{nenn}}{d_{Längsstift} \cdot d_{Mutter} \cdot l_{Längsstift}} = \frac{4 \cdot K_A \cdot (M_{RL} + M_G)}{d_{Längsstift} \cdot d_{Mutter} \cdot l_{Längsstift}} \leq p_{zul}$$

Die zulässige Flächenpressung wird nicht überschritten

$$p = \frac{4 \cdot 1 \cdot (9004 + 8027) \text{ Nmm}}{3 \text{ mm} \cdot 18 \text{ mm} \cdot 18 \text{ mm}} = 70,09 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \leq p_{zul} = 140 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Spindelmutterhalterung S355JR

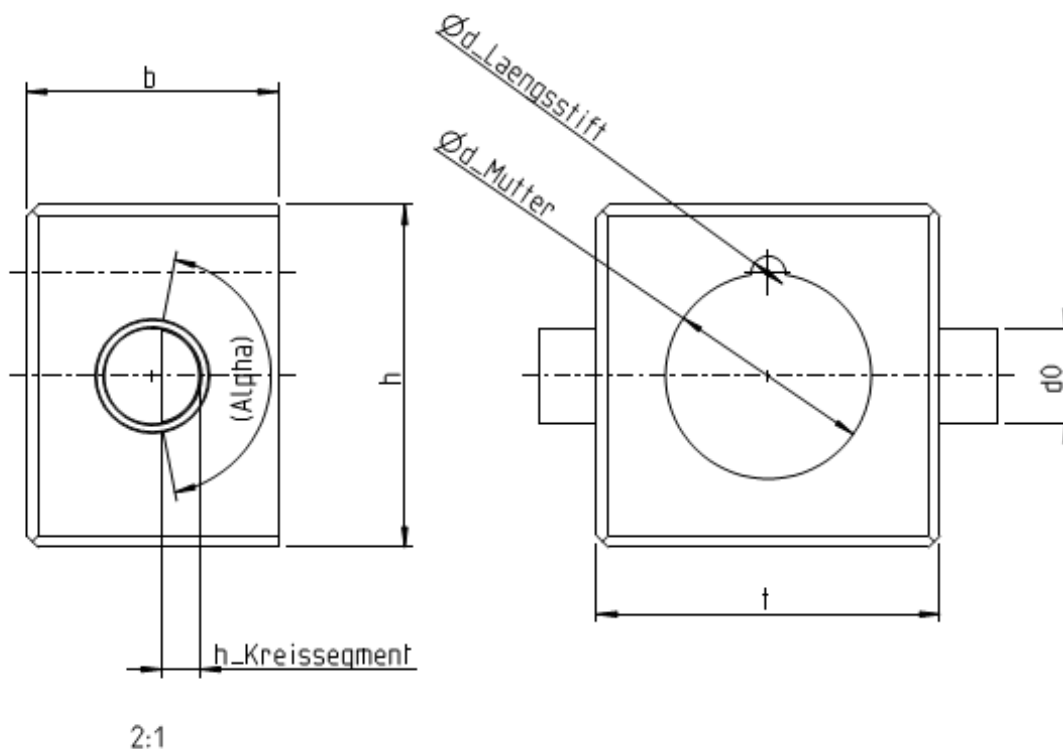


Abbildung 20: Skizze Spindelmutterhalterung

Gewählt wird der Baustahl ~~S235JR~~ S355JR.

Der Bohrungsdurchmesser zur Fassung des Längsstift ist derselbe wie an der Mutter.

Prüfung auf Flächenpressung ist in der Berechnung der Mutter erfolgt.

Prüfung der Bolzen auf Flächenpressung und Abscheren ist im Kapitel Nieten bereits erfolgt, da ebenfalls Baustahl und einseitige Belastung auf ebenfalls 5mm Tiefe bei kleinerem Durchmesser.

Prüfung der Bolzen auf Biegung

Der Bolzenquerschnitt ergibt sich aus dem Lochdurchmesser des U-Profils d_0 abzüglich der Fläche eines durch eine Sehne abgeschnittenem Kreissegments mit der Entfernung vom Rand $h_{\text{Kreissegment}}$. Die Höhe des Kreissegmentes ergibt sich aus folgender Festlegung:

$$h_{\text{Kreissegment}} \approx d_0 - \frac{d_0}{\varphi} = 8,4 \text{ mm} - \frac{8,4 \text{ mm}}{1,6180339} = 3,4 \text{ mm}$$

Damit lässt sich der aufspannende Winkel α bestimmen [Wikipedia]:



$$\alpha = 2 \cdot \cos^{-1} \left(\frac{d_0/2 - h_{\text{Kreissegment}}}{d_0/2} \right) = 2 \cdot \cos^{-1} \left(\frac{8,4\text{mm}/2 - 3\text{mm}}{8,4\text{mm}/2} \right) = 158,04^\circ$$

Und damit die abzuziehende Querschnittsfläche des Kreissegmentes [Wikipedia]:

$$A_{\text{Kreissegment}} = \frac{d_0^2}{8} \cdot \left(\frac{\alpha \cdot 2 \cdot \pi}{360^\circ} - \sin(\alpha) \right) = \frac{8,4^2 \text{mm}^2}{8} \cdot \left(\frac{158,04^\circ \cdot 2 \cdot \pi}{360^\circ} - \sin(158,04^\circ) \right) = 20,03 \text{mm}^2$$

Die Querschnittsfläche der Kreisfläche mit d_0 :

$$A_0 = 0,25 \cdot \pi \cdot d_0^2 = 0,25 \cdot \pi \cdot 8,4^2 \text{mm}^2 = 55,42 \text{mm}^2$$

Nun kann die tatsächliche Querschnittsfläche durch Subtraktion des Kreissegmentquerschnitts vom Kreisquerschnitt ermittelt werden:

$$A = A_0 - A_{\text{Kreissegment}} = 55,42 \text{mm}^2 - 16,8 \text{mm}^2 = 35,39 \text{mm}^2$$

Das maximale Biegemoment wird nach [FS9-22] ermittelt. Mit K_A aus [TB3-5c]:

$$M_b = \frac{F_{1B}}{2} \cdot \frac{t_{EN10058}}{2} = \frac{8027,26\text{N}}{2} \cdot \frac{5\text{mm}}{2} = 10034 \text{Nmm}$$

Das Widerstandsmoment wird ermittelt durch die Grundformel für Flächenträgheitsmomente [Fstl Gl.2-43] [<http://Integralrechner.de/#>]:

$$dA = 2 \cdot \sqrt{r_0^2 - z^2} \cdot dz$$

$$I_y = \int z^2 \cdot dA$$

$$I_y = 2 \cdot \int_{-r_0}^{r_0 - h_{\text{Kreissegment}}} z^2 \cdot \sqrt{r_0^2 - z^2} \cdot dz$$

$$I_y = 2 \cdot \left[\frac{r_0^4 \cdot \sin^{-1} \left(\frac{z}{r_0} \right)}{8} - \frac{z \cdot (r_0^2 - z^2)^{\frac{3}{2}}}{4} + \frac{r_0^2 \cdot z \cdot \sqrt{r_0^2 - z^2}}{8} \right]_{-r_0}^{r_0 - h_{\text{Kreissegment}}}$$

$$I_y = \frac{1}{8} \cdot \left[r_0^4 \cdot \sin^{-1} \left(\frac{z}{r_0} \right) - 2 \cdot z \cdot (r_0^2 - z^2)^{\frac{3}{2}} + r_0^2 \cdot z \cdot \sqrt{r_0^2 - z^2} \right]_{-r_0}^{r_0 - h_{\text{Kreissegment}}}$$

$$I_y = \frac{1}{8} \cdot (1955,139 - 939,827) \cdot \text{mm}^4 = 126,914 \text{mm}^4$$

Für den maximalen Randfaserabstand wird der Schwerpunkt des Körpers benötigt [Fstl Gl.2-42]:

$$s_{\text{Kreissegment}} = \frac{4}{3} \cdot \frac{r_1 \cdot \sin^3 \left(\frac{\alpha}{2} \right)}{\frac{\alpha \cdot 2 \cdot \pi}{360^\circ} - \sin(\alpha)} = \frac{4}{3} \cdot \frac{4,2\text{mm} \cdot \sin^3 \left(\frac{158,04^\circ}{2} \right)}{\frac{158,04^\circ \cdot 2 \cdot \pi}{360^\circ} - \sin(158,04^\circ)} = 2,222 \text{mm}$$

$$s = \frac{1}{A_0 - A_{\text{Kreissegment}}} \cdot (0 \cdot A_1 - s_{\text{Kreissegment}} \cdot A_{\text{Kreissegment}})$$

$$s = \frac{-2,222 \text{mm} \cdot 16,8 \text{mm}^2}{55,42 \text{mm}^2 - 20,03 \text{mm}^2} = -1,05 \text{mm}$$

$$e_1 = \frac{d_0}{2} + s = \frac{8,4 \text{mm}}{2} - 1,05 \text{mm} = 3,15 \text{mm}$$

$$e_2 = \frac{d_0}{2} - h_{\text{Kreissegment}} + |s| = \frac{8,4 \text{mm}}{2} - 3 \text{mm} + |-1,05 \text{mm}| = 2,25 \text{mm}$$



Weil in Richtung des kürzeren Randfaserabstandes belastet wird, ist der längere für die Berechnung ausschlaggebend:

$$W_b = \frac{I_y}{e} = \frac{I_y}{e_1} = \frac{126,914 \text{ mm}^4}{3,15 \text{ mm}} = 40,29 \text{ mm}^3$$

Die zulässige Biegespannung errechnet sich nach [FS3-16] mit $R_{e,N}$ aus [TB1-1]; K_t aus [TB3-11a]; der Mindestsicherheit gegen Fließen $S_{F \min}$ nach [TB3-14a]:

$$R_{m,N} = 360 \frac{N}{\text{mm}^2}$$

$$K_t = 1$$

$$\sigma_{bF} \approx 1,2 \cdot R_{e,N} \cdot K_t = 1,2 \cdot 235 \frac{N}{\text{mm}^2} \cdot 1 = 282 \frac{N}{\text{mm}^2}$$

$$S_F = 1,5$$

$$\sigma_{b \text{ zul}} = \frac{\sigma_{bF}}{S_{F \min}} = \frac{282 N}{1,5 \text{ mm}^2} = 188 \frac{N}{\text{mm}^2}$$

Damit lässt sich nun die vorhandene Biegespannung überprüfen [FS9-2]:

$$\sigma_b = \frac{M_b}{W_b} = \frac{10034 \text{ Nmm}}{40,29 \text{ mm}^3} = 249,04 \frac{N}{\text{mm}^2}$$

$$249,04 \frac{N}{\text{mm}^2} > 188 \frac{N}{\text{mm}^2}$$

Da die zulässige Spannung überschritten wurde, wird nun nach einem Mindestwert für die Streckgrenze umgestellt und der Werkstoff geändert:

$$R_{e,N \min} = \frac{\sigma_b \cdot S_{F \min}}{1,2 \cdot K_t} = \frac{249,04 N \cdot 1,5}{\text{mm}^2 \cdot 1,2 \cdot 1} = 311,3 \frac{N}{\text{mm}^2}$$

Damit wird der Baustahl S355JR gewählt mit einer Streckgrenze von [TB1-1]:

$$R_{e,N} = 355 \frac{N}{\text{mm}^2}$$

$$\sigma_{bF} \approx 1,2 \cdot R_{e,N} \cdot K_t = 1,2 \cdot 355 \frac{N}{\text{mm}^2} \cdot 1 = 426 \frac{N}{\text{mm}^2}$$

$$\sigma_{b \text{ zul}} = \frac{\sigma_{bF}}{S_{F \min}} = \frac{1,2 \cdot 355 N}{1,5 \text{ mm}^2} = 284 \frac{N}{\text{mm}^2}$$

$$S = \frac{\sigma_{bF}}{\sigma_b} = \frac{426 N \cdot \text{mm}^2}{249,04 N \cdot \text{mm}^2} = 1,71$$

Weitere Maße für die Mutterhalterung

$$b = l_{\text{Längsstift}} = 22 \text{ mm}$$

$$t = d_{\text{Fraeser}} = 30 \text{ mm}$$

$$h = t = 30 \text{ mm}$$

$$t_{EN10058} = t_{TB1-10} - d_{\text{Fraeser}} = 40 \text{ mm} - 30 \text{ mm} = 10 \text{ mm}$$

$$d_{\text{Laengsstift}} = 3 \text{ mm}$$

Die Mutter soll nicht aus der Halterung herausrutschen beim herunterkurbeln. Deswegen wurde eine Übergangspassung gewählt mit einer Passung der Mutter von j6. Die Teile sind unter Hammerschlägen ffügbar [TB2-9]:

$$d_{\text{Mutter}} = 18H7$$

Die Oberfläche zur Aufnahme des Mutterkragens sollte eine höhere Oberflächengüte besitzen. Sie wird über [TB2-11] für eine höherwertige Stützfläche mit einem Durchmesser von circa 30mm gewählt:

$$R_z = 16\mu m$$

Großer Arm U-Profil DIN 1026-1-U-30 S420M

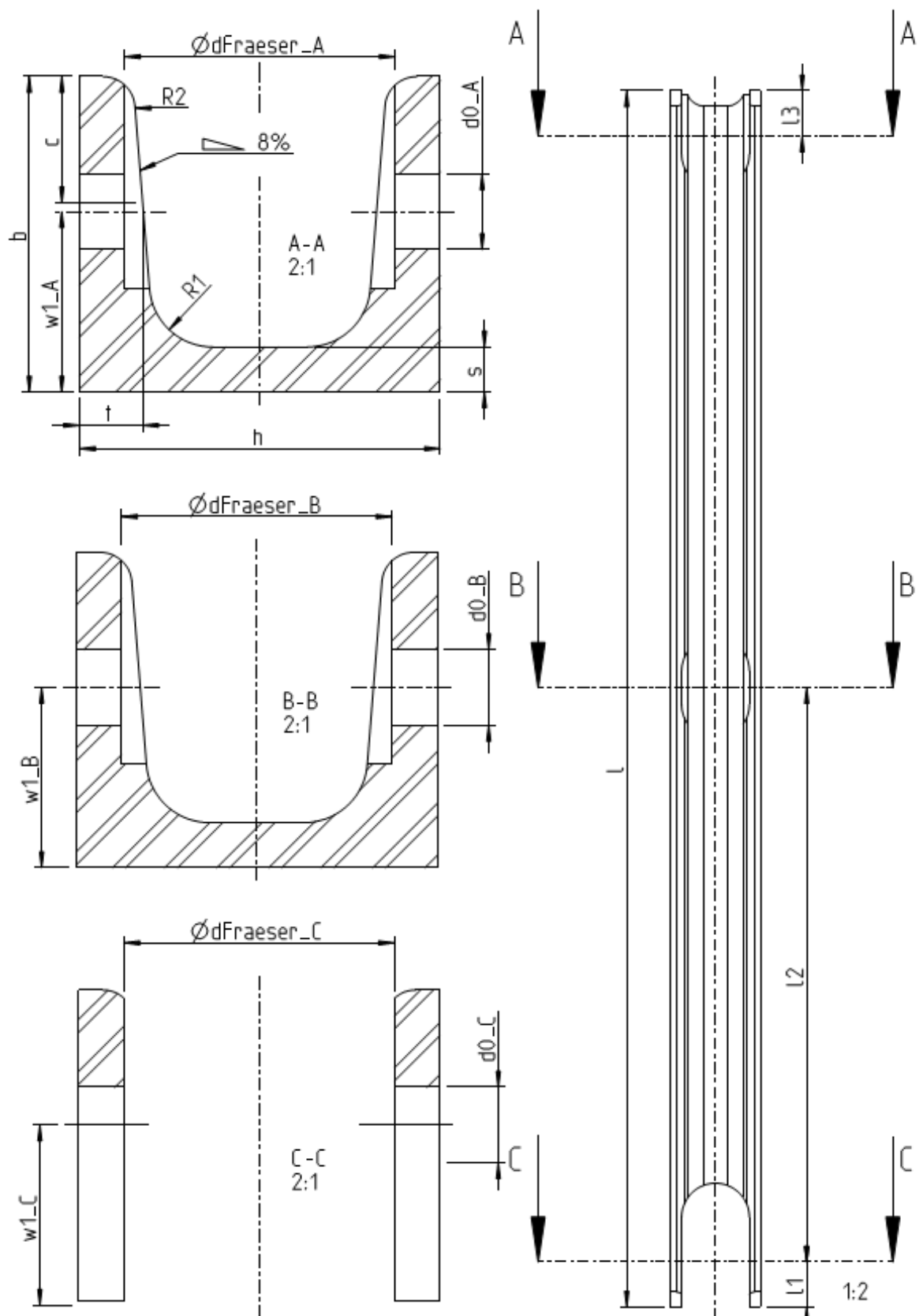


Abbildung 21: Querschnitte des großen Armes

Berechnung der Grundgeometrie

Der Bohrungsdurchmesser entspringt der Wahl der Bolzen:

$$d_0 = 8,4\text{mm}$$

Der Abstand der Bohrungen vom Rand ist mit einem Mindestwert aus [TB7-2] vorgegeben:

$$l_{1,\min} = l_{3,\min} = 1,5 \cdot 8,4\text{mm} = 12,6\text{mm}$$

Gewählt wird 20mm.

$$l_1 = 20\text{mm}$$

Die Länge zwischen den Lagern ist aus der geometrischen Vorauslegung bekannt:

$$l_k = 159\text{mm}$$

$$l = 2 \cdot l_k + 2 \cdot l_1 = 2 \cdot 159\text{mm} + 2 \cdot 20\text{mm} = 358\text{mm}$$

Berechnung der angreifenden Kräfte aus der Statik

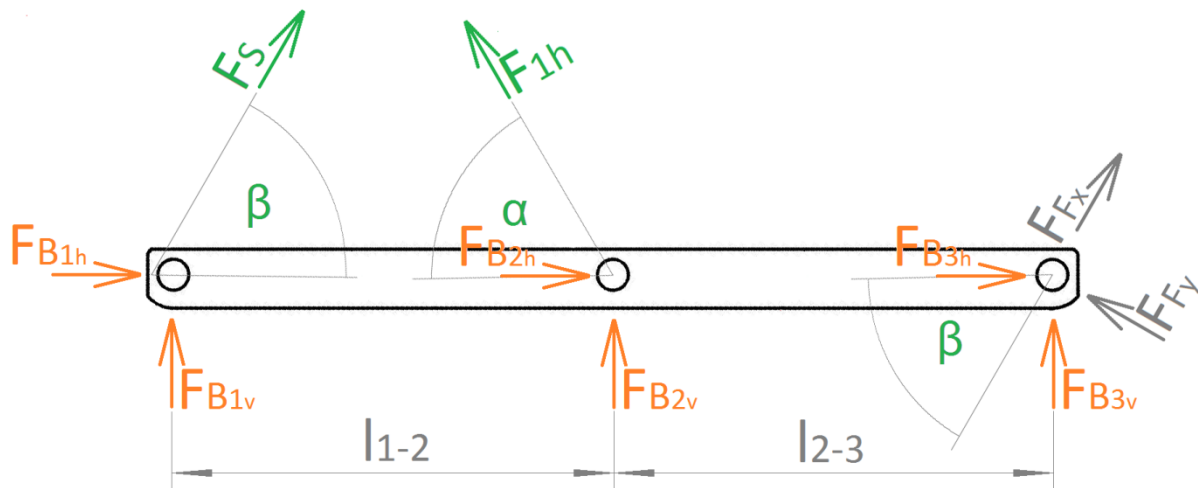


Abbildung 22: Statik des großen Armes

$$F_G = 3325\text{N}$$

$$\alpha_1 = 135^\circ$$

$$\beta_1 = 90^\circ - \frac{\alpha_1}{2} = 90^\circ - \frac{135^\circ}{2} = 22,5^\circ$$

$$11) F_{B1h} = F_S \cdot \cos(\beta) = \frac{-F_G}{\tan(\beta)} \cdot \cos(\beta) = \frac{-3325\text{N}}{\tan(22,5^\circ)} \cdot \cos(22,5^\circ) = -7416\text{N}$$

$$12) F_{B1v} = F_S \cdot \sin(\beta) = \frac{-F_G}{\tan(\beta)} \cdot \sin(\beta) = \frac{-3325\text{N}}{\tan(22,5^\circ)} \cdot \sin(22,5^\circ) = -3072\text{N}$$

$$13) F_{B2h} = -F_{1h} \cdot \cos(\beta) = \frac{F_G}{\tan(\beta)} = \frac{3325\text{N}}{\tan(22,5^\circ)} = -8027\text{N}$$

$$14) F_{B2v} = F_{1h} \cdot \sin(\beta) = -F_G = -3325\text{N}$$

$$15) F_{B3h} = -F_{Fy} \cdot \cos(\alpha/2) + F_{Fx} \cdot \cos(\beta) = -F_G \cdot \cos(\alpha/2) + 0 = -3325\text{N} \cdot \cos(135^\circ/2) = -1272\text{N}$$

$$16) F_{B3v} = F_{Fy} \cdot \sin(\alpha/2) + F_{Fx} \cdot \sin(\beta) = F_G \cdot \sin(\alpha/2) + 0 = 3325\text{N} \cdot \sin(135^\circ/2) = 3072\text{N}$$



Berechnung der Schnittkraftverläufe

Die Laufvariable des Schnittkraftverlaufes wird hier nur in den Grenzen der Lagerpunkte laufen.

$$0 \leq x < l_{1-2}$$

$$\begin{aligned} N &= -F_{B1h} \\ Q &= F_{B1v} \\ M_b &= x \cdot F_{B1v} \end{aligned}$$

$$l_{1-2} \leq x < l_{2-3}$$

$$\begin{aligned} N &= -F_{B1h} - F_{B2h} \\ Q &= F_{B1v} + F_{B2v} \\ M_b &= x \cdot F_{B1v} + (x - l_{1-2}) \cdot F_{B2v} \end{aligned}$$

$$x = l_{2-3}$$

$$\begin{aligned} N &= -F_{B1h} - F_{B2h} - F_{B3h} \\ Q &= F_{B1v} + F_{B2v} + F_{B3v} \\ M_b &= x \cdot F_{B1v} + (x - l_{1-2}) \cdot F_{B2v} \end{aligned}$$

Darstellung der Schnittkraftverläufe

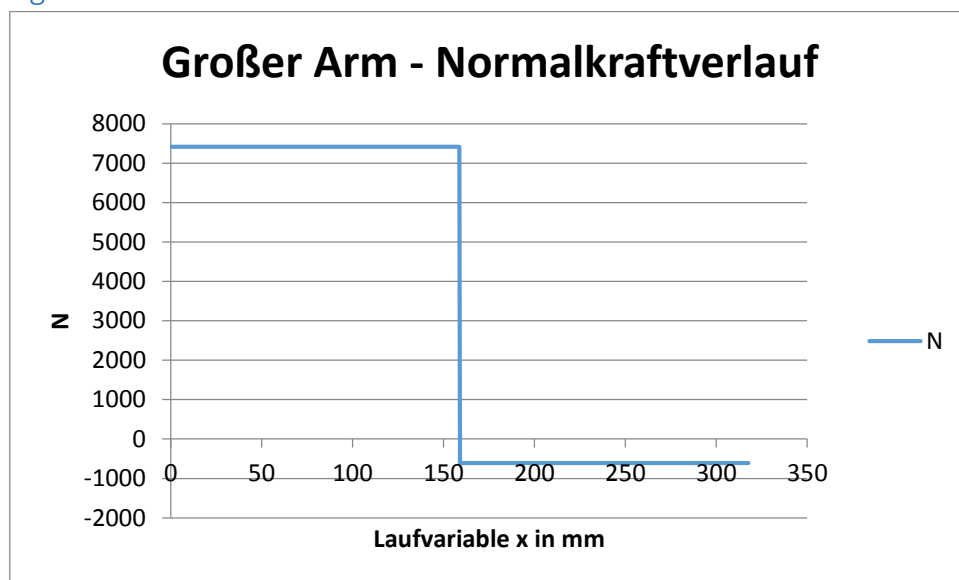


Tabelle 4: Normalkraftverlauf des großen Armes

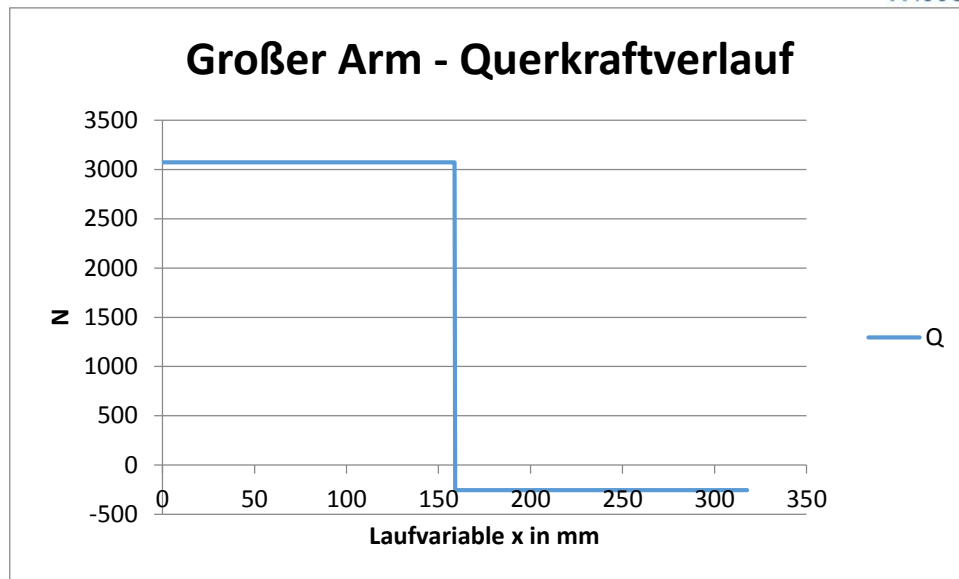


Tabelle 5: Querkraftverlauf des großen Armes

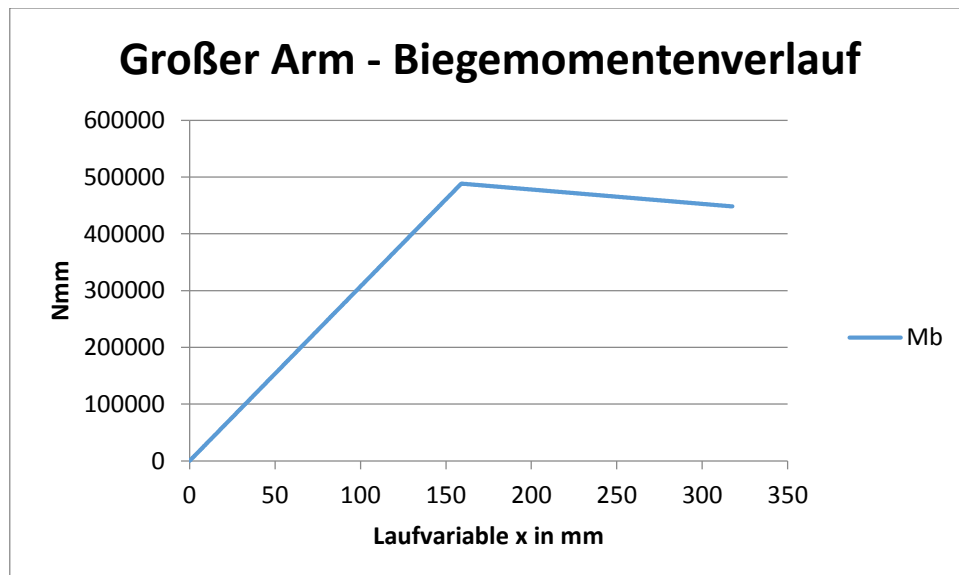


Tabelle 6: Biegemomentenverlauf des großen Armes

Es ist zu sehen, dass der große Arm oberhalb des mittleren Lager auf Zug belastet wird und im unterem Teil leicht auf Druck belastet wird. Man sieht im weiteren, dass die Biegung im unteren Teil des Armes sogar noch zunimmt. Hier ist die Rechnung mit einer Vergleichsspannung nötig.

Prüfung auf ausreichende Dimensionierung eines U-Profils über numerische
Excelanalyse

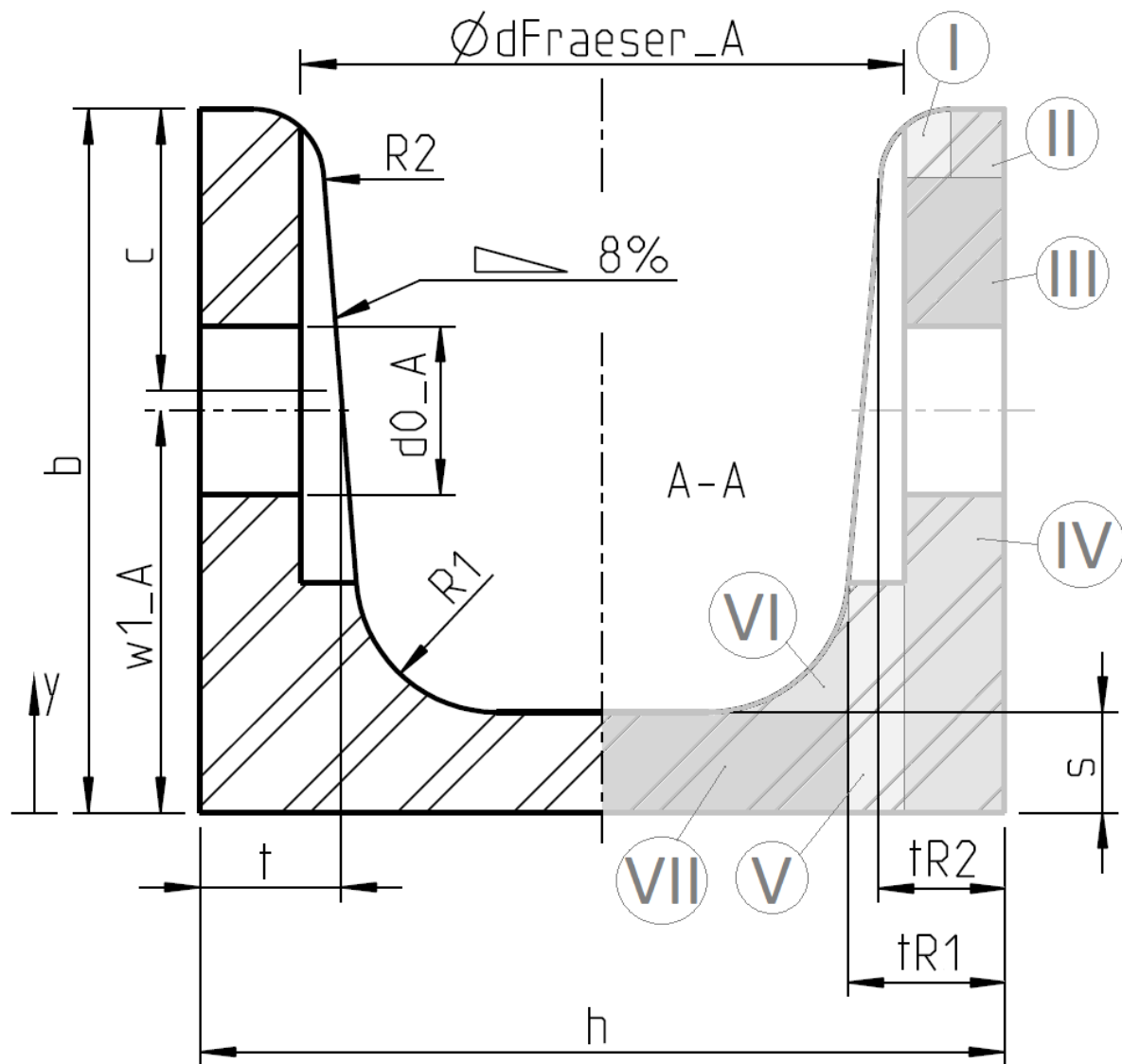


Abbildung 23: Kritischer Querschnitt 1 des großen Armes

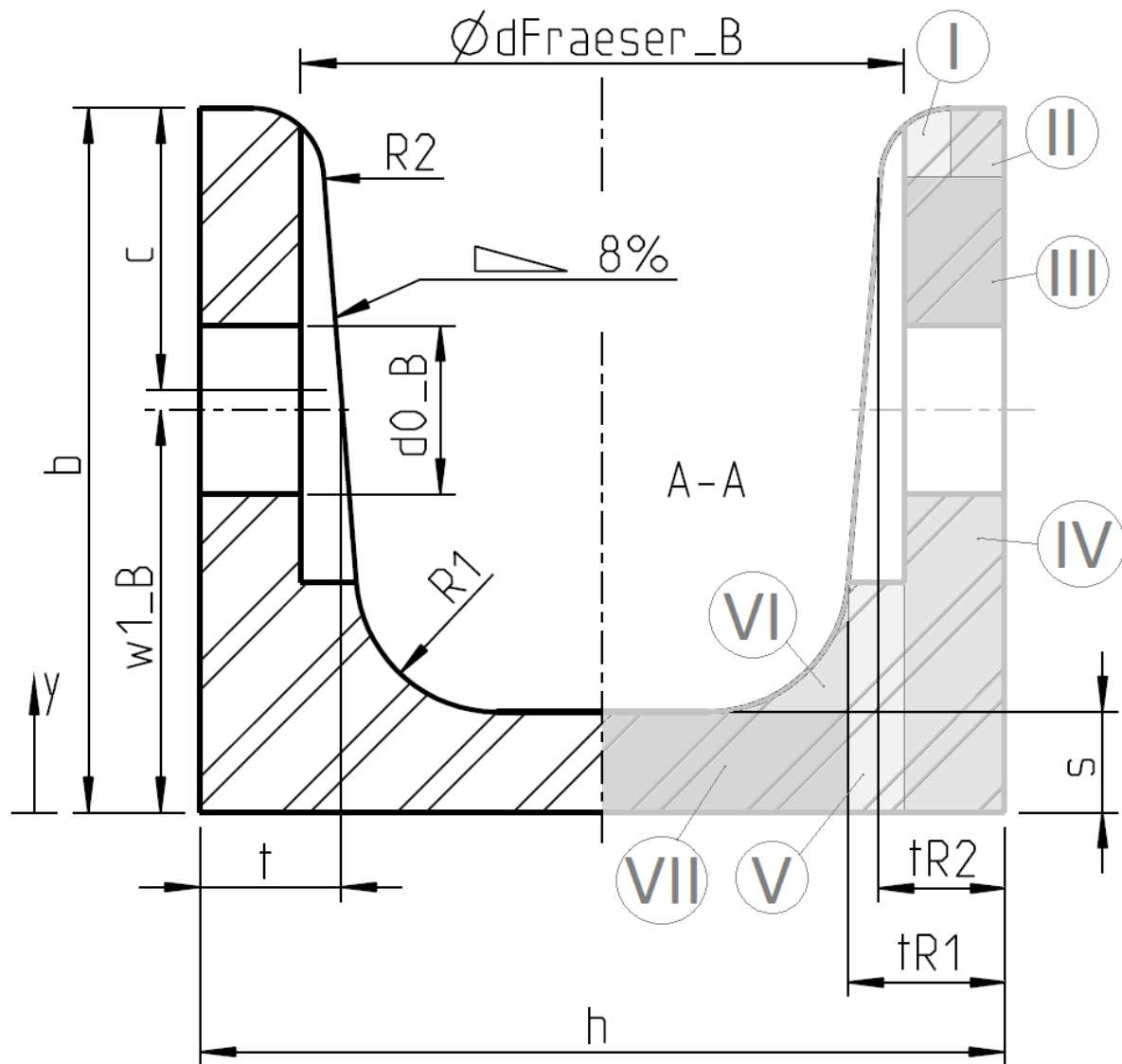


Abbildung 24: Kritischer Querschnitt 2 des großen Armes

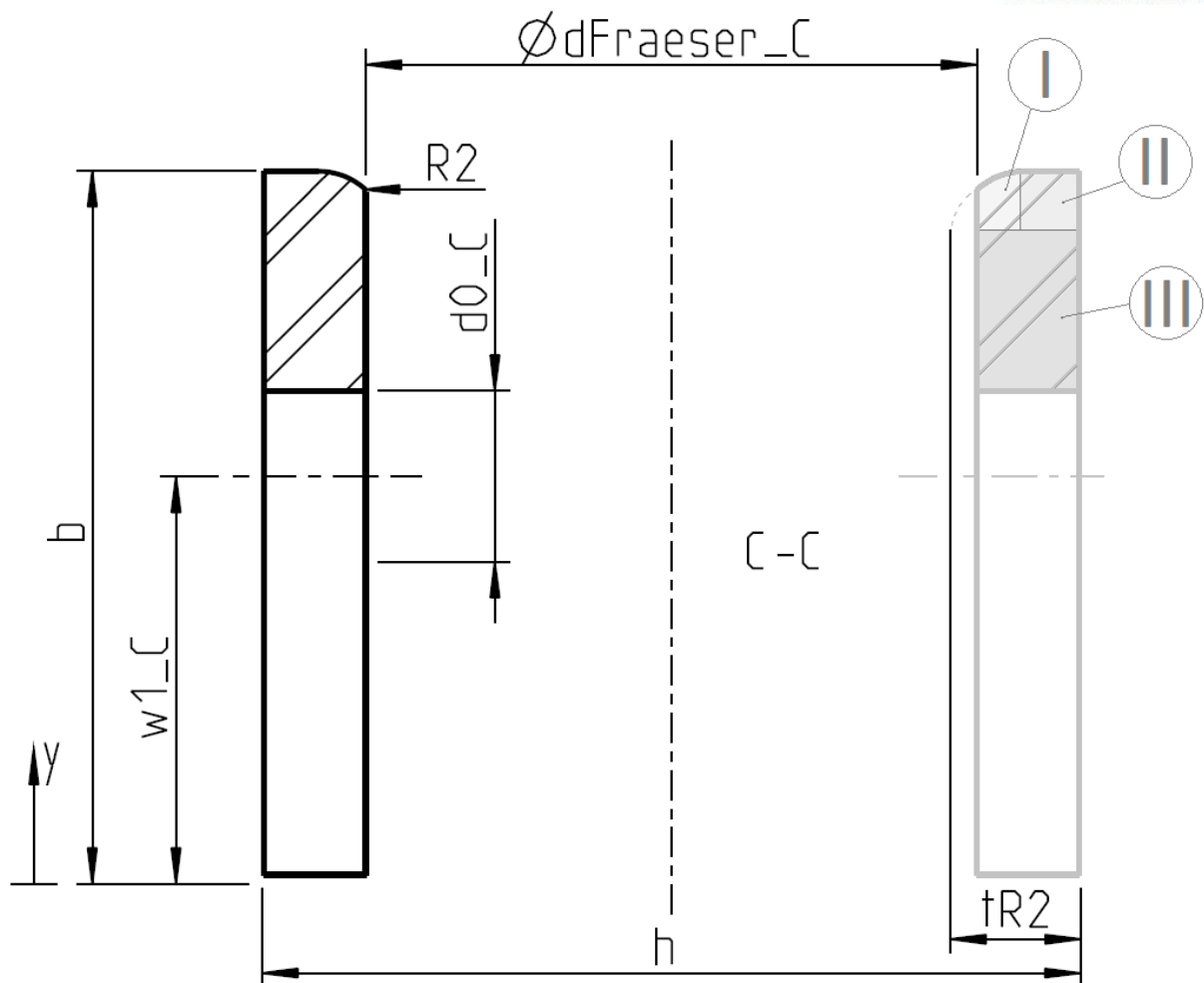


Abbildung 25: Kritischer Querschnitt 3 des großen Armes

Folgende Eingangswerte entspringen [TB1-10], bzw. wurden mit den Bolzen festgelegt. Die Wandstärke wurde hier auf 5mm herunter gefräst.

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

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

$$c = 17,5\text{mm}$$

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

$$s = 5\text{mm}$$

$$R_1 = t = 7\text{mm}$$

$$R_2 \approx \frac{R_1}{2} = \frac{7\text{mm}}{2} = 3,5\text{mm}$$

$$w_{1A} = w_{1B} = w_{1C} = w_1 = 20\text{mm}$$

$$d_{0A} = d_{0B} = d_{0C} = d_0 = 8,4\text{mm}$$

$$d_{\text{Fraeser}_A} = d_{\text{Fraeser}_B} = d_{\text{Fraeser}_C} = 30\text{mm}$$

$$W = W_y = 3080\text{mm}^4$$

$$A = 621\text{mm}^2$$

Die Formel zur Ermittlung der örtlichen Wandstärke unter Missachtung der Radien zur Prüfung wie viel weggefräst worden ist:

$$t(y) = t + 0,08 \cdot (b - c - y)$$

Daraus lassen sich folgende Hilfsmaße errechnen:



$$h_{\text{Kreissegment}} = t_{R2} - t_{\text{Wand}} = 5,88\text{mm} - 5\text{mm} = 0,88\text{mm}$$

$$t_{\text{Wand}} = \frac{h - d_{\text{Fraeser}}}{2} = \frac{40\text{mm} - 30\text{mm}}{2} = 5\text{mm}$$

$$t_{R1} = t(s + R_1) = t + 0,08 \cdot (b - c - (s + R_1)) = (7 + 0,08 \cdot (35 - 17,5 - (5 + 7))) \cdot \text{mm} \\ = 7,44\text{mm}$$

$$t_{R2} = t(b - R_2) = t + 0,08 \cdot (b - c - (b - R_2)) = (7 + 0,08 \cdot (35 - 17,5 - (35 - 3,5))) \cdot \text{mm} \\ = 5,88\text{mm}$$

$$\alpha_{R2} = 2 \cdot \cos^{-1} \left(\frac{R_2 - h_{\text{Kreissegment}}}{R_2} \right) = 2 \cdot \cos^{-1} \left(\frac{3,5\text{mm} - 0,88\text{mm}}{3,5\text{mm}} \right) = 83,07^\circ$$

Errechnung der Oberflächen

Schnitt A-A

Die Berechnung der Oberfläche des Kreissegmentes erfolgt durch Subtraktion der halben Oberfläche eines Kreissegmentes [Wikipedia] von dem Viertel der Oberfläche eines Kreises:

$$A_I = \frac{\pi \cdot R_2^2}{4} - \frac{R_2^2 / 2 \cdot \left(\frac{\alpha_{R2} \cdot 2 \cdot \pi}{360^\circ} - \sin(\alpha_{R2}) \right)}{2} \\ = \frac{\pi \cdot 3,5^2 \text{mm}^2}{4} - \frac{3,5^2 \text{mm}^2 / 2 \cdot \left(\frac{83,07^\circ \cdot 2 \cdot \pi}{360^\circ} - \sin(83,07^\circ) \right)}{2} = 8,22\text{mm}^2$$

$$A_{II} = (t_{R2} - R_2) \cdot R_2 = (5,88\text{mm} - 3,5\text{mm}) \cdot 3,5\text{mm} = 8,33\text{mm}^2$$

$$A_{III} = \left(\frac{h - d_{\text{Fraeser}_A}}{2} \right) \cdot \left(b - w_{1c} - \frac{d_{0c}}{2} - R_2 \right)$$

$$A_{III} = \left(\frac{40 - 30}{2} \right) \cdot \left(35 - 20 - \frac{8,4}{2} - 3,5 \right) \cdot \text{mm}^2 = 36,5\text{mm}^2$$

$$A_{IV} = t_{\text{Wand}} \cdot \left(w_{1A} - \frac{d_{0A}}{2} \right) = 5\text{mm} \cdot \left(20\text{mm} - \frac{8,4\text{mm}}{2} \right) = 79\text{mm}^2$$

$$A_V = (t_{R1} - t_{\text{Wand}}) \cdot \left(w_{1A} - \frac{d_{0A}}{2} \right) = (7,44 - 5) \cdot \left(20 - \frac{8,4}{2} \right) \cdot \text{mm}^2 = 38,552\text{mm}^2$$

$$A_{VI} = R_1^2 - \frac{\pi \cdot R_1^2}{16} = 7^2 \text{mm}^2 - \frac{\pi \cdot 7^2 \text{mm}^2}{4} = 10,51548999\text{mm}^2$$

$$A_{VII} = s \cdot \left(\frac{h}{2} - t_{R1} \right) = 5\text{mm} \cdot \left(\frac{40\text{mm}}{2} - 7,44\text{mm} \right) = 62,8\text{mm}^2$$

Nun können alle Einzeloberflächen aufaddiert werden:

$$A_{A-A} = 2 \cdot (A_I + A_{II} + A_{III} + A_{IV} + A_V + A_{VI} + A_{VII}) \\ A_{A-A} = 2 \cdot (8,22\text{mm}^2 + 8,33\text{mm}^2 + 36,5\text{mm}^2 + 79\text{mm}^2 + 38,552\text{mm}^2 + 10,51548999\text{mm}^2 \\ + 62,8\text{mm}^2) = 488\text{mm}^2$$

Schnitt B-B

$$A_{B-B} = A_{A-A} = 488\text{mm}^2$$

Schnitt C-C

Für die Berechnung wird die Hilfsvariable $h_{\text{Kreissegment}}$ benötigt:



$$h_{\text{Kreissegment}} = t_{R2} - t_{\text{Wand}} = 5,88\text{mm} - 5\text{mm} = 0,88\text{mm}$$

Die Berechnung der Oberfläche des Kreissegmentes erfolgt durch Subtraktion der halben Oberfläche eines Kreissegmentes [Wikipedia] von dem Viertel der Oberfläche eines Kreises:

$$\begin{aligned} A_I &= \frac{\pi \cdot R_2^2}{4} - \frac{R_2^2/2 \cdot \left(\frac{\alpha_{R2} \cdot 2 \cdot \pi}{360^\circ} - \sin(\alpha_{R2})\right)}{2} \\ &= \frac{\pi \cdot 3,5^2 \text{mm}^2}{4} - \frac{3,5^2 \text{mm}^2/2 \cdot \left(\frac{83,07^\circ \cdot 2 \cdot \pi}{360^\circ} - \sin(83,07^\circ)\right)}{2} = 8,22 \text{mm}^2 \end{aligned}$$

$$A_{II} = (t_{R2} - R_2) \cdot R_2 = (5,88\text{mm} - 3,5\text{mm}) \cdot 3,5\text{mm} = 8,33 \text{mm}^2$$

$$A_{III} = \left(\frac{h - d_{\text{Fraeser}_C}}{2}\right) \cdot \left(b - w_{1C} - \frac{d_{0C}}{2} - R_2\right)$$

$$A_{III} = \left(\frac{40 - 30}{2}\right) \cdot \left(35 - 20 - \frac{8,4}{2} - 3,5\right) \cdot \text{mm}^2 = 36,5 \text{mm}^2$$

Nun können alle Einzeloberflächen aufaddiert werden:

$$A_{C-C} = 2 \cdot (A_I + A_{II} + A_{III}) = 2 \cdot (8,22 \text{mm}^2 + 8,33 \text{mm}^2 + 36,5 \text{mm}^2) = 106,1 \text{mm}^2$$

Errechnung der Flächenmomente 2.Grades

Schnitt A-A

$$I_I = \int_0^{R_2 - h_{\text{Kreissegment}}} x^2 \cdot \sqrt{R_2^2 - z^2} \cdot dz$$

$$I_I = \left(\int_0^{2,62} x^2 \cdot \sqrt{3,5^2 - z^2} \cdot dz\right) \cdot \text{mm}^4 = 16,7 \text{mm}^4$$

$$I_I < 0,05488 \cdot R_1^4 = 0,05488 \cdot 3,5^4 \text{mm}^4 = 8,23543 \text{mm}^4$$

$$I_{II} = \frac{(t_{R2} - R_2) \cdot R_2^3}{12} = \left(\frac{(5,88 - 3,5) \cdot 3,5^3}{12}\right) \cdot \text{mm}^4 = 8,503541667 \text{mm}^4$$

$$\begin{aligned} I_{III} &= \frac{t_{\text{Wand}} \cdot \left(b - w_{1A} - \frac{d_{0A}}{2} - R_2\right)^3}{12} = \left(\frac{5 \cdot \left(35 - 20 - \frac{8,4}{2} - 3,5\right)^3}{12}\right) \cdot \text{mm}^4 \\ &= 162,0904167 \text{mm}^4 \end{aligned}$$

$$I_{IV} = \frac{t_{\text{Wand}} \cdot \left(w_{1A} - \frac{d_{0A}}{2}\right)^3}{12} = \left(\frac{5 \cdot \left(20 - \frac{8,4}{2}\right)^3}{12}\right) \cdot \text{mm}^4 = 1643,463333 \text{mm}^4$$

$$I_V = \frac{(t_{R1} - t_{\text{Wand}}) \cdot (s + R_1)^3}{12} = \left(\frac{(7,44 - 5) \cdot (5 + 7)^3}{12}\right) \cdot \text{mm}^4 = 351,36 \text{mm}^4$$

$$I_{VI} = \frac{R_1^4}{12} - \int_0^{R_1} z^2 \cdot \sqrt{R_1^2 - z^2} \cdot dz$$

$$\begin{aligned} I_{VI} &= \left(7 \cdot \int_0^7 z^2 \cdot dz - \int_0^7 z^2 \cdot \sqrt{7^2 - z^2} \cdot dz\right) \cdot \text{mm}^4 = (800,333333 - 471,435248) \cdot \text{mm}^4 \\ &= 328,898085 \text{mm}^4 \end{aligned}$$

$$I_{VI} = \frac{R_1^4}{12} - 0,05488 \cdot R_1^4 = \left(\frac{7^4}{12} - 0,05488 \cdot 7^4\right) \cdot \text{mm}^4 = 68,31645333 \text{mm}^4$$



$$I_{VII} = \frac{(h/2 - t_{R1}) \cdot s^3}{12} = \left(\frac{(40/2 - 7,44) \cdot 5^3}{12} \right) \cdot mm^4 = 130,833333mm^4$$

Schnitt B-B

$$I_I = \int_0^{R_2 - h_{\text{Kreissegment}}} x^2 \cdot \sqrt{R_2^2 - x^2} \cdot dz$$

$$I_I = \left(\int_0^{2,62} x^2 \cdot \sqrt{3,5^2 - x^2} \cdot dz \right) \cdot mm^4 = 16,7mm^4$$

$$I_I < 0,05488 \cdot R_1^4 = 0,05488 \cdot 3,5^4 mm^4 = 8,23543mm^4$$

$$I_{II} = \frac{(t_{R2} - R_2) \cdot R_2^3}{12} = \left(\frac{(5,88 - 3,5) \cdot 3,5^3}{12} \right) \cdot mm^4 = 8,503541667mm^4$$

$$I_{III} = \frac{t_{Wand} \cdot (b - w_{1A} - d_{0A}/2 - R_2)^3}{12} = \left(\frac{5 \cdot (35 - 20 - 8,4/2 - 3,5)^3}{12} \right) \cdot mm^4$$

$$= 162,0904167mm^4$$

$$I_{IV} = \frac{t_{Wand} \cdot (w_{1A} - d_{0A}/2)^3}{12} = \left(\frac{5 \cdot (20 - 8,4/2)^3}{12} \right) \cdot mm^4 = 1643,463333mm^4$$

$$I_V = \frac{(t_{R1} - t_{Wand}) \cdot (s + R_1)^3}{12} = \left(\frac{(7,44 - 5) \cdot (5 + 7)^3}{12} \right) \cdot mm^4 = 351,36mm^4$$

$$I_{VI} = \frac{R_1^4}{12} - \int_0^{R_1} z^2 \cdot \sqrt{R_1^2 - z^2} \cdot dz$$

$$I_{VI} = \left(7 \cdot \int_0^7 z^2 \cdot dz - \int_0^7 z^2 \cdot \sqrt{7^2 - z^2} \cdot dz \right) \cdot mm^4 = (800,333333 - 471,435248) \cdot mm^4$$

$$= 328,898085mm^4$$

$$I_{VI} = \frac{R_1^4}{12} - 0,05488 \cdot R_1^4 = \left(\frac{7^4}{12} - 0,05488 \cdot 7^4 \right) \cdot mm^4 = 68,31645333mm^4$$

$$I_{VII} = \frac{(h/2 - t_{R1}) \cdot s^3}{12} = \left(\frac{(40/2 - 7,44) \cdot 5^3}{12} \right) \cdot mm^4 = 130,833333mm^4$$

Schnitt C-C

$$I_I = \int_0^{R_2 - h_{\text{Kreissegment}}} x^2 \cdot \sqrt{R_2^2 - x^2} \cdot dx$$

$$I_I = \left(\int_0^{2,62} x^2 \cdot \sqrt{3,5^2 - x^2} \cdot dx \right) \cdot mm^4 = 16,7mm^4$$

$$I_{II} = \frac{(t_{R2} - R_2) \cdot R_2^3}{12} = \left(\frac{(5,88 - 3,5) \cdot 3,5^3}{12} \right) \cdot mm^4 = 8,503541667mm^4$$

Errechnung der Einzel-Schwerpunkte

Schnitt A-A

$$s_I \approx b - R_1 + 0,42441 \cdot R_1 = (35 - 3,5 + 0,42441 \cdot 3,5) \cdot mm = 33mm$$

$$s_{II} = b - \frac{R_1}{2} = 35mm - \frac{3,5mm}{2} = 33,25mm$$



$$s_{III} = b - R_2 - \frac{b - w_{1A} - \frac{d_{0A}}{2} - R_2}{2} = \left(35 - 3,5 - \frac{35 - 20 - \frac{8,4}{2} - 3,5}{2} \right) \cdot mm = 27,85mm$$

$$s_{IV} = \frac{w_{1A} - \frac{d_{0A}}{2}}{2} = \frac{20mm - \frac{8,4mm}{2}}{2} = 7,9mm$$

$$s_V = \frac{s + R_1}{2} = \frac{5mm + 7mm}{2} = 6mm$$

$$s_{VI} = s + \frac{4}{\pi \cdot R_1^2} \cdot \left(\frac{R_1}{2} \cdot \left(A_{VI} + \frac{\pi}{4} \cdot R_1^2 \right) - (1 - 0,42441) \cdot R_1 \cdot (R_1^2 - A_{VI}) \right)$$

$$s_{VI} = \left(5 + \frac{4}{\pi \cdot 7^2} \cdot \left(\frac{7}{2} \cdot \left(10,51548999 + \frac{\pi}{4} \cdot 7^2 \right) - (1 - 0,42441) \cdot 7 \cdot (7^2 - 10,51548999) \right) \right) \cdot mm = 5,427208406mm$$

$$s_{VII} = \frac{s}{2} = \frac{5mm}{2} = 2,5mm$$

Schnitt B-B

$$s_I \approx b - R_1 + 0,42441 \cdot R_1 = (35 - 3,5 + 0,42441 \cdot 3,5) \cdot mm = 33mm$$

$$s_{II} = b - \frac{R_1}{2} = 35mm - \frac{3,5mm}{2} = 33,25mm$$

$$s_{III} = b - R_2 - \frac{b - w_{1B} - \frac{d_{0B}}{2} - R_2}{2} = \left(35 - 3,5 - \frac{35 - 20 - \frac{8,4}{2} - 3,5}{2} \right) \cdot mm = 27,85mm$$

$$s_{IV} = \frac{w_{1A} - \frac{d_{0B}}{2}}{2} = \frac{20mm - \frac{8,4mm}{2}}{2} = 7,9mm$$

$$s_V = \frac{s + R_1}{2} = \frac{5mm + 7mm}{2} = 6mm$$

$$s_{VI} = s + \frac{4}{\pi \cdot R_1^2} \cdot \left(\frac{R_1}{2} \cdot \left(A_{VI} + \frac{\pi}{4} \cdot R_1^2 \right) - (1 - 0,42441) \cdot R_1 \cdot (R_1^2 - A_{VI}) \right)$$

$$s_{VI} = \left(5 + \frac{4}{\pi \cdot 7^2} \cdot \left(\frac{7}{2} \cdot \left(10,51548999 + \frac{\pi}{4} \cdot 7^2 \right) - (1 - 0,42441) \cdot 7 \cdot (7^2 - 10,51548999) \right) \right) \cdot mm = 5,427208406mm$$

$$s_{VII} = \frac{s}{2} = \frac{5mm}{2} = 2,5mm$$

Schnitt C-C

$$s_I \approx b - R_1 + 0,42441 \cdot R_1 = (35 - 3,5 + 0,42441 \cdot 3,5) \cdot mm = 33mm$$

$$s_{II} = b - \frac{R_1}{2} = 35mm - \frac{3,5mm}{2} = 33,25mm$$

$$s_{III} = b - R_2 - \frac{b - w_{1C} - \frac{d_{0C}}{2} - R_2}{2} = \left(35 - 3,5 - \frac{35 - 20 - \frac{8,4}{2} - 3,5}{2} \right) \cdot mm = 27,85mm$$

Errechnung der Gesamt-Schwerpunkte

Schnitt A-A

$$s_{A-A} = \frac{A_I \cdot s_I + A_{II} \cdot s_{II} + A_{III} \cdot s_{III} + A_{IV} \cdot s_{IV} + A_V \cdot s_V + A_{VI} \cdot s_{VI} + A_{VII} \cdot s_{VII}}{A_{A-A}}$$

$$= \frac{s_{A-A}}{(8,22 \cdot 33 + 8,33 \cdot 33,25 + 36,5 \cdot 27,85 + 79 \cdot 7,9 + 38,552 \cdot 6 + 10,51548999 \cdot 5,427208406 + 62,8 \cdot 2,5)} \\ \cdot \frac{\text{mm}^2 \cdot \text{mm}}{\text{mm}^2} = 10,8\text{mm}$$

Schnitt B-B

$$s_{B-B} = \frac{A_I \cdot s_I + A_{II} \cdot s_{II} + A_{III} \cdot s_{III} + A_{IV} \cdot s_{IV} + A_V \cdot s_V + A_{VI} \cdot s_{VI} + A_{VII} \cdot s_{VII}}{A_{B-B}}$$

$$= \frac{s_{B-B}}{(8,22 \cdot 33 + 8,33 \cdot 33,25 + 36,5 \cdot 27,85 + 79 \cdot 7,9 + 38,552 \cdot 6 + 10,51548999 \cdot 5,427208406 + 62,8 \cdot 2,5)} \\ \cdot \frac{\text{mm}^2 \cdot \text{mm}}{\text{mm}^2} = 10,8\text{mm}$$

Schnitt C-C

$$s_{C-C} = \frac{A_I \cdot s_I + A_{II} \cdot s_{II} + A_{III} \cdot s_{III}}{A_{C-C}}$$

$$s_{C-C} = \frac{(8,22 \cdot 33 + 8,33 \cdot 33,25 + 36,5 \cdot 27,85)}{106,1} \cdot \frac{\text{mm}^2 \cdot \text{mm}}{\text{mm}^2} = 29,5\text{mm}$$

Errechnung der Widerstandsmomente

Schnitt A-A

Es wird mit dem maximalen Randfaserabstand gerechnet.

$$e_{\max} = b - s_{A-A} = 35\text{mm} - 10,8\text{mm} = 24,2\text{mm}$$

$$W_{A-A} = \frac{I_{A-A}}{e_{\max}} = (I_I + ((s_{A-A} - s_I)^2 \cdot A_I) + I_{II} + ((s_{A-A} - s_{II})^2 \cdot A_{II}) + I_{III} + ((s_{A-A} - s_{III})^2 \cdot A_{III}) \\ + I_{IV} + ((s_{A-A} - s_{IV})^2 \cdot A_{IV}) + I_V + ((s_{A-A} - s_V)^2 \cdot A_V) + I_{VI} \\ + ((s_{A-A} - s_{VI})^2 \cdot A_{VI}) + I_{VII} + ((s_{A-A} - s_{VII})^2 \cdot A_{VII})) \cdot \frac{2}{e_{\max}}$$

$$W_{A-A} = \frac{I_{A-A}}{e_{\max}} = (6 + ((10,8 - 33)^2 \cdot 8,22) + 8,503541667 + ((10,8 - 33,25)^2 \cdot 8,33) \\ + 162,0904167 + ((10,8 - 27,85)^2 \cdot 36,5) + 1643,463333 + ((10,8 - 7,9)^2 \cdot 79) \\ + 351,36 + ((10,8 - 6)^2 \cdot 38,552) + 68,31645333 \\ + ((10,8 - 5,427208406)^2 \cdot 10,515148999) + 130,833333 \\ + ((10,8 - 2,5)^2 \cdot 62,8)) \cdot \frac{2 \cdot \text{mm}^4}{24,2\text{mm}} \\ = (6 + 4051,1448 + 8,503541667 + 4198,340825 + 162,0904167 \\ + 10610,64125 + 1643,463333 + 664,39 + 351,36 + 888,23808 \\ + 68,31645333 + 303,5396444 + 130,833333 + 4326,292) \cdot \frac{2 \cdot \text{mm}^4}{24,2\text{mm}} \\ = 2265,55\text{mm}^4$$



Schnitt B-B

Es wird mit dem maximalen Randfaserabstand gerechnet.

$$e_{\max} = b - s_{B-B} = 35\text{mm} - 10,8\text{mm} = 24,2\text{mm}$$

$$W_{B-B} = \frac{I_{B-B}}{e_{\max}} = \left(I_I + ((s_{B-B} - s_I)^2 \cdot A_I) + I_{II} + ((s_{B-B} - s_{II})^2 \cdot A_{II}) + I_{III} \right. \\ \left. + ((s_{B-B} - s_{III})^2 \cdot A_{III}) + I_{IV} + ((s_{B-B} - s_{IV})^2 \cdot A_{IV}) + I_V + ((s_{B-B} - s_V)^2 \cdot A_V) \right. \\ \left. + I_{VI} + ((s_{B-B} - s_{VI})^2 \cdot A_{VI}) + I_{VII} + ((s_{B-B} - s_{VII})^2 \cdot A_{VII}) \right) \cdot \frac{2}{e_{\max}}$$

$$W_{B-B} = \frac{I_{A-A}}{e_{\max}} = (6 + ((10,8 - 33)^2 \cdot 8,22) + 8,503541667 + ((10,8 - 33,25)^2 \cdot 8,33) \\ + 162,0904167 + ((10,8 - 27,85)^2 \cdot 36,5) + 1643,463333 + ((10,8 - 7,9)^2 \cdot 79) \\ + 351,36 + ((10,8 - 6)^2 \cdot 38,552) + 68,31645333 \\ + ((10,8 - 5,427208406)^2 \cdot 10,515148999) + 130,833333 \\ + ((10,8 - 2,5)^2 \cdot 62,8)) \cdot \frac{2 \cdot \text{mm}^4}{24,2\text{mm}} \\ = (6 + 4051,1448 + 8,503541667 + 4198,340825 + 162,0904167 \\ + 10610,64125 + 1643,463333 + 664,39 + 351,36 + 888,23808 \\ + 68,31645333 + 303,5396444 + 130,833333 + 4326,292) \cdot \frac{2 \cdot \text{mm}^4}{24,2\text{mm}} \\ = 2265,55\text{mm}^4$$

Schnitt C-C

Es wird mit dem maximalen Randfaserabstand gerechnet.

$$e_{\max} = \max \left\{ \begin{array}{l} b - s_{C-C} \\ \left(b - w_{1c} - \frac{d_{0,c}}{2} \right) - (b - s_{C-C}) \end{array} \right\} = \max \left\{ \begin{array}{l} 35\text{mm} - 29,5\text{mm} \\ \left(35\text{mm} - 20\text{mm} - \frac{8,4\text{mm}}{2} \right) - (35\text{mm} - 29,5\text{mm}) \end{array} \right\} = 5,5\text{mm}$$

$$W_{C-C} = \frac{I_{C-C}}{e_{\max}} = (I_I + ((s_{C-C} - s_I)^2 \cdot A_I) + I_{II} + ((s_{C-C} - s_{II})^2 \cdot A_{II}) + I_{III} \\ + ((s_{C-C} - s_{III})^2 \cdot A_{III})) \cdot \frac{2}{e_{\max}}$$

$$W_{C-C} = \frac{I_{A-A}}{e_{\max}} = (6 + ((10,8 - 33)^2 \cdot 8,22) + 8,503541667 + ((10,8 - 33,25)^2 \cdot 8,33) \\ + 162,0904167 + ((10,8 - 27,85)^2 \cdot 36,5)) \cdot \frac{2 \cdot \text{mm}^4}{24,2\text{mm}} \\ = (6 + 4051,1448 + 8,503541667 + 4198,340825 + 162,0904167 \\ + 10610,64125) \cdot \frac{2 \cdot \text{mm}^4}{5,5\text{mm}} = 6922,44\text{mm}^4$$

Nachweis der örtlichen Sicherheit unter Einsetzung des gewählten Profils

Werkstoff ist der schweißgeeignete Feinkorn-Baustahl S420M nach [TB1-10] mit der Streckgrenze für den Probestab [TB1-1]:

$$R_{e,N} = 420 \frac{N}{\text{mm}^2}$$

Obwohl das Halbzeug zwar nur eine durchschnittliche Dicke von 7mm aufweist und aus einem umformenden Prozess entsteht, wird sicherheitshalber mit einem Halbzeugdurchmesser von 40mm gerechnet. Der technologische Konstruktionsfaktor errechnet sich nach [TB3-11a]

$$K_t = 1 - 0,26 \cdot \log_{10} \left(\frac{d}{32mm} \right) = 1 - 0,26 \cdot \log_{10} \left(\frac{40mm}{32mm} \right) = 0,975$$

Damit lässt sich die Streckgrenze ermitteln [FS3-6]:

$$R_e = R_{e,N} \cdot K_t = 420 \frac{N}{mm^2} \cdot 0,975 = 409,42 \frac{N}{mm^2}$$

Die maximale Streckgrenze für Stahl wird in [FS3-10] angegeben:

$$R_{p,max} = 1050 \frac{N}{mm^2}$$

Die plastische Formzahl kann aus [TB3-3] abgelesen werden:

$$\alpha_{bp} = ?$$

Die zugehörige plastische Stützzahl errechnet sich nach [FS3-10]

$$n_{pl} = \sqrt{\frac{R_{p,max}}{R_e}} \leq \alpha_{bp}$$

$$n_{pl} = \sqrt{\frac{1050N \cdot mm^2}{409,42N \cdot mm^2}} = 1,6$$

Der statische Konstruktionsfaktor berechnet sich nach [FS3-8]:

$$K_B = \frac{1}{n_{pl}} = \frac{1}{1,6} = 0,624$$

Der Umrechnungsfaktor zur Berechnung der Biegefestigkeit kann [TB3-2] entnommen werden:

$$f_\sigma = 1$$

Die Biege-Bauteilfestigkeit gegen Fließen errechnet sich nach [FS3-14]

$$\sigma_{bF} = f_\sigma \cdot \frac{R_p}{K_B} = 1 \cdot \frac{409,42N}{0,624mm^2} = 656,12 \frac{N}{mm^2}$$

Die Sicherheit gegen Fließen wird nach [TB3-14a] gewählt:

$$S_{F,min} = 1,5$$

Die örtliche Sicherheit gegen Fließen wird nach [FS3-26] ermittelt:

$$S_F(x) = \sqrt[2]{\frac{1}{\left(\frac{\sigma_{z,d}(x)}{R_p} + \frac{\sigma_b(x)}{\sigma_{bF}}\right)^2}} \geq S_{F,min} = 1,5$$

$$W = 3080mm^4$$

$$W_{A-A} = 2265,55mm^4$$

$$W_{B-B} = 2265,55mm^4$$

$$W_{C-C} = 6922,44mm^4$$

$$A = 621mm^2$$

$$A_{A-A} = 488 \text{ mm}^2$$

$$A_{B-B} = 488 \text{ mm}^2$$

$$A_{C-C} = 106,1 \text{ mm}^2$$

$$\sigma_{z,d_{C-C}} = \left| \frac{F_{B1h}}{A_{C-C}} \right| = \left| \frac{-7416,22 \text{ N}}{106,1 \text{ mm}^2} \right| = 69,9 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$\sigma_{z,d_{B-B}} = \frac{F_{B1h} + F_{B2h}}{A_{B-B}} = \frac{-7416,22 \text{ N} + 8027,26 \text{ N}}{488 \text{ mm}^2} = 1,25 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$\sigma_{z,d_{A-A}} = \left| \frac{F_{B1h} + F_{B2h} + F_{B3h}}{A_{B-B}} \right| = \left| \frac{-7416,22 \text{ N} + 8027,26 \text{ N} - 1272,42 \text{ N}}{488 \text{ mm}^2} \right| = 1,36 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$\sigma_{b_{C-C}} = \frac{M_b(0)}{W_{C-C}} = \frac{0 \cdot F_{B1v}}{W_{C-C}} = \frac{0 \cdot 3071,9 \text{ N}}{6922,44 \text{ mm}^4} = 0 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$\sigma_{b_{B-B}} = \frac{M_b(l_{1-2})}{W_{B-B}} = \frac{l_{1-2} \cdot F_{B1v} + (l_{1-2} - l_{1-2}) \cdot F_{B2v}}{W_{B-B}} = \frac{159 \text{ mm} \cdot 3071,9 \text{ N} + (0 \text{ mm}) \cdot -3325 \text{ N}}{2265,55 \text{ mm}^4}$$

$$= 215,59 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$\sigma_{b_{C-C}} = \frac{M_b(l_{1-3})}{W_{B-B}} = \frac{l_{1-3} \cdot F_{B1v} + (l_{1-3} - l_{1-2}) \cdot F_{B2v}}{2265,55 \text{ mm}^4}$$

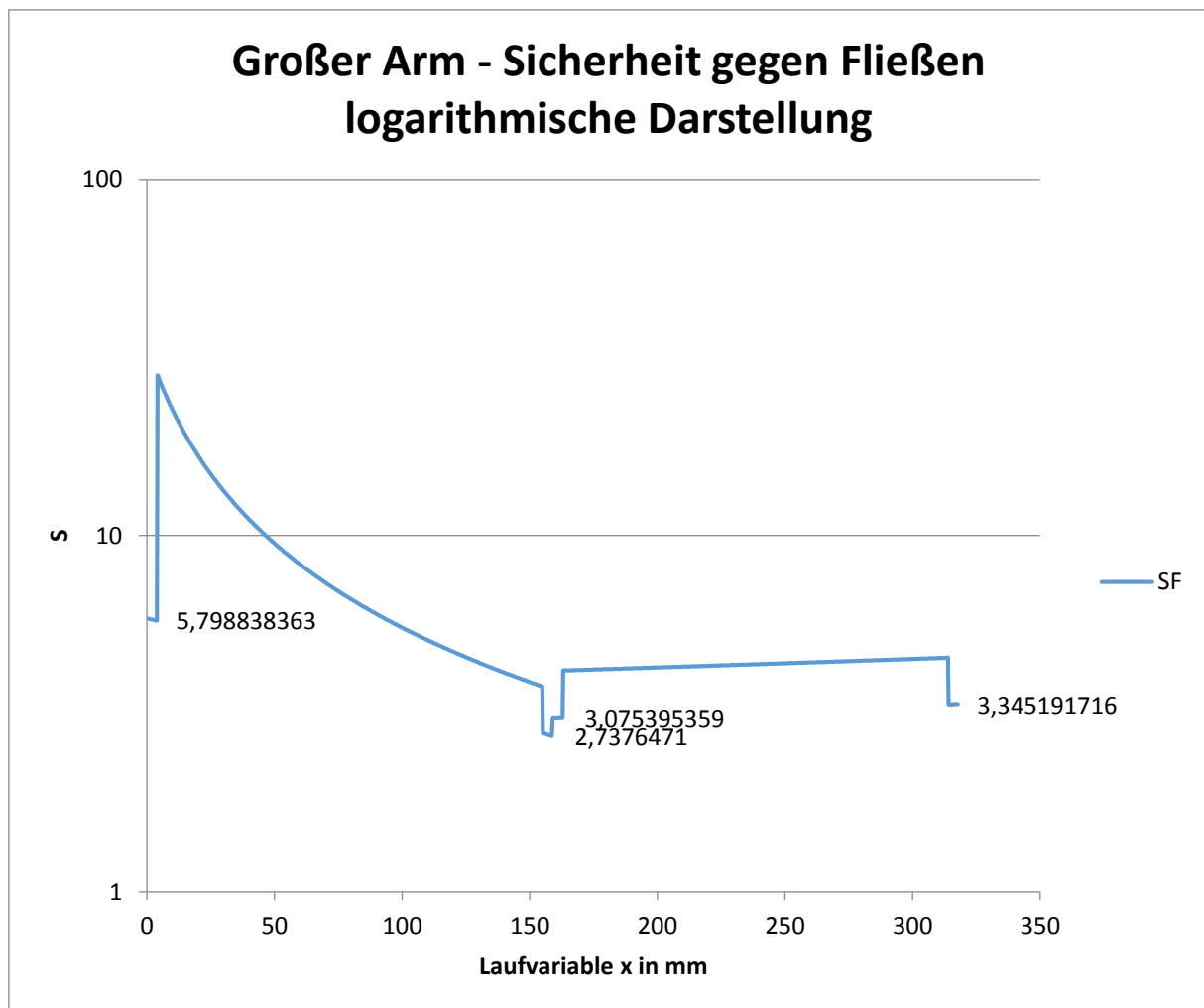
$$= \frac{318 \text{ mm} \cdot 3071,9 \text{ N} + (318 \text{ mm} - 159 \text{ mm}) \cdot -3325 \text{ N}}{2265,55 \text{ mm}^4} = 197,82 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$S_F(C-C) = \sqrt[2]{\frac{1}{\left(\frac{\sigma_{z,d}(x)}{R_p} + \frac{\sigma_b(x)}{\sigma_{bF}}\right)^2}} = \sqrt[2]{\frac{1}{\left(\frac{69,9 \text{ N} \cdot \text{mm}^2}{409,42 \text{ N} \cdot \text{mm}^2} + \frac{0 \text{ N} \cdot \text{mm}^2}{656,42 \text{ N} \cdot \text{mm}^2}\right)^2}} = 5,86$$

$$S_F(B-B) = \sqrt[2]{\frac{1}{\left(\frac{\sigma_{z,d}(x)}{R_p} + \frac{\sigma_b(x)}{\sigma_{bF}}\right)^2}} = \sqrt[2]{\frac{1}{\left(\frac{1,25 \text{ N} \cdot \text{mm}^2}{409,42 \text{ N} \cdot \text{mm}^2} + \frac{215,59 \text{ N} \cdot \text{mm}^2}{656,42 \text{ N} \cdot \text{mm}^2}\right)^2}} = 3,02$$

$$S_F(A-A) = \sqrt[2]{\frac{1}{\left(\frac{\sigma_{z,d}(x)}{R_p} + \frac{\sigma_b(x)}{\sigma_{bF}}\right)^2}} = \sqrt[2]{\frac{1}{\left(\frac{1,36 \text{ N} \cdot \text{mm}^2}{409,42 \text{ N} \cdot \text{mm}^2} + \frac{197,82 \text{ N} \cdot \text{mm}^2}{656,42 \text{ N} \cdot \text{mm}^2}\right)^2}} = 3,28$$

Tabelle 7: Sicherheit des großen Armes unter Vergleichsspannung



2x Kleiner Arm aus Flachstab EN 10 058 25 x 5 S235JR

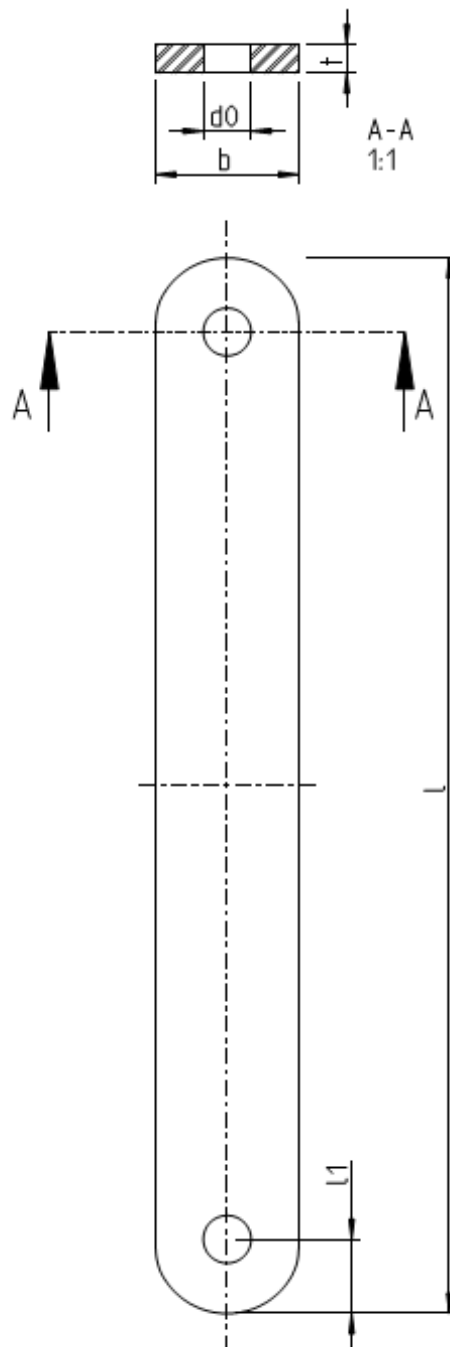


Tabelle 8: Skizze kleiner Arm

Berechnung der Grundgeometrie

Der Bohrungsdurchmesser entspringt der Wahl der Bolzen:

$$d_0 = 8,4mm$$

Der Abstand der Bohrungen vom Rand ist mit einem Mindestwert aus [TB7-2] vorgegeben:

$$l_{1,min} = 1,5 \cdot 8,4mm = 12,6mm$$

Gewählt wird 13mm.

$$l_1 = 13mm$$



Die Länge zwischen den Lagern ist aus der geometrischen Vorauslegung bekannt:

$$l_k = 159\text{mm}$$

$$l = l_k + 2 \cdot l_1 = 159\text{mm} + 2 \cdot 13\text{mm} = 185\text{mm}$$

Die Breite des Stahls soll mindestens dem 2-fachen des 1,2-fachen des Bohrungsdurchmessers betragen [TB7-2]:

$$b_{\min} = 2 \cdot 1,2 \cdot d_0 = 20,16\text{mm}$$

Gewählt wird der nächstgrößere Wert aus [TB1-5]:

$$b = 2 \cdot 1,2 \cdot d_0 = 25\text{mm}$$

Berechnung der angreifenden Kräfte aus der Statik

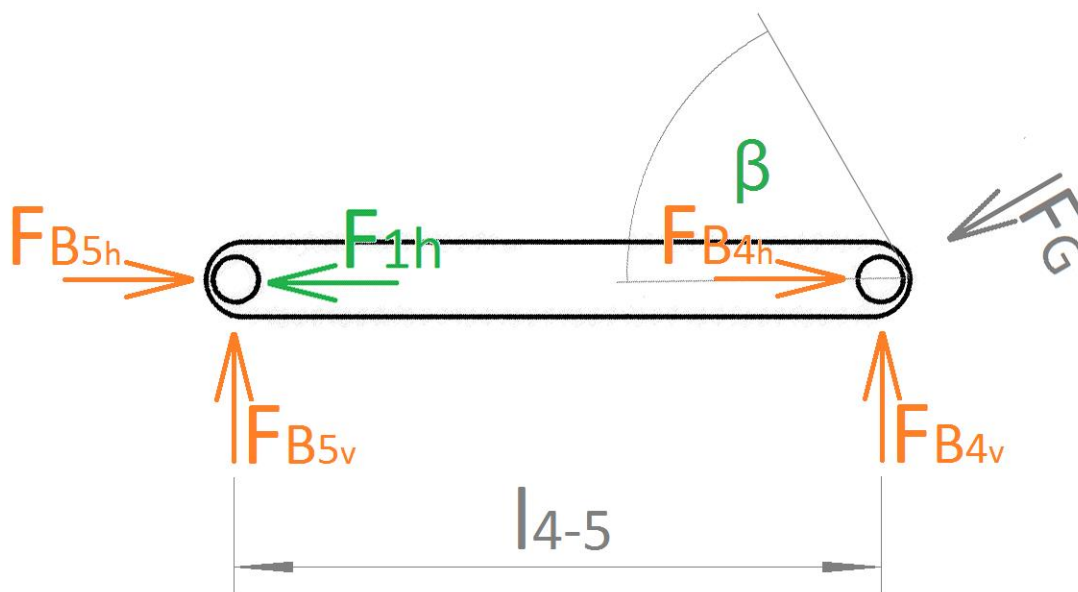


Tabelle 9: Statik des kleinen Armes

$$F_G = 3325\text{N}$$

$$\alpha_1 = 135^\circ$$

$$\beta_1 = 90^\circ - \frac{\alpha_1}{2} = 90^\circ - \frac{135^\circ}{2} = 22,5^\circ$$

$$17) F_{B5h} = -F_{1h} = \frac{F_G}{\sin(\beta)} = \frac{3325\text{N}}{\sin(22,5^\circ)} = 8689\text{N}$$

$$18) F_{B5v} = 0 = 0\text{N}$$

$$19) F_{B4h} = -F_G \cdot \sin(\beta) = -3325\text{N} \cdot \sin(22,5^\circ) = -1272\text{N}$$

$$20) F_{B4v} = -F_G \cdot \cos(\beta) = -3325\text{N} \cdot \cos(22,5^\circ) = -3072\text{N}$$

Berechnung der Schnittkraftverläufe

Die Laufvariable des Schnittkraftverlaufes wird hier nur in den Grenzen der Lagerpunkte laufen.

$$0 \leq x < l_{4-5}$$

$$N = -F_{B5h}$$

$$Q = F_{B5v}$$

$$M_b = x \cdot F_{B5v}$$

$$x = l_{4-5}$$

$$N = -F_{B5h} - F_{B4h}$$

$$Q = F_{B5v} + F_{B4v}$$

$$M_b = x \cdot F_{B5v}$$

Darstellung der Schnittkraftverläufe

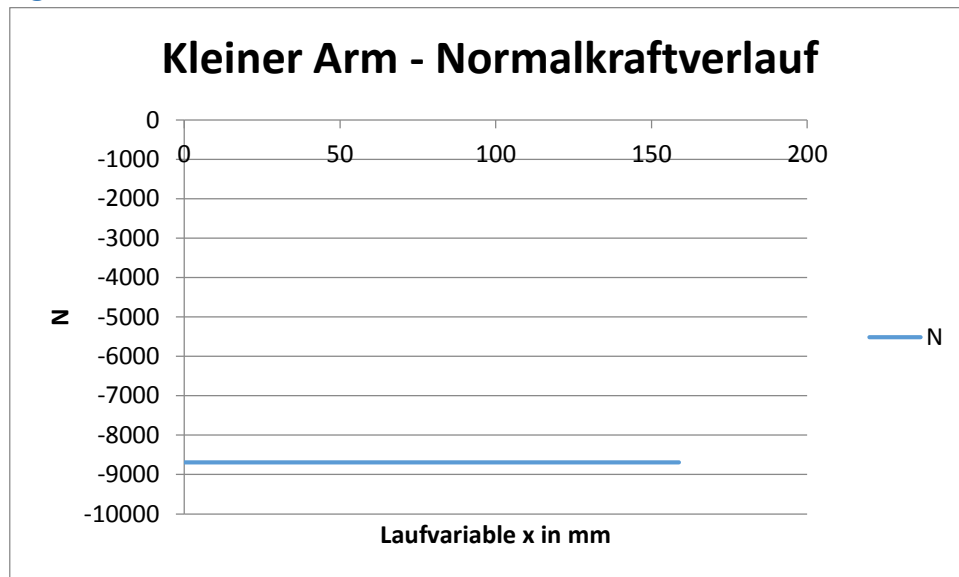


Tabelle 10: Normalkraftverlauf des kleinen Armes

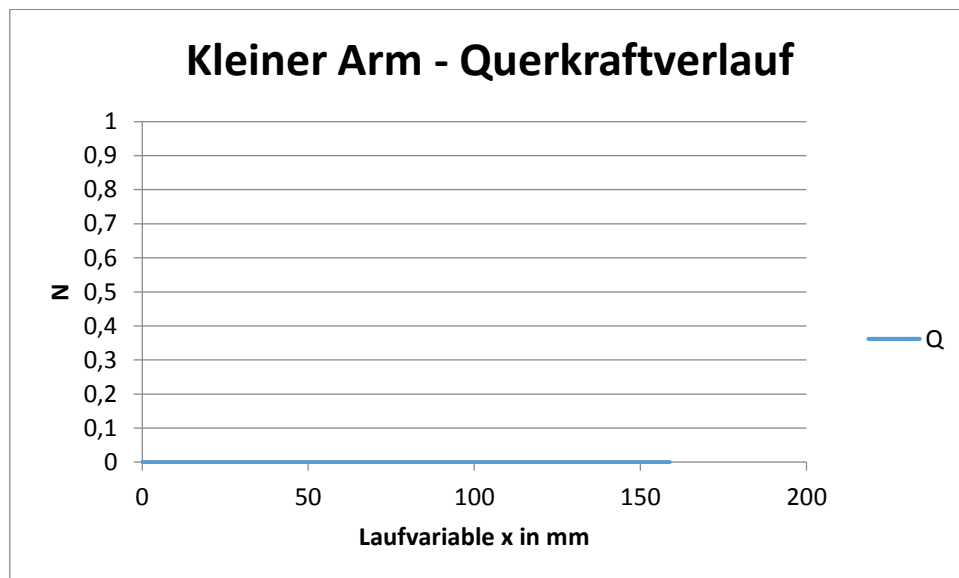


Tabelle 11: Querkraftverlauf des kleinen Armes

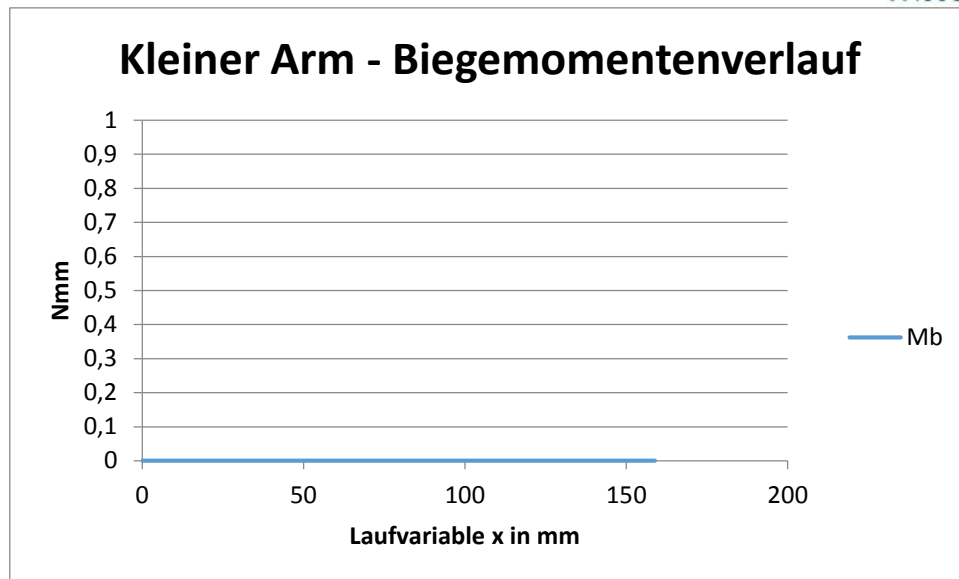


Tabelle 12: Biegemomentenverlauf des kleinen Armes

Querkraft- und Biegemomentverlauf sind auf ganzer Strecke Null. Es herrscht auf ganzer Strecke eine gleichbleibende Normalkraft. Diese ist negativ – damit handelt es sich um eine Belastung auf Druck.

Ermittlung des Mindestquerschnitts des Flachstahls

Die Zugkraft F_z ist an allen Stellen gleich, deswegen ist der kritische Querschnitt direkt auf Höhe der größten Bohrung zu betrachten. Die Berechnung genügt im statischen Bereich.

$$F_z = F_{B5h} = 8689N$$

Als erforderliche Sicherheit wird $S_F=1,5$ nach [TB3-14a] gewählt:

$$S_{F,min} = 1,5$$

Werkstoff ist der Baustahl S235JR nach [TB1-10] mit der Streckgrenze [TB1-1]:

$$R_{e,N} = 235 \frac{N}{mm^2}$$

Um die Berechnung nicht rekursiv zu gestalten wird zunächst auf den technologischen Größeneinfluss verzichtet und die Formel aus [FS3-25] gewählt:

$$\sigma_z \leq \frac{R_{e,N}}{S_{F,min}}$$

Nun wird die Formel für die Zugspannung eingesetzt und nach dem Mindestquerschnitt umgestellt [F3-1]. Dieser wird hier verdoppelt, da sich die Kraft auf 2 Querschnitte verteilt:

$$\sigma_z = \frac{F_z}{2 \cdot A_{min}} \leq \frac{R_{e,N}}{S_{F,min}}$$

$$\Rightarrow A_{min} = \frac{F_z \cdot S_{F,min}}{2 \cdot R_{e,N}} = \frac{8689N \cdot 1,5 \cdot mm^2}{2 \cdot 235N} = 27,73mm^2$$



Auswahl eines Flachstahls auf Basis des Mindestquerschnitts und der gewählten Nieten

Die Höhe des Flachstahls wird über den gewählten Nietdurchmesser ermittelt:

$$h_{\text{Flachstahl}_{\min}} = 2 \cdot 1,2 \cdot d_0 = 8,4\text{mm} + 2 \cdot 1,2 \cdot 8,4\text{mm} = 20,16\text{mm}$$

Gewählt wird die nächstgrößere Höhe nach [TB1-6]:

$$h_{\text{Flachstahl}} = b_{\text{TB1-5}} = 25\text{mm}$$

Mit diesem Maß kann über den Mindestquerschnitt zur sicheren Aufnahme der Druckkräfte die Mindesttiefe ermittelt werden:

$$A_{\min} = 27,73\text{mm}^2$$

$$t_{\text{Flachstahl}_{\min}} = \frac{A_{\min}}{h_{\text{Flachstahl}} - d_0} = \frac{27,73\text{mm}^2}{25\text{mm} - 8,4\text{mm}} = 1,67\text{mm}$$

Gewählt wird die Mindeststärke des Flachstahls nach [TB1-5]. Dies hat den schönen Nebeneffekt, dass eine Prüfung gegen das Ausbeulen/Abknicken der Flachstähe vermieden werden kann und auch die Belastung durch Lochleibung an Flachstahl und U-Profil gleich ist.

$$t_{\text{Flachstahl}} = t_{\text{ZB1-5}_{\min}} = 5\text{mm}$$

Festigkeitsnachweis

Rechnung auf Druck

Ermittlung der Sicherheit gegen Fließen, mit der Sicherheit S_F aus [TB3-14a]:

$$A_{\text{Flachstahl}_{\text{Bohrung}}} = t_{\text{Flachstahl}} \cdot (h_{\text{Flachstahl}} - d_0) = 5\text{mm} \cdot (25\text{mm} - 8,4\text{mm}) = 83\text{mm}^2$$

$$K_t = 1$$

$$S_{F \min} = 1,5$$

$$S_F = \frac{K_t \cdot R_{e,N}}{\sigma_{\text{vorh}}} = \frac{K_t \cdot R_{e,N} \cdot 2 \cdot A_{\text{Flachstahl}_{\text{Bohrung}}}}{F_{B3}} = \frac{1 \cdot 235\text{N} \cdot 2 \cdot 83\text{mm}^2}{8689\text{N} \cdot \text{mm}^2} = 4,49$$

$$4,49 > 1,5$$

Rechnung gegen Knickung

$$E = 210000 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$A = t \cdot b = 5\text{mm} \cdot 25\text{mm} = 125\text{mm}^2$$

Die Druckspannung ergibt sich aus der halben Druckkraft aus der Statik, da der kleine Arm aus 2 Flachstähen besteht:

$$\sigma_{\text{vorh}} = \frac{0,5 \cdot F_{B3}}{A} = \frac{0,5 \cdot 8689\text{N}}{125\text{mm}^2} = 34,8 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Als minimales Widerstandsmoment I_{\min} wird das Widerstandsmoment im Falle eines Ausbeulens in Richtung der Dicke t gewählt. Daraus folgt automatisch die Betrachtung, dass es sich um den Euler-Knickfall 4 handelt da in dieser Richtung der Flachstahl keine Bewegung erfahren kann (Fstl. Bild 2.76):

$$I_{\min} = \min \left\{ \begin{array}{l} \frac{b \cdot t^3}{12} = \frac{25\text{mm} \cdot 5^3\text{mm}^3}{12} = 260,416\text{mm}^4 \\ \frac{t \cdot b^3}{12} = \frac{5\text{mm} \cdot 25^3\text{mm}^3}{12} = 6510,416\text{mm}^4 \end{array} \right. = 260,416\text{mm}^4$$



$$l_K = 0,5 \cdot (l - 2 \cdot l_1) = 0,5 \cdot (185\text{mm} - 2 \cdot 13\text{mm}) = 79,5\text{mm}$$

Die Knickspannung ergibt sich nach (Fstl Gl. 2.104):

$$\sigma_K = \frac{F_K}{A} \approx \frac{E \cdot I_{\min}}{A \cdot l_K^2} = \frac{210000\text{N} \cdot 260,416\text{mm}^4}{\text{mm}^2 \cdot 125\text{mm}^2 \cdot 79,5^2\text{mm}^2} = 69,2 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Damit ergibt sich der Schlankheitsgrad λ nach (Fstl Gl. 2.107):

$$\lambda \approx \sqrt[2]{\frac{E}{\sigma_K}} = \sqrt[2]{\frac{210000\text{N} \cdot \text{mm}^2}{\text{mm}^2 \cdot 69,2\text{N}}} = 55,09$$

Für S235JR ist die Grenzsclankheit $\lambda_0=104$ nach (Fstl TB2-6):

$$\lambda_0 = 104$$

Da der Schlankheitsgrad kleiner als die Grenzsclankheit ist, gilt die elastisch-plastische Knickung nach Tetmajer. Die Formel für die Knickspannung wird (Fstl TB2-6) entnommen. Da λ kleiner 65 gilt:

$$\sigma_K = 235 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

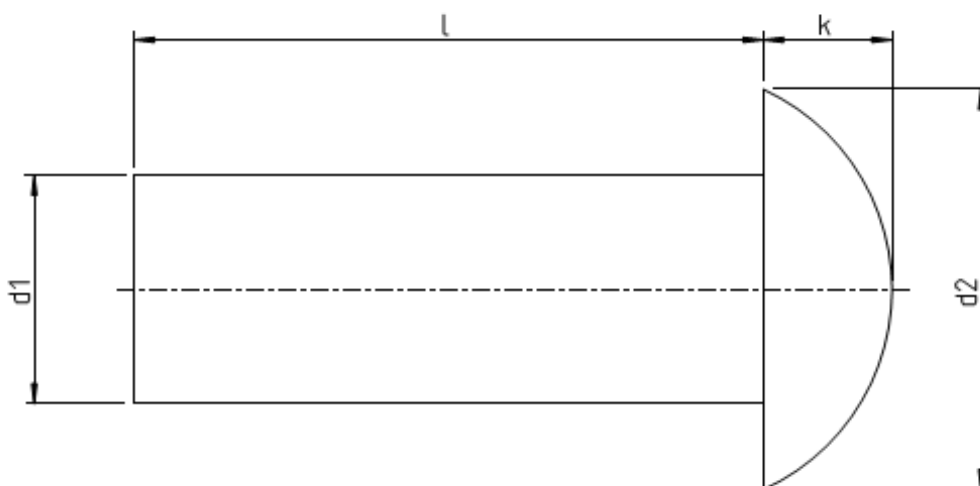
Damit kann die Sicherheit ermittelt werden (FS 8.75). Die Mindestsicherheit wird der Festigkeitslehre entnommen:

$$S_{\min} = 3$$

$$S = \frac{\sigma_K}{\sigma_{\text{vorh}}} = \frac{235\text{N} \cdot \text{mm}^2}{34,8\text{N} \cdot \text{mm}^2} = 6,75$$

$$6,75 > 3$$

Halbrundniete DIN660 – 8x22 S235JR



5:1

Abbildung 26: Skizze Halbrundniet

Entwurfsberechnung

Um die Dimensionen der Nieten möglichst klein zu wählen, werden sie nicht als Bolzen behandelt. Dies führt in der Konstruktion zu dem Vorteil, dass die Spindel zwischen den Nieten Platz hat. Für die Berechnung einer Nenndurchmesser-Empfehlung nach [FS7-10] benötigt man in diesem Fall die Stärke des dünneren Verbindungsbleches.

$$t_{min} = t_{Flachstahl} = 5mm$$

$$d_1 \approx \sqrt[2]{50 \cdot t_{min}} - 2 = 13,81mm$$

Aufgrund des Maximalen Bohrungsdurchmessers d_0 am gewählten U-Profil wird der Nietdurchmesser kleiner gewählt:

$$d_0 = 8,4mm$$

$$d_1 = 8mm$$

Daraus folgt der Lochdurchmesser aus [DIN660]:

$$d_0 = 8,4mm$$

Allerdings bedeutet die Wahl eines solchen Nietdurchmessers auch, dass die Nietung nicht als Bolzen, wie in der Konzeptauswahl gewählt, ausgeführt werden kann. Das Maximale Biegemoment wird zu hoch. Deswegen werden statt einem „Bolzen“ zur Verbindung 2 Nietverbindungen gesetzt, die außerdem das Eintauchen der Spindel in die Achse der Nietverbindungen zulässt.

Für die erforderliche Nietlänge benötigt man die Summe der maximalen Blechdicken an der Stelle der Nietung (U-Profil 8% Gefälle) und die vom Fertigungsverfahren abhängige Überstandslänge beim Schließkopf [FS7-11]:

$$t_{U-ProfilFräsung} = 7mm = 6mm = 5mm$$

$$\sum t = t_{U-ProfilFräsung} + t_{Flachstahl} = 5mm + 5mm = 10mm$$

Die Klemmlänge liegt im Bereich der möglichen Nietungslängen $l_{max}=45$, bzw. 65mm [FS7-11]

$$l_{üMaschinennietung} \approx \frac{4}{3} d_1 = \frac{4}{3} \cdot 8mm = 11,7mm$$

$$l_{min} = \sum t + l_{üMaschinennietung} = 10mm + 11,7mm = 21,7mm$$

Die Länge wird gewählt nach lieferbaren Ausführung nach [DIN660]:

$$l = 22mm$$

Nun muss geprüft werden, ob es vom Platz her möglich ist die Niete einzubauen. Dazu wird von der Gesamttiefe des U-Profils zweimal die maximale Tiefe auf Höhe des Flachstahls; zweimal die Tiefe des Flachstahls, ein eingebauter Nietenkopf k_1 [DIN660] und der Nietenkopf des einzusetzenden Teils abgezogen:

$$t_{U-Profil} = 30mm = 40mm$$

$$t_{Flachstahl} = 5mm$$

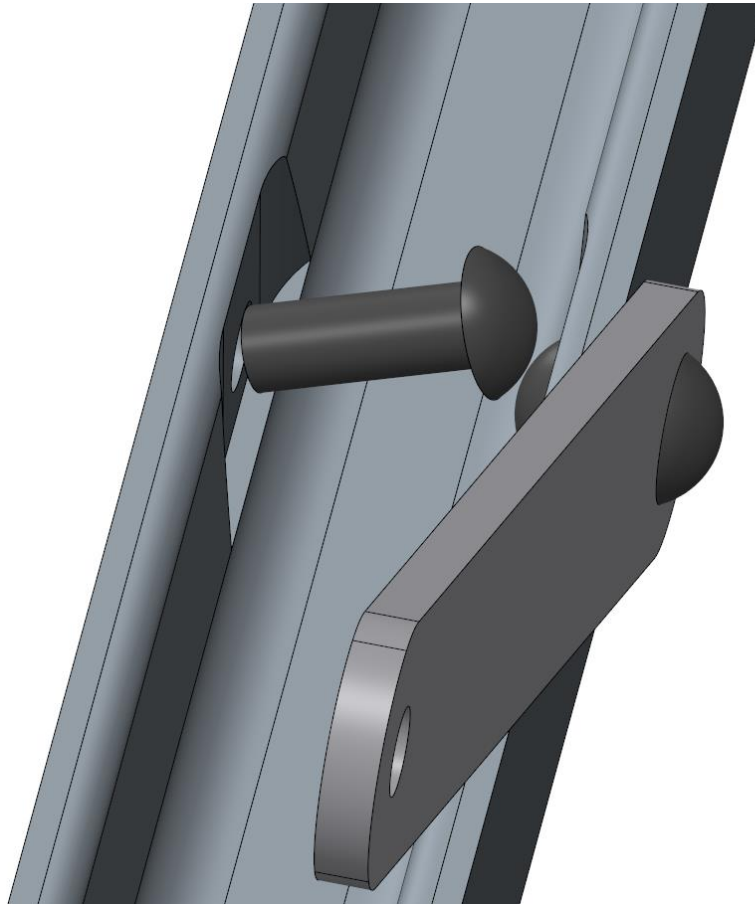
$$k_1 = 4,8mm$$

$$l_{max} = t_{U-Profil} - 2 \cdot t_{U-ProfilFräsung} - k_1 = 40mm - 2 \cdot 5mm - 4,8mm - 4,8mm = 20,4mm$$

Da die maximale Länge unter der minimalen Länge liegt, wäre die Wahl eines breiteren U-Profils notwendig. Dies wäre unnötiges Gewicht, weswegen die maximale Länge im CAD genauer geprüft wird. Da der Bohrungsdurchmesser 0,4mm größer ist als der Nietnenndurchmesser und der



gegenüberliegende Nietkopf rund ist, besteht die Möglichkeit den Niet schräg einzuführen und gegebenenfalls einzuschlagen.



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

Festigkeitsrechnung

Die Nieten in der Mitte des großen Armes werden am meisten belastet, deswegen werden nur sie geprüft und ihr Durchmesser auf die anderen einzusetzenden Verbindungen übernommen.

Die Nieten werden auf Abscheren geprüft. Hierzu wird die Zugfestigkeit $R_{m \text{ Niet}}$ [FS7-12]; der Teilsicherheitsbeiwert γ_{M2} [FS7-13] und der Querschnitt des Niets benötigt. Als Werkstoff wird der Baustahl S235 gewählt:

$$R_{m \text{ Niet}} = 400 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$\gamma_{M2} = 1,25$$

$$A = 0,25 \cdot \pi \cdot d_1^2 = 0,25 \cdot \pi \cdot 8^2 \text{mm}^2 = 50,27 \text{mm}^2$$

Damit ergibt sich die Abschertragfähigkeit je Scherfuge nach [FS9-10]:

$$F_{v \text{ Rd}} = \frac{0,6 \cdot R_{m \text{ Niet}} \cdot A}{\gamma_{M2}} = \frac{0,6 \cdot 400 \text{N} \cdot 50,27 \text{mm}^2}{1,25 \cdot \text{mm}^2} = 9651 \text{N}$$

Mit einer maximalen angreifenden Kraft $F_{B5}/2 = F_{B2}/2 = F_{v \text{ Ed}}/2 = 8689 \text{N}$ ist die Abschertragfähigkeit gewährleistet:

$$4345 \text{N} < 9651 \text{N}$$

Des Weiteren wird der Niet auf Lochleibungstragfähigkeit geprüft [FS9-11] geprüft. Hierzu wird ein Teilsicherheitsbeiwert γ_{M2} ; Die kleinste Dicke t , auf der der Bolzen aufliegt; der Beiwert für quer zur



Kraftrichtung liegende Niete für Randnieten k_1 [TB8-17; TB7-2]; Beiwert für in Kraftrichtung liegende Niete für Randnieten α_b [TB8-17; TB7-2]; und der Durchmesser der Bohrung d_0 benötigt:

$$\gamma_{M2} = 1,25$$

$$t = \min \left\{ \begin{array}{l} t_{U_stahl_Fräsung} \\ t_{Flachstahl} \end{array} \right\} = \begin{cases} 5mm \\ 5mm \end{cases} = 5mm$$

$$k_1 = \min \left\{ \begin{array}{l} 2,8 \cdot \frac{e_2}{d_0} - 1,7 \\ 1,4 \cdot \frac{p_2}{d_0} - 1,7 \end{array} \right\} = 2,8 \cdot \frac{e_2}{d_0} - 1,7 = 2,8 \cdot \frac{1,5 \cdot d_0}{d_0} - 1,7 = 2,5$$

$$\alpha_b = \frac{e_1}{3 \cdot d_0} = \frac{1,2 \cdot d_0}{3 \cdot d_0} = 0,4$$

$$d_0 = 8,4mm$$

$$F_{b\,Rd} = k_1 \cdot \alpha_b \cdot d_0 \cdot t \cdot \frac{R_m}{\gamma_{M2}} = 2,5 \cdot 0,4 \cdot 8,4mm \cdot 5mm \cdot \frac{400N}{1,25 \cdot mm^2} = 13440N$$

Mit einer maximalen angreifenden Kraft $F_{B5}/2 = F_{B2}/2 = F_{v\,Ed}/2 = 8689N$ ist die Abschertragfähigkeit gewährleistet:

$$4345N < 13440N$$

Auflagestück S235JR

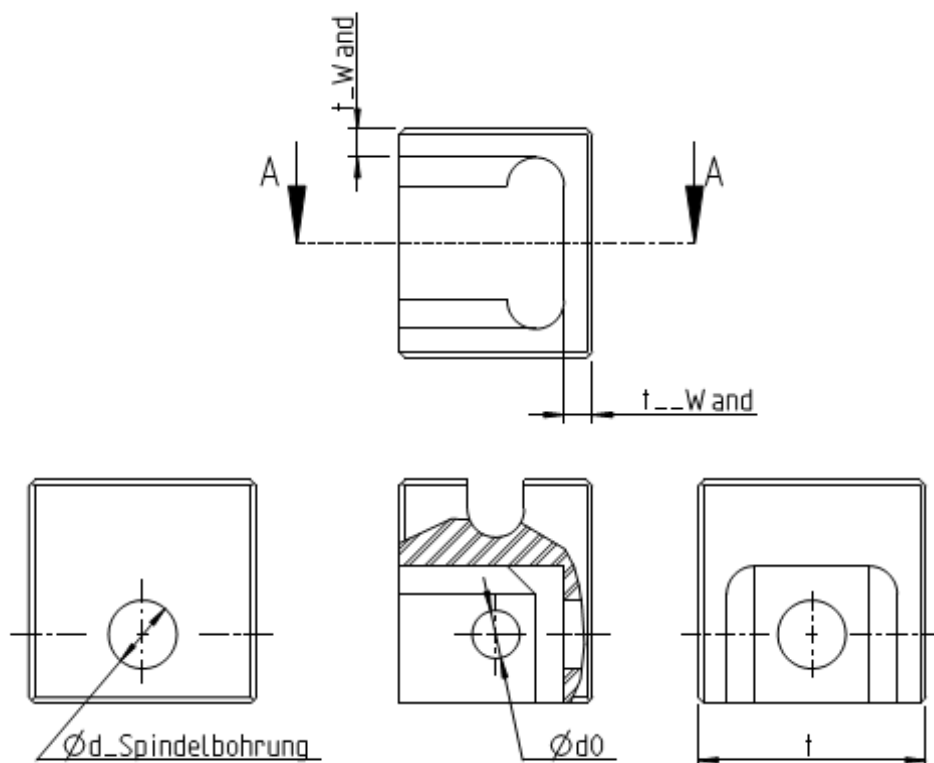


Abbildung 27: Skizze Auflagestück

Entwurf

Als Werkstoff wird der günstigste, S235JR, gewählt.



Als Wandstärke wird die gleiche wie beim U-Profil; dem Flachstahl und dem Fußstück gewählt, um die Nietverbindung gleich zu halten und keine neuen Festigkeitsberechnungen erforderlich zu machen:

$$t_{\text{Wand}} = 5\text{mm}$$

Als Bohrungsdurchmesser für die Nietverbindung wird derselbe wie beim U-Profil; dem Flachstahl und dem Fußstück gewählt:

$$d_0 = 8,4\text{mm}$$

Als Durchmesser zur Aufnahme der Spindel wird der Nennspindeldurchmesser gewählt und mit einem Aufmaß versehen:

$$d_{\text{Spindelbohrung}} = 12H7$$

Festigkeitsnachweis

Lochleibungstragfähigkeit wurde mit den Bolzen bereits nachgewiesen – der Werkstoff ist derselbe. Es ist überschlägig zu prüfen, ob die Wandstärke ausreicht um eine ausreichende Sicherheit gegen Biegung zu gewährleisten [FSA3-1]. Die Spindelkraft wird auf die Randbereiche aufgeteilt, da die Seitenwände die Wand stützen. Der belastete Querschnitt wird als quasi oben und unten fest-eingespannt betrachtet. Somit befindet sich das maximale Biegemoment nicht auf der Spindelachse:

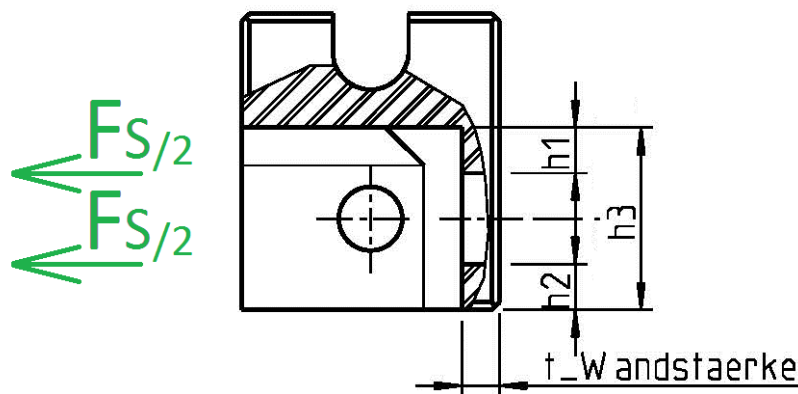


Abbildung 28: Kraftannahme für Biegung an der Auflage

Die Kraft kommt aus der Statik und wird weiterhin mit 135° gerechnet, obwohl dies nicht erforderlich ist:

$$F_s = 8027\text{N}$$

$$h_1 = h_2 = 6\text{mm}$$

$$h_3 = 24\text{mm}$$

$$t_{\text{Wandstaerke}} = 5\text{mm}$$

Aus folgenden Werten lässt sich das Widerstandsmoment errechnen:

$$e = \frac{h_1}{2} = \frac{6\text{mm}}{2} = 3\text{mm}$$

$$W_b = \frac{h_2 \cdot t_{\text{Wandstaerke}}^3}{e} = \frac{6\text{mm} \cdot 5^3\text{mm}^3}{3\text{mm}} = 750\text{mm}^3$$

Der Hebel für das maximale Biegemoment entspricht der der Höhe h_1 . Daraus lässt dich mit der halben Spindelkraft das maximale Biegemoment bestimmen:

$$M_{b\text{ max}} = \frac{F_s}{2} \cdot h_1 = \frac{8027\text{N}}{2} \cdot 6\text{mm} = 24081\text{Nmm}$$

Aus diesen beiden Werten lässt sich folglich die anliegende maximale Biegespannung ermitteln:

$$\sigma_{b \max} = \frac{M_{b \max}}{W_b} = \frac{24081 \text{ Nmm}}{750 \text{ mm}^3} = 32,1 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Im nächsten Schritt wird die Biegefließgrenze ermittelt [FS 3-16]. Dabei wird der technologische Größeneinfluss zur Vereinfachung zu 0 gesetzt:

$$K_t = 1$$

$$\sigma_{bF} = 1,2 \cdot R_{e,N} \cdot K_t = 1,2 \cdot 235 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \cdot 1 = 282 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Als Mindestsicherheit wird wegen ungenauer Berechnung $S_F=3$ gewählt:

$$S_{F \min} = 3$$

Damit ergibt sich eine überschlägige Sicherheit von:

$$S_F = \frac{\sigma_{bF}}{\sigma_{b \max}} = \frac{282 \text{ N} \cdot \text{mm}^2}{32,1 \text{ N} \cdot \text{mm}^2} = 8,79$$

$$8,79 > 3$$

Fußstück S235JR

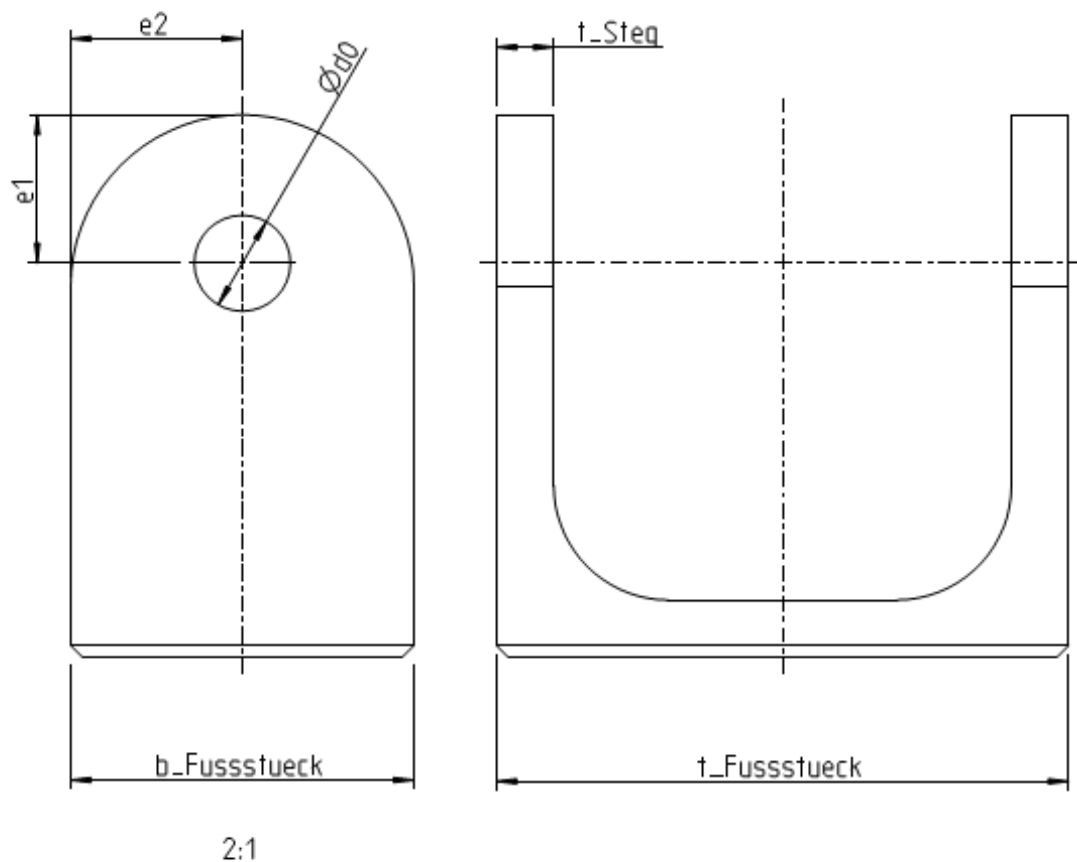


Abbildung 29: Skizze Fußstück

Geometrische Vorauslegung

Das Fußstück wird so gestaltet, dass die Kraft über 2 Stege abgeleitet wird

Die Tiefe des Fußstücks entspricht der Tiefe des U-Profils:

$$t_{\text{Fußstück}} = t_{\text{U-Profil}} = 40\text{mm}$$

Um die Nietverbindung einheitlich zu gestalten wird die Tiefe der Stege gleich der Tiefe der gefrästen Stellen des U-Profils gewählt:

$$t_{\text{Steg}} = t_{\text{U-Profil-Fräsung}} = 5\text{mm}$$

Die Bohrung des Nietdurchmessers beträgt:

$$d_0 = 8,4\text{mm}$$

Der Abstand der Bohrung zur Oberkante wird nach [TB7-2] dem 1,5-fachen des Bohrungsdurchmessers gesetzt:

$$e_1 \approx 1,5 \cdot d_0 = 1,5 \cdot 8,4\text{mm} = 13\text{mm}$$

$$e_2 \approx 1,2 \cdot d_0 = 1,2 \cdot 8,4\text{mm} = 10\text{mm}$$

Festigkeitsnachweis

Als Werkstoff wird der Baustahl S235JR gewählt.

Die Stege werden jeweils mit der halben Bolzenkraft F_{B3} belastet. Der Minimale-Querschnitt befindet sich auf Ebene des Maßes „Abstand_{horizontal}“:

$$F = \frac{F_{B3}}{2} = \frac{3325\text{N}}{2} = 1662,5\text{N}$$

$$A = t_{\text{Steg}} \cdot (2 \cdot \text{Abstand}_{\text{horizontal}}) = 5\text{mm} \cdot (2 \cdot 10\text{mm}) = 100\text{mm}^2$$

Die zulässige Druckspannung errechnet sich mit der Sicherheit gegen Fließen $S_{F \min}$ [TB3-14a] und der Streckgrenze $R_{e,N}$ [TB1-1] und dem technologischen Konstruktionsfaktor K_t [TB3-11a], dem die Tiefe von 60mm zugrunde gelegt wird:

$$R_{e,N} = 235 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$K_t = 1 - 0,26 \cdot \log\left(\frac{d}{32\text{mm}}\right) = 1 - 0,26 \cdot \log\left(\frac{50\text{mm}}{32\text{mm}}\right) = 0,95$$

$$S_{F \min} = 1,5$$

$$\sigma_{d \text{ zul}} = \frac{R_{e,N} \cdot K_t}{S_F} = \frac{235\text{N} \cdot 0,95}{1,5 \cdot \text{mm}^2} = 148,8 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Nun kann die tatsächliche Druckspannung berechnet werden und mit der zulässigen Spannung verglichen werden [FS3-1]:

$$\sigma_d = \frac{F}{A} = \frac{1662,5\text{N}}{100\text{mm}^2} = 16,63 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$16,63 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} < 145,7 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$S_F = \frac{R_{e,N} \cdot K_t}{\sigma_d} = \frac{235\text{N} \cdot 0,95 \cdot \text{mm}^2}{16,63 \cdot \text{mm}^2 \cdot \text{N}} = 13,14$$

Belastbarkeitsbedingung des Untergrunds – zulässige Bodenpressung

Der Untergrund muss dem Druck des Wagenhebers standhalten. Das Eigengewicht und die Grundfläche werden dem CAD-Bereich entnommen:

$$F_{\text{Eigengewicht}} = 10\text{kg}$$

$$A_{\text{Standfuß}} = t_{\text{Fussstueck}} \cdot b_{\text{Fussstueck}} = 50\text{mm} \cdot 30\text{mm} = 1500\text{mm}^2$$

$$\sigma = \frac{F}{A} = \frac{F_G + F_{\text{Eigengewicht}}}{A_{\text{Standfuß}}} = \frac{3325\text{N} + 98\text{N}}{504\text{mm}^2} = 2,282 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Daraus folgt, dass der Wagenheber ohne Unterlage zur Kraftverteilung, nur auf Beton oder Asphalt eingesetzt werden sollte. Der Untergrund sollte mindestens 228N/cm² tragen können.

Hebel DIN 3113 Form B



Abbildung 30: Skizze Maul-Ringschlüssel

Als Handkurbel eignen sich zum Beispiel gewöhnliche 7mm Ring-Maulschlüssel nach DIN 3113 Form B oder eine ½" Ratsche mit 7mm-Nuß.

$$SW = SW7$$

$$l = 127\text{mm}$$

$$t_2 = 6,9\text{mm}$$

Die maximal aufzubringende Kraft ist gegeben:

$$F_{\text{Hand}} = 34\text{daN} = 340\text{N}$$

Erforderliches Drehmoment:

$$M = M_G + M_{RL} = (9004\text{Nmm} + 5900\text{Nmm}) = 14904\text{Nmm}$$

Mindesthebellänge bei gegebener Handkraft:

$$l_{\text{min}} = \frac{M}{F_{\text{Hand}}} = \frac{14904\text{Nmm}}{340\text{N}} = 43,8\text{mm}$$

Eine Überprüfung erübrigt sich für Maulschlüssel, wenn beispielsweise DIN3113 Form B eine Gesamtlänge von 127mm hat. Die tatsächlich benötigte Handkraft kann auf halber Hebellänge ermittelt werden:

$$l_{\text{DIN3113_Form_B}} = 127\text{mm}$$

$$F_{\text{Hand_erforderlich}} = \frac{M \cdot 2}{l_{\text{DIN3113_Form_A}}} = \frac{14904\text{Nmm} \cdot 2}{127\text{mm}} = 234,71\text{N} \approx 23,5\text{daN}$$

Es ist zu prüfen, ob bei der festgelegten Ausgangshöhe von 210mm der Schraubenschlüssel noch um 360° drehbar ist, zwecks Ergonomie:

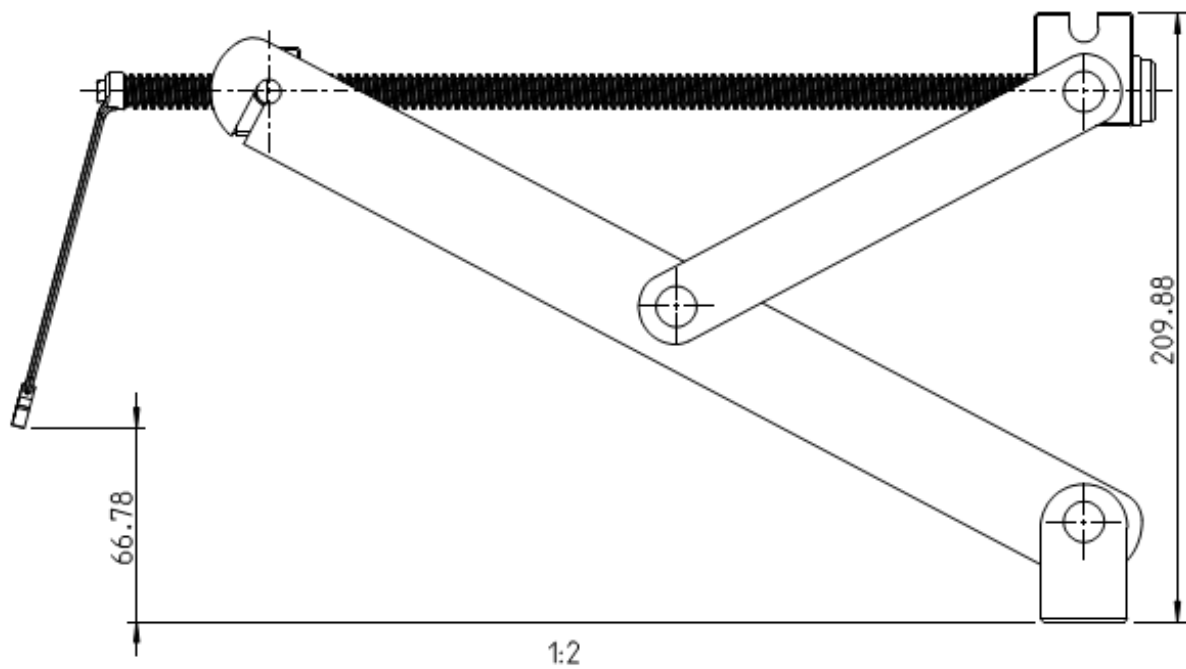


Abbildung 31: Überprüfung der Bodenfreiheit bei Kurbelprozess

Zuletzt ist noch im CAD-Bereich zu prüfen, ob der gekröpfte Schlüssel oder eine Ratsche zum Zusammenfahren des Wagenhebers abgesetzt werden muss oder, ob eine durchgehende Drehbewegung erlaubt ist:

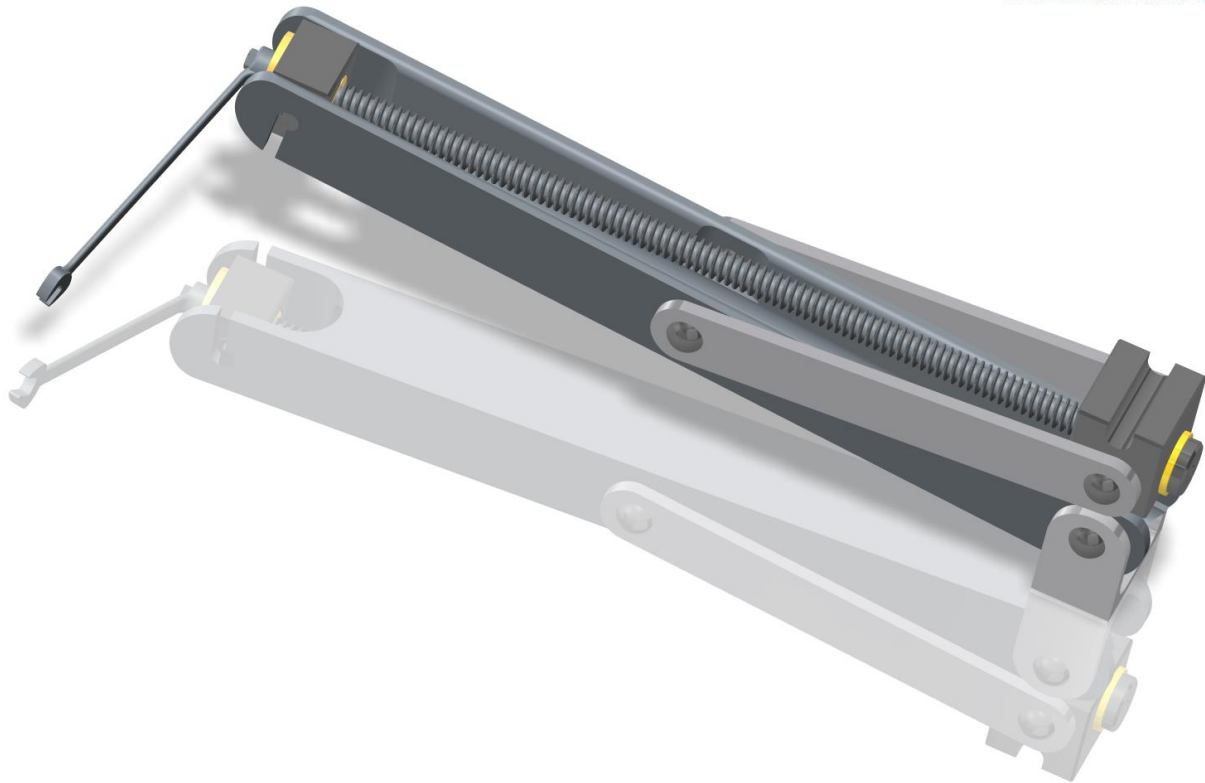


Abbildung 32: Überprüfung der Freiheit bei Zusammenfahrvorgang

Fertigungsempfehlungen

Die Bohrung zwischen Muttereinsatz und der Mutterhalterung ist im Zusammenbau zu fertigen.
Die Mutter sollte mit einem Gummihammer in die Mutterhalterung eingeschlagen werden.
Sämtliche Nieten sollten kalt hydraulisch gesetzt werden.
Bei Montageproblemen ist ein Anfasen des Nietfußes mit 1mm zulässig.
Um Verspannungen zu vermeiden sollten die Bohrungen der beiden Flachstähle (Kleiner Arm) im Zusammenbau erfolgen.
Die Spindel ist vor Einbau mit einem Mehrzweckfett zu benetzen.
Sämtliche Gelenke sollten abschließend mit einem Kriechöl geschmiert werden.

Bedienungshinweise

Der Wagenheber sollte ohne Unterlage zur Kraftverteilung, nur auf Beton oder Asphalt eingesetzt werden. Der Untergrund sollte mindestens 700N/cm^2 tragen können.
Die Festigkeitsberechnung erfolgte unter einem Winkel von $\alpha=135^\circ$, das heißt unter einer Höhe von 183,19mm. Dies sollte als Empfehlung für den kleinsten Winkel unter maximaler Belastung von 332,5daN genommen werden.

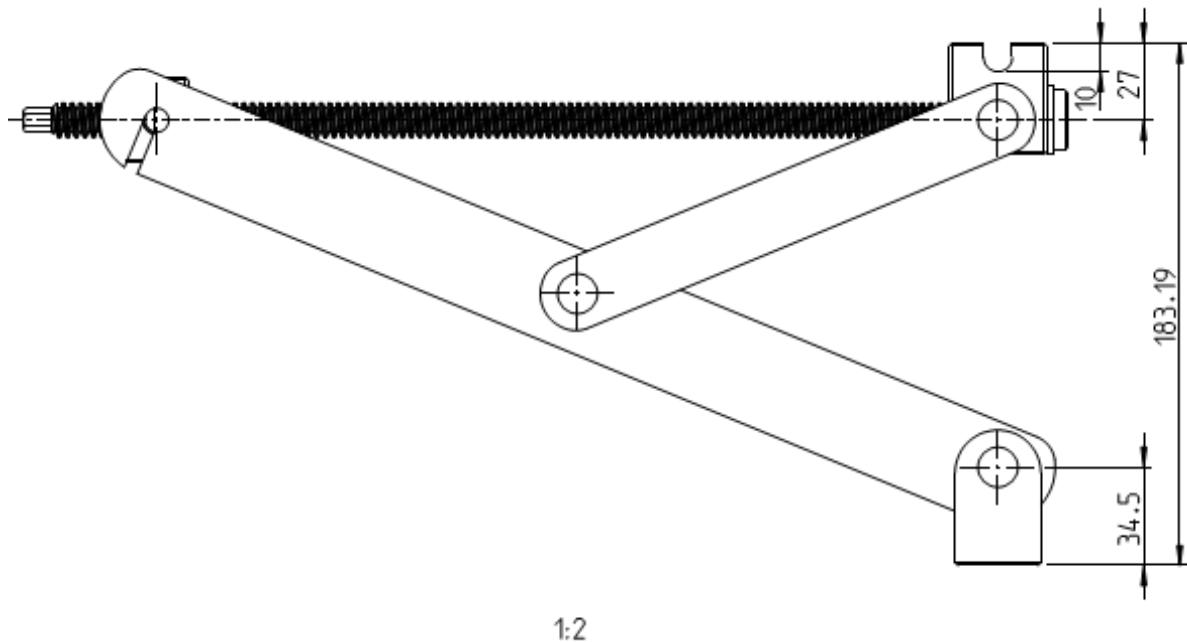


Abbildung 33: mit Sicherheit ertragbare Minimaltiefe des Wagenhebers bei geforderter Belastung

Setzen Sie den Wagenheber unter eine dafür vorgesehene, markierte, versteifte Stelle am Schweller ihres Autos. Achten Sie darauf die Nut des Auflagers in die Feder des Schwellers zu setzen, damit der Wagenheber nicht abrutschen kann und kurbeln Sie mit einem Maulschlüssel oder Ähnlichem den Wagenheber auf die gewünschte Höhe hinauf.

Eine nachträgliche Schmierung der Spindel ist über den Lebenszyklus nicht nötig. Bei arger Verschmutzung mit Sand oder Ähnlichem wird dringend empfohlen alle beweglichen Teile mit Kaltreiniger oder Ähnlichem zu reinigen. Es wird außerdem empfohlen eine Neueinfettung der Spindel mit Mehrzweckfett NLGI-2 oder Ähnlichem, zum Schutz vor Korrosion, vorzunehmen und die restlichen beweglichen Teile mit einem Kriechöl zu beölen.

Quellen

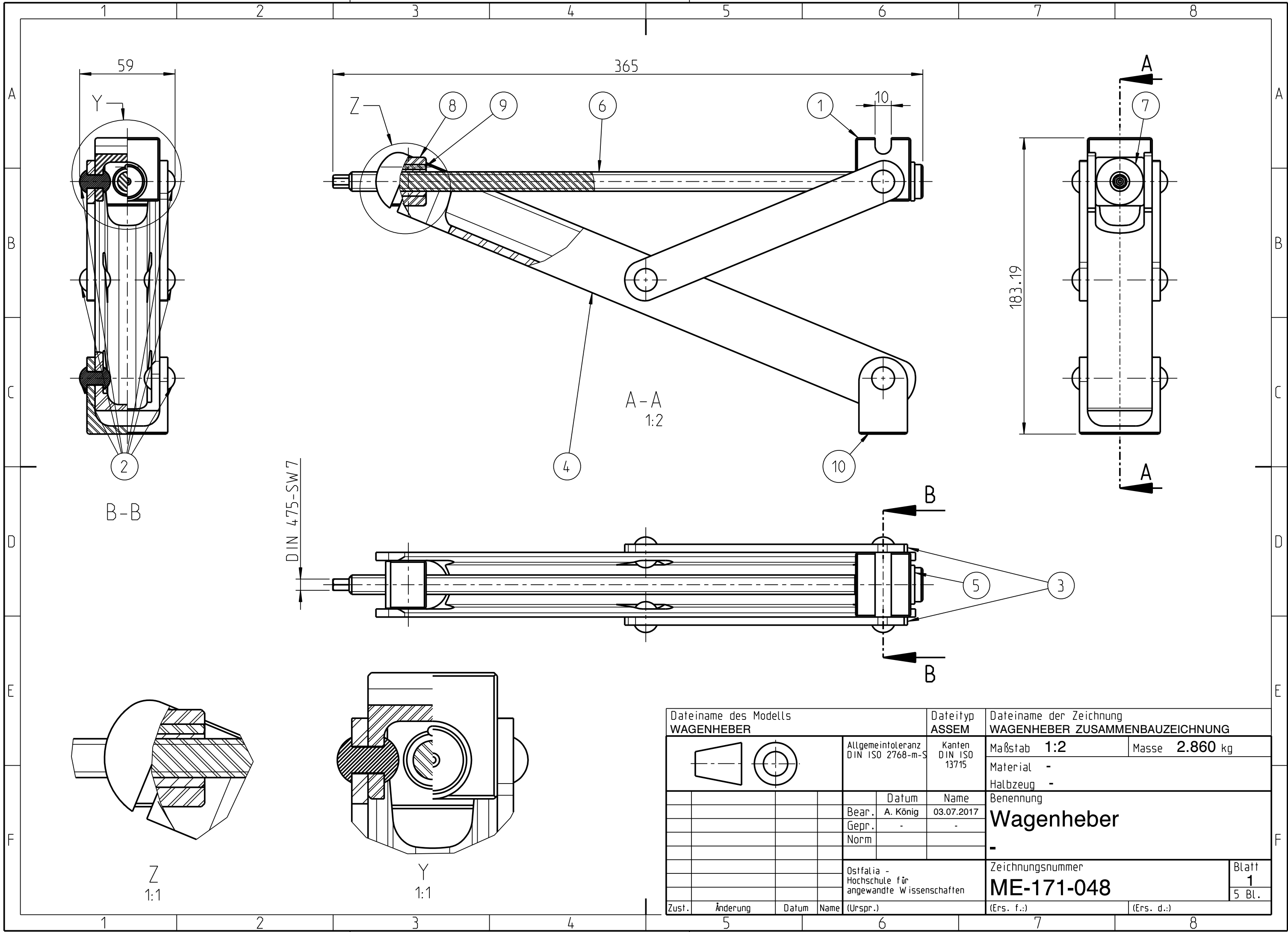
- 1) DIN 660 siehe Anhang
- 2) DIN 6325 siehe Anhang
- 3) DIN 124 Form A siehe Anhang
- 4) <http://www.integralrechner.de/#>
- 5) <https://de.wikipedia.org/wiki/Kreissegment>
- 6) https://www.bau.uni-siegen.de/subdomains/bauinformatik/lehre/tm1/arbeitsblaetter/arbeitsblatt_schwerpunkt_einiger_flaechen.pdf
- 7) Roloff Matek Maschinenelemente Formelsammlung Auflage 13, Springer Vieweg Verlag
- 8) Roloff Matek Maschinenelemente Tabellenbuch Auflage 11, Springer Vieweg Verlag
- 9) Roloff Matek Maschinenelemente Auflage 22, Springer Vieweg Verlag
- 10) Festigkeitslehre für Wirtschaftsingenieure, Vieweg Teubner Verlag

Anhang

Zeichnungssatz

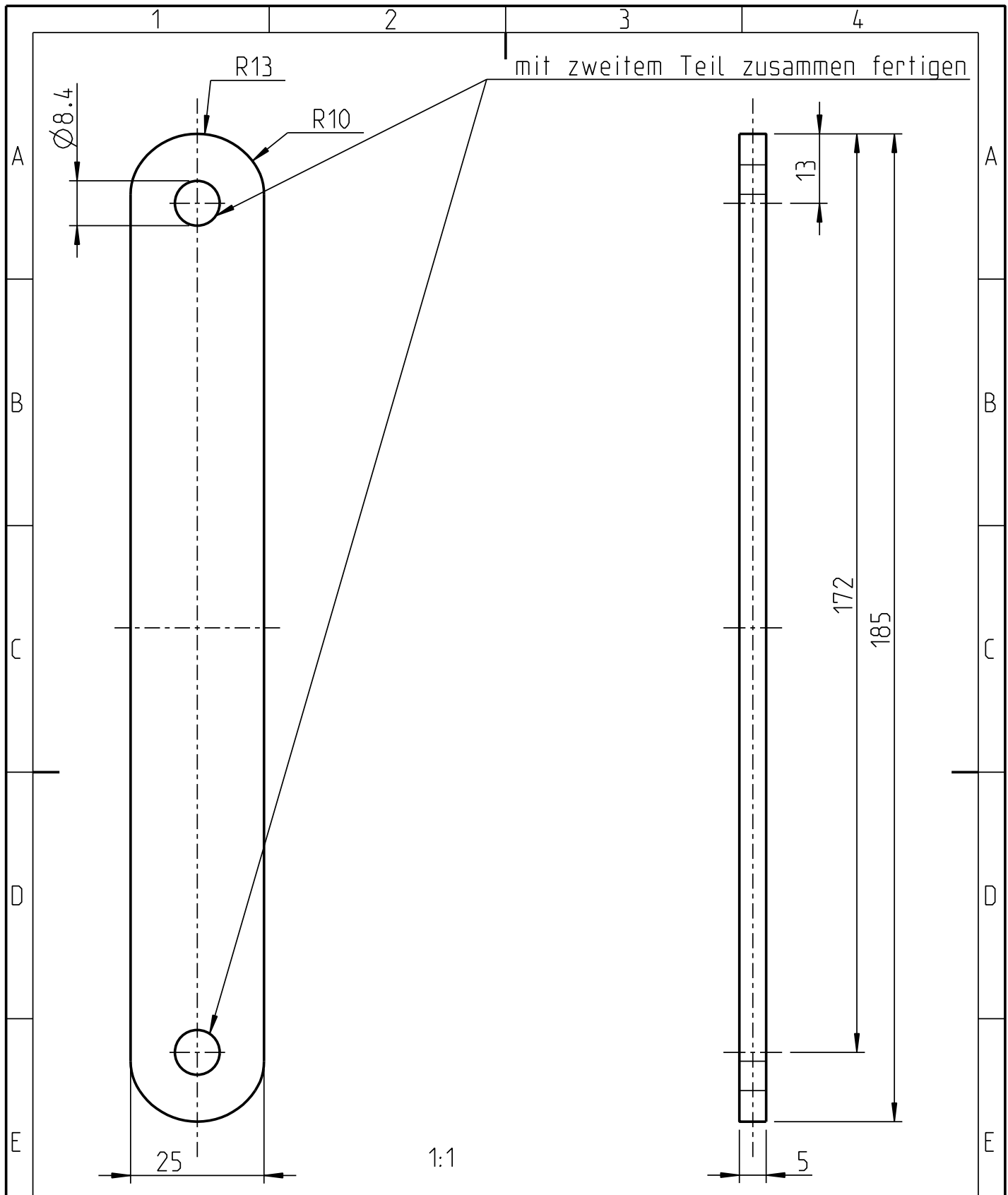
DIN 660

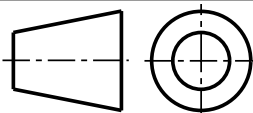
DIN 6325
DIN124 Form A

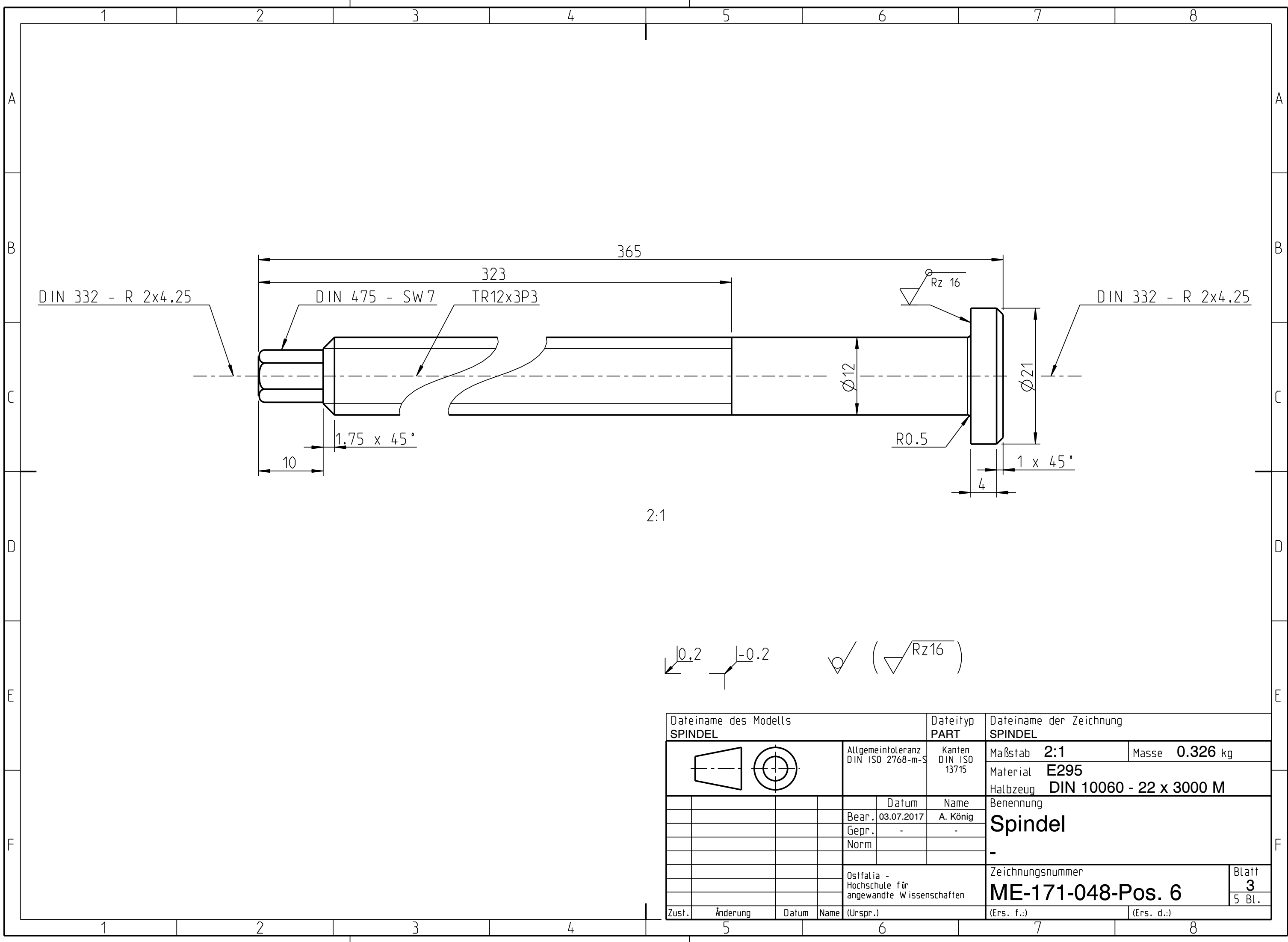


Dateiname des Modells WAGENHEBER				Dateityp ASSEM		Dateiname der Zeichnung WAGENHEBER ZUSAMMENBAUZEICHNUNG	
				Allgemeintoleranz DIN ISO 2768-m-S		Kanten DIN ISO 13715	Maßstab 1:2
				Datum		Name	Masse 2.860 kg
				Bear. A. König		03.07.2017	Material -
				Gepr. -		-	Halbzeug -
				Norm			Benennung
							Wagenheber
							-
				Ostfalia - Hochschule für angewandte Wissenschaften		Zeichnungsnummer	Blatt
						ME-171-048	1
						(Ers. f.:)	5 Bl.
Zust.	Änderung	Datum	Name	(Urspr.)		(Ers. d.:)	

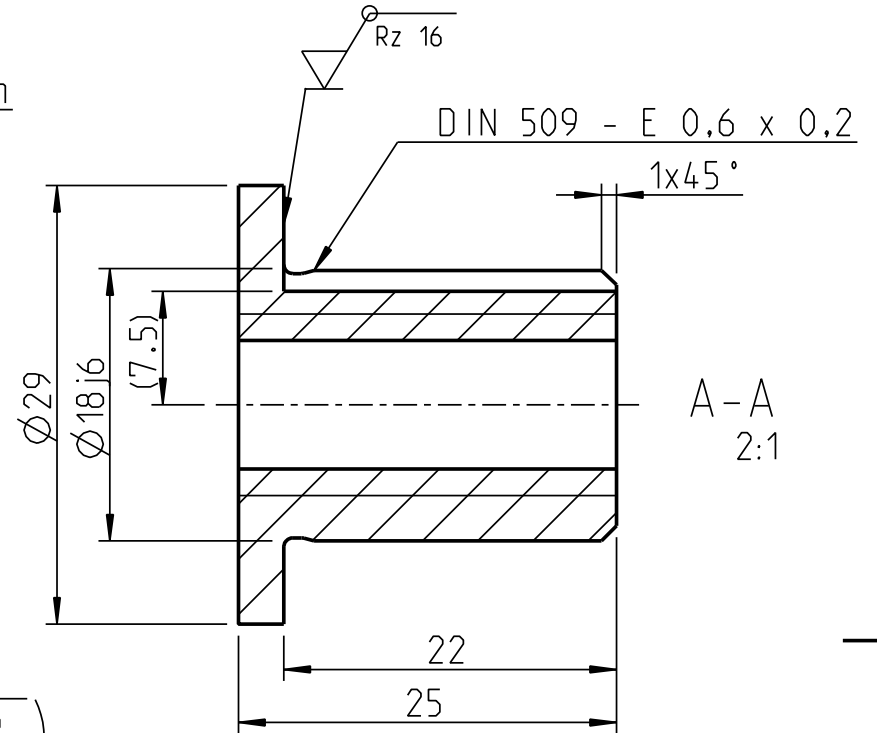
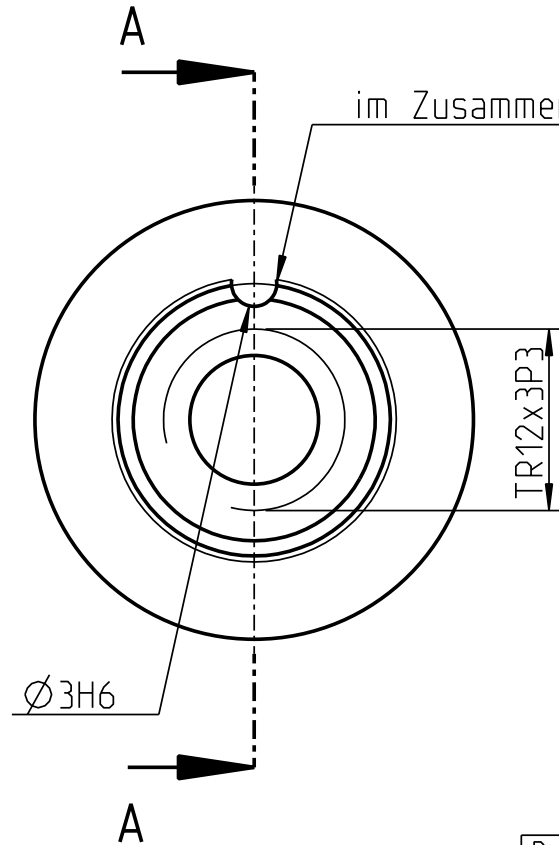
[illegible]



Dateiname des Modells FLACHSTAHL				Dateityp PART		Dateiname der Zeichnung KLEINER ARM					
				Allgemeintoleranz DIN ISO 2768-m-S		Kanten DIN ISO 13715		Maßstab 1:1		Masse 0.172 kg	
								Material S235JR Halbzeug EN 10058 25 x 5 x 3000 M			
					Datum	Name		Benennung Kleiner Arm -			
				Bear.	03.07.2017	A. König					
				Gepr.	-	-					
				Norm							



Dateiname des Modells SPINDEL				Dateityp PART		Dateiname der Zeichnung SPINDEL	
				Allgemeintoleranz DIN ISO 2768-m-S		Kanten DIN ISO 13715	
						Maßstab 2:1	
						Masse 0.326 kg	
						Material E295	
						Halbzeug DIN 10060 - 22 x 3000 M	
						Benennung	
						Spindel	
						-	
						Zeichnungsnummer	
						ME-171-048-Pos. 6	
						Blatt 3	
						5 Bl.	
Zust.				Änderung		Datum	
Name				(Urspr.)		(Ers. f.:)	
						(Ers. d.:)	



Dateiname des Modells MUTTER				Dateityp PART		Dateiname der Zeichnung MUTTER	
				Allgemeintoleranz DIN ISO 2768-m-S Kanten DIN ISO 13715		Maßstab 2:1	Masse 0.043 kg
						Material CuSn11Pb2-C	
						Halbzeug -	
						Benennung	
						Spindelmutter	
						-	
						Zeichnungsnummer	
						ME-171-048-Pos. 7	
						Blatt 4	
						5 Bl.	
Zust.	Änderung	Datum	Name	(Urspr.)		(Ers. f.:)	
						(Ers. d.:)	