

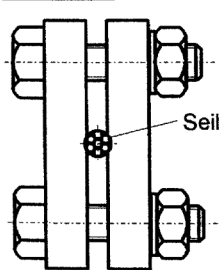


Aufgaben

Zugfestigkeit

- 1 Drahtseile
 - a) Das Halteseil ist aus 1,2 mm dicken Stahldrähten mit $R_m = 1800 \text{ N/mm}^2$ hergestellt und mit $F_s = 110 \text{ kN}$ belastet. Berechnen Sie die Anzahl der Einzeldrähte, wenn 4fache Sicherheit gegen Bruch gefordert ist.
 - b) Das Seil soll eine Kraft von 250 N übertragen. Es besteht aus 37 Einzeldrähten von jeweils 0,28 mm Durchmesser. Welche Mindestzugfestigkeit muss der Seilwerkstoff bei 12-facher Sicherheit gegen Bruch haben?¹
- 2 Rundgliederkette
Die Kettenzugkraft beträgt $F_K = 130 \text{ kN}$. Welche Sicherheit gegen plastische Verformung ist in der Kette aus Rundstahl $\varnothing 16$ vorhanden? Werkstoff: C60E.²
- 3 Kunststoffseil
Die Marketingabteilung plant aus optischen Gründen eine Befestigung durch zwei Kunststoffseile (PA 66). Die geforderte Sicherheit beträgt 1,5 bei einer Zugkraft von 450 N. Dimensionieren Sie den erforderlichen Durchmesser eines Kunststoffseiles.³
- 4 Seilklemme
Das freie Ende des Zugseils wird mit einer Seilklemme am I-Träger befestigt. Daten:

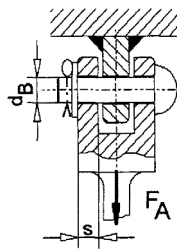
Seilklemme



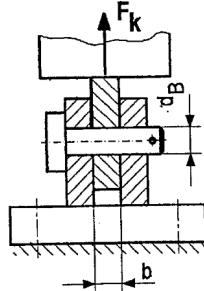
Max. Seilkraft: $F_{Smax} = 18 \text{ kN}$
 Reibungskoeffizient: $\mu = 0,2$
 Sicherheit gegen Verformung der Schrauben: $v_1 = 4$
 Sicherheit gegen Herausrutschen: $v_2 = 5$
 Anzahl der Schrauben: 6
 Schraubenfestigkeitsklasse: 8.8
 Berechnen Sie das erforderliche metrische ISO-Regelgewinde.⁴

Scherfestigkeit und Flächenpressung

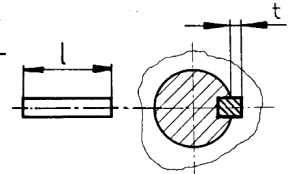
- 5 Bolzen 1: Hydraulikzylinder
Der Zylinder am Personenkorb wirkt mit einer Kraft $F_A = 20 \text{ kN}$ auf das Lager A.
 a) Bestimmen Sie den Bolzendurchmesser d_B bei 8-facher Sicherheit. Der Bolzenwerkstoff ist E295.
 b) Wie groß ist die Gabeldicke s zu wählen, wenn der Bolzendurchmesser $d_B = 20 \text{ mm}$ beträgt und eine Flächenpressung von $p_{zul} = 35 \text{ N/mm}^2$ nicht überschritten werden darf?⁵
- 6 Bolzen 2: Lagerung eines Zylinders (Bild \rightarrow Aufg. 7)
Kolbenkraft: $F_K = 250 \text{ kN}$
Zul. Flächenpressung: $p_{zul} = 30 \text{ N/mm}^2$
Sicherheit gegen Abscheren: $v = 4,5$; $b = 150 \text{ mm}$
Bolzenwerkstoff: C45E; zwischmittiger Bolzen
Berechnen Sie den erforderlichen Bolzendurchmesser.⁶



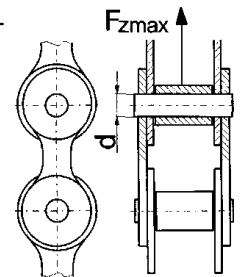
- 7 Bolzen 3
Kolbenkraft: $F_K = 10 \text{ kN}$
 a) Berechnen Sie den Minstdurchmesser d_B des Bolzens aus C45E (gegen Abscheren $v = 8$).
 b) Berechnen Sie die Breite b für die zulässige Flächenpressung $p_{zul} = 30 \text{ N/mm}^2$.⁷



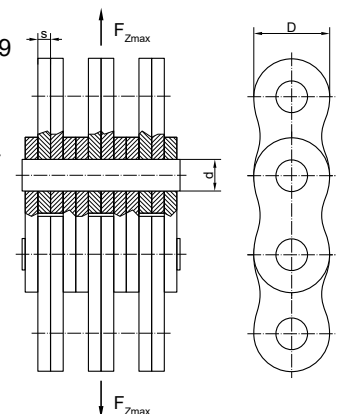
- 8 Passfeder
Das Drehmoment wird von der Antriebswelle auf die Seilscheibe durch eine Passfeder übertragen. Die zulässige Flächenpressung an der Seitenfläche der Nut beträgt $p_{zul} = 125 \text{ N/mm}^2$ und die Tiefe der Nabennut $t = 6,4 \text{ mm}$.
 a) Berechnen Sie die erforderliche Länge der Passfeder, wenn das Drehmoment von 1500 Nm auf dem Durchmesser $d = 100 \text{ mm}$ übertragen wird.⁸



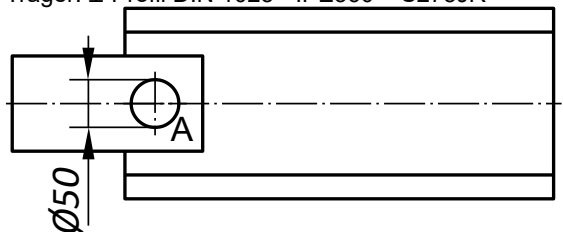
- 9 Rollenkette
a) Die einzelnen Kettenglieder der Zugkette sind durch Bolzen aus C25E verbunden. Berechnen Sie für eine 4-fache Sicherheit den erforderlichen Bolzendurchmesser d bei einer maximalen Kettenzugkraft von $F_{Zmax} = 16 \text{ kN}$.⁹



- 10 Flyerkette
Die Bolzenkette aus Aufg. 9 soll durch eine Flyerkette 6x6 aus 50CrMo4 ersetzt werden.
 Rechnen Sie mit 12-facher Sicherheit und wählen Sie
 a) den Bolzendurchmesser d
 b) die Laschendicke s (zul. Flächenpressung zw. Bolzen und Lasche $p_{zul} = 100 \text{ N/mm}^2$)
 c) die Laschenhöhe D ¹⁰



- 11 Dimensionierung
Überprüfen Sie die Dimensionierungen der Bolzenverbindung für
 $F_A = 77 \text{ kN}$
 Bolzenwerkstoff: C45E;
 zulässige Flächenpressung $p_{zul} = 100 \text{ N/mm}^2$
 Sicherheitszahl gegen Abscheren $v = 4$;
 Träger: I-Profil DIN 1025 - IPE360 – S275JR¹¹



Biegefestigkeit

- 12 Bauverhältnis
Das Biegemoment beträgt $M_{Bmax} = 4375 \text{ Nm}$. Bestimmen Sie die erforderlichen Querschnittsmaße h und b (Rechteck – Vollprofil) für ein Bauverhältnis $h = 4 \cdot b$ und bei einer zulässigen Biegespannung von $\sigma_b = 220 \text{ N/mm}^2$.¹²

7 a) $d=16(14,1) \text{ mm}$
 8 a) $l=37,5 \text{ mm}$
 9 a) $d>15,3 \text{ mm}$ (mit $\tau_{AF} = 174 \text{ MPa}$)
 10 a) $d>9,3 \text{ mm}$ (mit $\tau_{AB} = 468 \text{ MPa}$)
 11 a) Abscherung: $d_{erf} = 39,0 \text{ mm}$ reicht aus (mit $\tau_{AF} = 258 \text{ MPa}$, einschnittig)
 12 a) Flächenpressung: $d_{erf} = 96,25 \text{ mm}$ reicht nicht
 b) $b=25(20,8) \text{ mm}$ (mit $\tau_{AF} = 258 \text{ MPa}$)
 b) $s = 2,7 \text{ mm}$ ($d = 10 \text{ mm}$)
 c) $D = 23,7 \text{ mm}$ (mit $\text{Re} = 780 \text{ N/mm}^2$ und $s = 3 \text{ mm}$)
 b) $s>14,3 \text{ mm}$ (mit $\tau_{AF} = 177 \text{ MPa}$)
 b) $b=19,5 \text{ mm}$; $h=78 \text{ mm}$

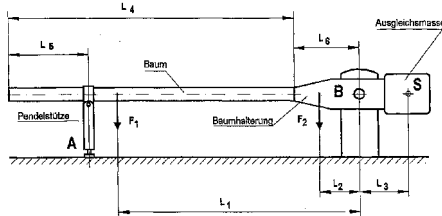
1 a) $n = 217$
 2 $v=1,6$ (mit $\text{Re} = 520 \text{ MPa}$)
 3 $d_{Serf} = 2,8 \text{ mm}$ (Mit Streckspannung = 55 MPa)
 4 $A_{Serf} = 234,4 \text{ mm}^2$
 5 a) $d>24,0 \text{ mm}$ (maßgeblich)
 6 $d=52,7 \text{ mm}$ (Scherung); $d=55,6 \text{ mm}$ (Flächenpressung, maßgeblich) (mit $\tau_{AF} = 258 \text{ MPa}$)
 b) $R_m = 1318 \text{ MPa}$



13 Schranke

Gewichtskraft des Baumes $F_1 = 300 \text{ N}$
 Gewichtskraft Baumhalterung $F_2 = 900 \text{ N}$
 Ausgleichsmasse $m = 120 \text{ kg}$
 $L_1 = 3300 \text{ mm}$; $L_2 = 400 \text{ mm}$; $L_3 = 600 \text{ mm}$; $L_4 = 5000 \text{ mm}$;
 $L_5 = 1870 \text{ mm}$; $L_6 = 925 \text{ mm}$

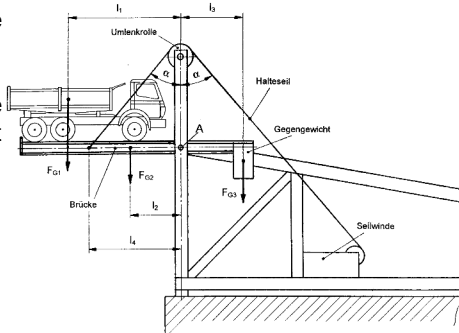
- a) Berechnen Sie das max. Biegemoment des Baums für den Augenblick des Öffnens mit $F_A = 0$.



- b) Berechnen Sie die Wandstärke s des Baums. Die zulässige Biegespannung σ_{bzul} beträgt 12 N/mm^2 . Der Außendurchmesser ist $D = 132 \text{ mm}$.

14 Verladeanlage

Mit Hilfe der skizzierten Verladeanlage wird Schüttgut vom Lkw auf Schiffe verladen.



Gewichtskraft des Lkw: $F_{G1} = 75 \text{ kN}$
 Gewichtskraft der Brücke: $F_{G2} = 20 \text{ kN}$
 Gegengewichtskraft: $F_{G3} = 40 \text{ kN}$
 Kraft im Halteseil: $F_S = 100 \text{ kN}$
 $l_1 = 5,5 \text{ m}$; $l_2 = 2,5 \text{ m}$; $l_3 = 3,0 \text{ m}$; $l_4 = 4,5 \text{ m}$; $\alpha = 40^\circ$

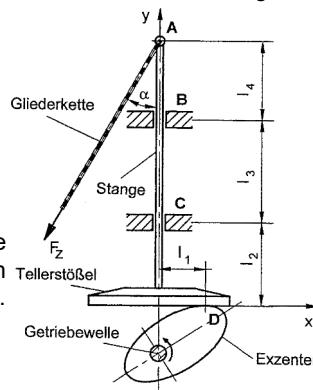
- a) Berechnen Sie das maximale Biegemoment in der Brücke. F_{G1} ersetzt die Radkräfte des Lkw.
 b) Bestimmen Sie einen geeigneten mittelbreiten I-Träger (IPE) aus S355 bei 3facher Sicherheit gegen Verformung.

15 Exzenter

Der Exzenter wird über eine Welle, die mit einem Getriebe und Motor verbunden ist, angetrieben. Die Kraft wird über Tellerstößel und Stange übertragen, an deren oberen Ende eine Kette befestigt ist. Die Reibung ist zu vernachlässigen.

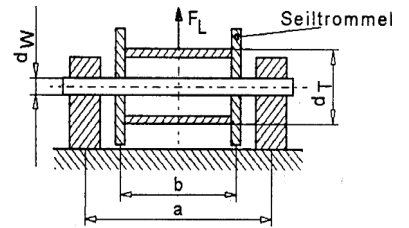
Daten:
 $l_1 = 300 \text{ mm}$; $l_2 = 600 \text{ mm}$; $l_3 = 800 \text{ mm}$; $l_4 = 600 \text{ mm}$;
 $\alpha = 30^\circ$; $F_z = 17 \text{ kN}$

- a) Bestimmen Sie die Stelle und Größe des maximalen Biegemoments M_{bmax}
 b) Für die Stange aus C45E wird ein Rohr mit einem Außendurchmesser von $D = 80 \text{ mm}$ verwendet. Ermitteln Sie bei 3-facher Sicherheit gegen Verformung durch das max. Biegemoment $M_{bmax} = 5,1 \text{ kNm}$ die erforderliche Wandstärke s .



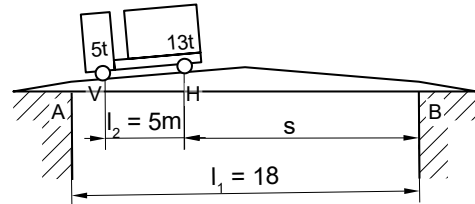
16 Seiltrommelwelle 1

Die Seiltrommelwelle ist aus C60E gefertigt.
 $F_L = 10 \text{ kN}$
 $a = 800 \text{ mm}$
 $b = 600 \text{ mm}$
 $d_T = 500 \text{ mm}$
 Berechnen Sie das max. Biegemoment.



Ermitteln Sie den Durchmesser d_w der Seiltrommelwelle bei vierfacher Sicherheit und einem Biegemoment von 500 Nm .

17 Behelfsbrücke



Wegen Brückenarbeiten wird der Verkehr über eine Behelfsbrücke mit 18 m Spannweite geleitet. Sie wird von einem Lkw mit den Achslasten 5 t (vorne) und 13 t (hinten) überquert.

- a) Berechnen Sie die Lagerkraft B abhängig von s .
 b) Bei welchem s herrscht unter der Hinterachse des Lkw das größte Biegemoment M_{bHmax} in der Brücke?
 c) Wie groß ist das größte Biegemoment M_{bHmax} ?

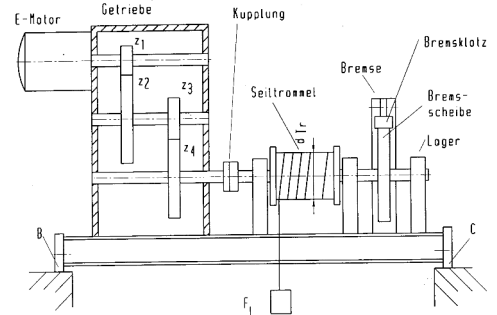
Torsionsfestigkeit

18 Seiltrommelwelle 2 (Fortsetzung)

Da außer Biegebeanspruchung auch Torsionsbeanspruchung auftritt, wird für die Seiltrommelwelle ein Durchmesser $d_w = 60 \text{ mm}$ gewählt. Berechnen Sie die Sicherheit gegen Verformung bei reiner Torsionsbeanspruchung für die Verdrehgrenze $\tau_{TF} = 400 \text{ N/mm}^2$.

19 Seiltrommelwelle 3

Bestimmen Sie den Durchmesser der Seiltrommelwelle für eine zulässige Torsionsspannung $\tau_{tzul} = 120 \text{ N/mm}^2$. Seiltrommel: $d_T = 200 \text{ mm}$; $F_L = 15 \text{ kN}$



20 Seiltrommelwelle 4

Bestimmen Sie den Durchmesser d_w der Seiltrommelwelle bei einer zulässigen Torsionsspannung von $\tau_{tzul} = 100 \text{ N/mm}^2$. Seiltrommel: $F_{smax} = 4 \text{ kN}$; $d_{TR} = 250 \text{ mm}$.

21 Hydraulikanlage

Die Pumpenwelle der Hydraulikanlage erfordert ein Antriebsmoment von $M_p = 100 \text{ Nm}$ bei einer Drehzahl von $n_p = 1000 \text{ min}^{-1}$. Berechnen Sie den Durchmesser d_p der Pumpenantriebswelle bei $\tau_{tzul} = 80 \text{ N/mm}^2$.

13 a) $M_{bmax} = 712,5 \text{ Nm}$
 14 a) $M_{bmax} = 120 \text{ kNm}$
 15 a) $M_{bmax} = 5,1 \text{ kNm}$

b) $s = 4,85 \text{ mm}$
 b) $W > 895 \text{ cm}^3$ (mit $\sigma_{bF} = 426 \text{ MPa}$)
 b) $s > 8,0 \text{ mm}$ (mit $\sigma_{bF} = 516 \text{ MPa}$)

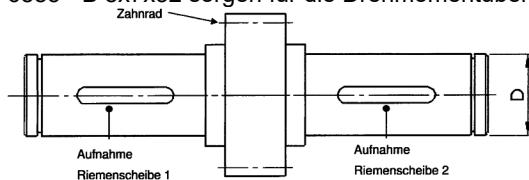
16 a) $M_b = 500 \text{ Nm}$
 17 a) $F_B = -10 \text{ kN/m} \cdot s + 166,1 \text{ kN}$; b) $s = 8,3 \text{ m}$
 18 a) $v = 6,8$
 19 $d = 40 \text{ mm}$
 20 $d = 29,4 \text{ mm}$
 21 $d = 18,5 \text{ mm}$
 b) $d > 32,0 \text{ mm}$ (mit $\sigma_{bF} = 624 \text{ MPa}$)
 c) $M_{bH} = 690 \text{ kNm}$



Vermischtes

22 Konstruktion des Antriebs

Das erforderliche Drehmoment zum Antrieb des Transportbandes wird vom Motor über das Getriebe auf das Zahnrad der Antriebswelle übertragen. Wie in der folgenden Skizze dargestellt, sind auf der Antriebswelle zwei Aufnahmestellen für Riemscheiben vorgesehen. Zwei Passfedern nach DIN 6885 - B 8x7x32 sorgen für die Drehmomentübertragung.²²

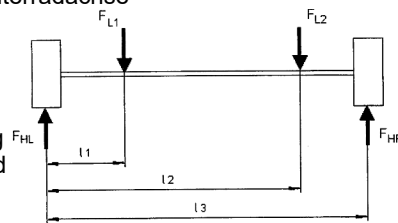


Werkstoff der Antriebswelle: 16MnCr5
Werkstoff der Passfeder: S235
Schwellendes Drehmoment am Zahnrad: $M_z = 600 \text{ Nm}$
Sicherheit bei Torsionsbeanspruchung: 4
Sicherheit bei Abscherung: 2
zulässige Flächenpressung: $P_{zul} = 150 \text{ N/mm}^2$

- Dimensionieren Sie den erforderlichen Mindestdurchmesser D der Antriebswelle.
- Weisen Sie nach, ob die gegebenen Passfedern bei einem Wellendurchmesser von $D = 30 \text{ mm}$ die geforderten Sicherheiten erfüllen.
- Die Festigkeitsberechnung hat ergeben, dass die Passfeder den geforderten Sicherheiten nicht entspricht. Analysieren und entwerfen Sie eine Lösung für dieses Problem und begründen Sie Ihre Antwort.

23 Konstruktion der Hinterradachse

Das Konstruktionsbüro plant die Gestaltung der Hinterradachse. Hinterachsbelastung infolge von Rad- und Lastkräften



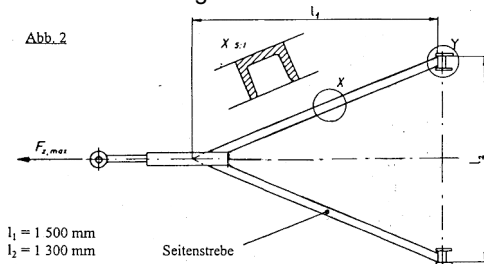
$F_{HL} = 878 \text{ N}$
 $F_{HR} = 822 \text{ N}$
 $F_{L1} = 825 \text{ N}$ $F_{L2} = 875 \text{ N}$
 $l_1 = 120 \text{ mm}$ $l_2 = 695 \text{ mm}$ $l_3 = 860 \text{ mm}$

Ein Kunde wünscht den Einsatz eines Rundstahls aus S275 mit einem Durchmesser von 30 mm. Für die auftretende schwelende Biegebelastung soll eine Sicherheit von 4,5 garantiert werden. Überprüfen Sie, ob die geforderte Sicherheit gewährleistet ist.²³

24 Zuggabel

Die Seitenstreben der Zuggabel sind aus U-Profil DIN 1026 - S235JR. Es kann eine maximale Zugkraft von $F_{Zmax} = 38 \text{ kN}$ auftreten.

Bestimmen Sie den erforderlichen Profilquerschnitt für die Seitenstrebe bei 9-facher Sicherheit gegen plastische Verformung unter der Annahme, dass in den Seitenstreben ausschließlich Zugkräfte wirken.²⁴

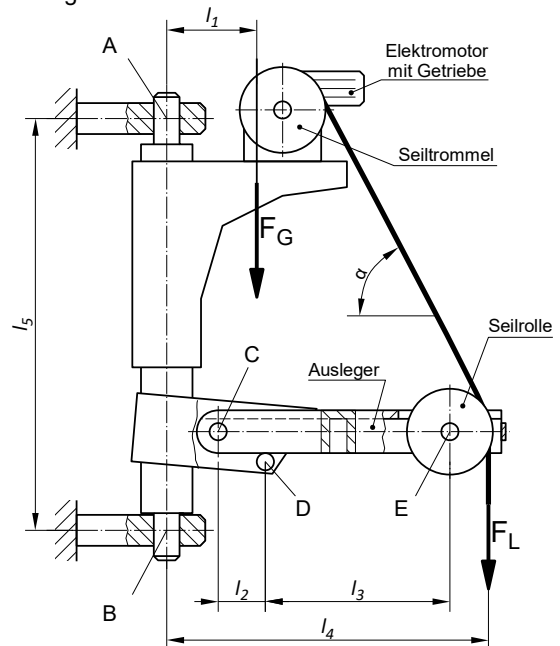


$l_1 = 1500 \text{ mm}$
 $l_2 = 1300 \text{ mm}$

²² a) $D_{erf} = 28,6 \text{ mm}$ (mit $\tau_{IF} = 413 \text{ MPa}$) b) p und t_a sind zu groß c) viele Lösungen
²³ $v = 6,4 \rightarrow$ ausreichend (mit $\sigma_{IF} = 330 \text{ MPa}$)
²⁴ $S = 793 \text{ mm}^2$

25 Fenster- und Fassadenkran

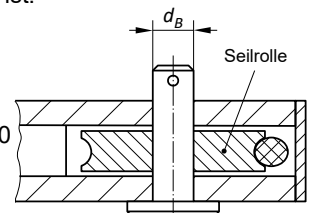
Der Fenster- und Fassadenkran lässt sich in Einzelteile zerlegen und in kurzer Zeit betriebsbereit aufbauen.



Daten: $l_1 = 270 \text{ mm}$; $l_2 = 120 \text{ mm}$; $l_3 = 550 \text{ mm}$; $l_4 = 840 \text{ mm}$; $l_5 = 1000 \text{ mm}$; $\alpha = 50^\circ$; Gewichtskraft

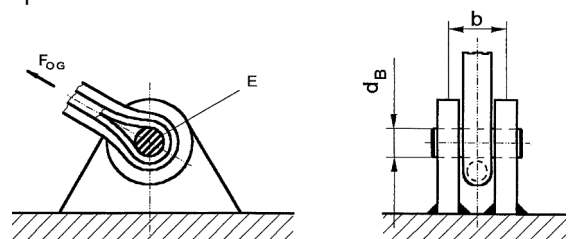
$F_G = 500 \text{ N}$; Last $F_L = 2500 \text{ N}$

- Bestimmen Sie das maximale Biegemoment im Ausleger.
- Der Ausleger besteht aus einem U-Profil DIN 1026 - U100 - S235JO. Überprüfen Sie, ob im Ausleger eine Sicherheit von $v = 8$ vorhanden ist.
- Die Seilrollenkraft im Punkt E beträgt $F_E = 1,7 \text{ kN}$. Berechnen Sie den erforderlichen Bolzendurchmesser d_B bei einer Sicherheit von $v = 10$ gegen Abscheren. Bolzenwerkstoff: E295
- Das Zugseil besteht aus Einzeldrähten mit dem Durchmesser $d_D = 0,5 \text{ mm}$ und einer Zugfestigkeit von $R_m = 1570 \text{ N/mm}^2$. Berechnen Sie die erforderliche Anzahl von Einzeldrähten bei einer Sicherheit von $v = 8$ gegen Bruch.
- Die Seiltrommelwelle soll als Hohlwelle ausgeführt werden. Berechnen Sie die erforderliche Wandstärke s bei einer 4-fachen Sicherheit gegen Verdrehung ($M = 866 \text{ Nm}$; Werkstoff der Hohlwelle: 46Cr2; Außendurchmesser: $D = 35 \text{ mm}$).²⁵



26 Baukran

Der Bolzen in E wird auf Biegung und Abscherung beansprucht.



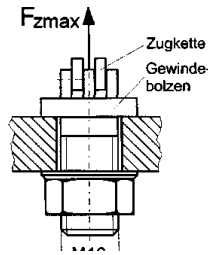
Ermitteln Sie den erforderlichen Bolzendurchmesser d_B .
Daten: Werkstoff S275; Sicherheit $v = 2,5$; Sicherheit gegen Abscheren $v = 4$; Zugkraft im Obergurt $F_{OG} = 142 \text{ kN}$; wirksame Lagerbreite: $b = 50 \text{ mm}$ ²⁶

²⁵ a) $M_{bmax} = 322 \text{ Nm}$ b) $v = 7,4$ (mit $\sigma_{IF} = 282 \text{ MPa}$) c) $d = 7,8 \text{ mm}$ (mit $R_o = 295 \text{ MPa}$)
²⁶ d) $n = 65$ e) $s > 7,8 \text{ mm}$ (mit $\tau_{IF} = 455 \text{ MPa}$)
²⁶ $d_{erf} = 51,5 \text{ mm}$ (mit $\sigma_{IF} = 330 \text{ N/mm}^2$, $d = 46,8 \text{ mm}$ (mit $\tau_{aF} = 165 \text{ N/mm}^2$)

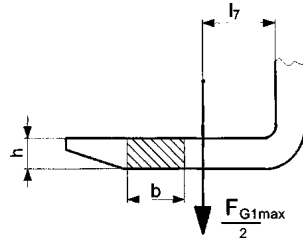


27 Gabelstapler

- a) Die Ketten sind mit Gewindebolzen M16 aus S275 am Hubantrieb befestigt. In der Kette wirkt eine maximale Kettenzugkraft von $F_{zmax} = 16 \text{ kN}$ (in axialer Richtung des Gewindes). Berechnen Sie die Sicherheit gegen bleibende Verformung im Gewinde.



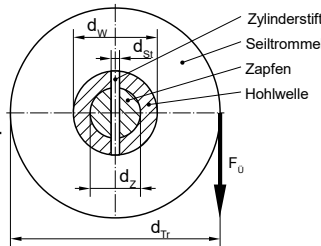
- b) Die Gabelzinken sind aus S275, der Querschnitt ist ein rechteckiges Vollprofil. Bestimmen Sie die erforderliche Breite b der Gabelzinken. Querschnittsänderungen und Radien werden vernachlässigt.²⁷
Daten: $l_7 = 400 \text{ mm}$; $v = 3$;
 $h = 40 \text{ mm}$; $F_{G1max} = 32 \text{ kN}$



28 Sollbruchstelle

Die Seiltrommel ist mit der antreibenden Hohlwelle mittels eines Zylinderstiftes verbunden, der gleichzeitig als Sollbruchstelle bei Überlast dient.

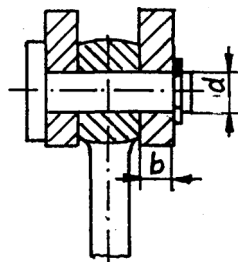
Daten: Überlast $F_0 = 6 \text{ kN}$;
AußenØ der Antriebswelle $d_w = 80 \text{ mm}$;
SeiltrommelØ $d_{tr} = 500 \text{ mm}$;
ZapfenØ $d_z = 50 \text{ mm}$ (an der Seiltrommel)



- a) Wählen Sie den Durchmesser des Zylinderstiftes, sodass er bei $\pm 20\%$ der Überlast abscheret.²⁸

29 Bolzen 4

- a) Berechnen Sie den Durchmesser d des Verbindungsbolzens aus 16MnCr5 im Gelenkpunkt E bei 3-facher Sicherheit gegen Abscheren bei einer wirksamen Kolbenkraft $F_K = 70 \text{ kN}$.



- b) In den beiden Laschen ist eine Flächenpressung $p_{zul} = 100 \text{ N/mm}^2$ zulässig.

Berechnen Sie die erforderliche Laschenbreite, wenn der Bolzendurchmesser $d = 16 \text{ mm}$ gewählt wurde.²⁹

Entwürfe (nicht Abi)

30 Rigging³⁰

Für eine Musikveranstaltung wird eine Bühne aufgebaut. Quer über der Bühne verläuft eine Traverse, an der Lautsprecher, Beleuchtung usw. angehängt werden. Die Traverse ist an ihren Enden befestigt.

Geplant ist zunächst der Einsatz von 3-Gurt-Traversen (\rightarrow Bild), die mit der spitzen Seite nach oben oder nach unten eingebaut werden können.

Welche Einbaulage ist prinzipiell günstiger, wenn die Gurte wegen der Knickgefahr auf Druck weniger belastet werden dürfen als auf Zug?

²⁷ a) $v = 2,7$ (mit $R_e = 275 \text{ MPa}$) b) $b > 218 \text{ mm}$ (mit $\sigma_{bF} = 330 \text{ MPa}$)

²⁸ $d = 11,1 \text{ mm}$, gewählt: 12 mm (mit $\sigma_{bF} = 312 \text{ MPa}$)

²⁹ a) $d = 20,7 \text{ mm}$ (mit $\tau_{aF} = 312 \text{ MPa}$), gewählt $d = 22 \text{ mm}$ b) $b = 15,9 \text{ mm}$

³⁰ [Ebner 2007]: „Rigging [ist] die Montage von Lasten in der Veranstaltungstechnik, also beispielsweise von Lautsprechern oder Scheinwerfern .. Diese Lasten hängt man .. gewöhnlich an Traversen“ (S.17).

„Befestigt“: „der Rigger sagt ‚angeschlagen‘, der Statiker ‚gelagert‘“ (S.27)



Lösungsvorschläge

Tabellenwerte stammen aus dem Tabellenbuch Metall, Europa-Verlag, 46. Auflage [EuroTabM46]. Andere Tabellenbücher oder Auflagen können erheblich abweichende Werte enthalten; deshalb sollte man in Prüfungen immer die Ausgabe und Seite seiner Fundstelle angeben.

Zugfestigkeit

1 Drahtseile¹

$$a) S_{\text{Draht}} = \frac{\pi \cdot d_0^2}{4} = \frac{\pi \cdot (1,2 \text{ mm})^2}{4} = 1,13 \text{ mm}^2$$

$$\frac{\sigma_{\text{zul}}}{\sqrt{v}} = \sigma_{\text{zzul}} > \sigma_z = \frac{F}{S} \Rightarrow$$

$$\sigma_{\text{zzul}} = \frac{R_m}{\sqrt{v}} = \frac{1800 \text{ N/mm}^2}{4} = 450 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$S_{\text{erf}} = \frac{F}{\sigma_{\text{zzul}}} = \frac{110 \text{ kN}}{450 \text{ N/mm}^2} = 244,4 \text{ mm}^2$$

$$n_{\text{erf}} = \frac{S_{\text{erf}}}{S_{\text{Draht}}} = \frac{244,4 \text{ mm}^2}{1,13 \text{ mm}^2} = 216,1 \approx 217$$

$$b) S_{\text{Draht}} = \frac{\pi \cdot d_0^2}{4} = \frac{\pi \cdot (0,28 \text{ mm})^2}{4} = 0,0616 \text{ mm}^2$$

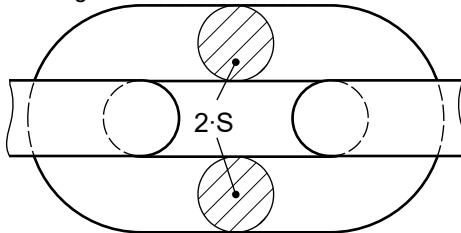
$$\frac{\sigma_{\text{zul}}}{\sqrt{v}} = \sigma_{\text{zzul}} > \sigma_z = \frac{F}{n \cdot S} \Rightarrow$$

$$\sigma_z = \frac{F}{n \cdot S_{\text{Draht}}} = \frac{250 \text{ N}}{37 \cdot 0,0616 \text{ mm}^2} = 109,7 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$R_m = \sigma_z \cdot v = 109,7 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \cdot 12 = 1318 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

2 Rundgliederkette²

Bei Rundgliederketten verteilt sich die Last auf die beiden Querschnitte des Rundstahles auf beiden Seiten eines Kettengliedes.



$R_e = 520 \text{ N/mm}^2$ (C60E → [EuroTabM46], S.134 „Unlegierte Vergütungsstähle“). Vergüten ist ein Wärmebehandlungsverfahren, das Festigkeit und Zähigkeit eines Stahles erhöht. Da dies für Ketten wünschenswert ist, sollte man den Zustand „vergütet“ wählen.

$$\frac{R_e}{\sqrt{v}} = \sigma_{\text{zzul}} > \sigma_z = \frac{F_k}{2 \cdot A} \Rightarrow$$

$$A = \frac{\pi \cdot d^2}{4} = \frac{\pi \cdot (16 \text{ mm})^2}{4} = 201 \text{ mm}^2$$

$$\sigma_z = \frac{F_k}{2 \cdot A} = \frac{130 \text{ kN}}{2 \cdot 201 \text{ mm}^2} = 323,4 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$v = \frac{R_e}{\sigma_z} = \frac{520 \text{ N/mm}^2}{323,4 \text{ N/mm}^2} = 1,6$$

3 Kunststoffseil³

$R_m = 55 \text{ N/mm}^2$ (PA66 → [EuroTabM46], S.189, "Kunststoffe")

$$\frac{R_m}{\sqrt{v}} = \sigma_{\text{zzul}} > \sigma_z = \frac{F}{2 \cdot S} \Rightarrow$$

$$\sigma_{\text{zzul}} = \frac{R_m}{\sqrt{v}} = \frac{55 \text{ N/mm}^2}{1,5} = 36,67 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$S = \frac{F}{2 \cdot \sigma_{\text{zzul}}} = \frac{450 \text{ N}}{2 \cdot 36,67 \text{ N/mm}^2} = 6,14 \text{ mm}^2$$

$$S = \frac{\pi}{4} \cdot d^2 \Rightarrow d_{\text{Serf}} = \sqrt{\frac{4 \cdot S}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 6,14 \text{ mm}^2}{\pi}} = 2,8 \text{ mm}$$

gewählt: $d_s = 3 \text{ mm}$

Hinweis 1: Die Zugfestigkeit wurde hier durch die "Streckspannung" angenähert, da keine andere Festigkeit verfügbar ist.

4 Seilklemme⁴

Die Reibkraft wirkt an jeder Klemmfläche, d.h. 2 mal am Seil. Daraus kommt man auf die mindestens erforderliche Normalkraft $F_{N\text{min}}$:

$$\frac{F_{S\text{max}}}{2} < F_R = \mu \cdot F_{N\text{min}} \Rightarrow F_{N\text{min}} = \frac{F_{S\text{max}}}{2 \cdot \mu} = \frac{18 \text{ kN}}{2 \cdot 0,2} = 45 \text{ kN}$$

$$F_N = F_{N\text{min}} \cdot v_2 = 45 \text{ kN} \cdot 5 = 225 \text{ kN}$$

$$F_{\text{Schraube}} = \frac{F_N}{n} = \frac{225 \text{ kN}}{6} = 37,5 \text{ kN}$$

$$R_e = 8 \cdot 0,8 \cdot 100 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} = 640 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \quad (\text{aus Festigkeitsklasse 8.8})$$

$$\frac{R_e}{\sqrt{v}} = \sigma_{\text{zzul}} > \sigma_z = \frac{F_{\text{Schraube}}}{A_S} \Rightarrow$$

$$\sigma_{\text{zzul}} = \frac{R_e}{\sqrt{v}} = \frac{640 \text{ N/mm}^2}{4} = 160 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$A_S = \frac{F_{\text{Schraube}}}{\sigma_{\text{zzul}}} = \frac{37,5 \text{ kN}}{160 \text{ N/mm}^2} = 234,4 \text{ mm}^2$$

Gewählt: M20 mit $S = 245 \text{ mm}^2$ (→ TabB „Gewinde“)

Scherfestigkeit und Flächenpressung

Passfedern, Bolzen usw. werden sowohl auf Flächenpressung als auch Abscherung belastet. Ein Konstrukteur muss beide Belastungen bedenken und für die größere dimensionieren. Im Abitur sind die Aufgaben unterschiedlich gestellt. Meistens sind beide Größen gesucht, man muss also das Bauteil nach beiden Belastungen berechnen und auch angeben, welches der beiden Ergebnisse gewählt wird. Aber das ist nicht immer explizit angegeben, der Schüler muss selbst daran denken. Es gibt auch Aufgaben, in denen nur nach einer Belastung gerechnet werden muss. Es kam sogar vor, dass nicht angegeben war, nach welcher Belastung gerechnet werden sollte, die Schüler mussten die konkrete Aufgabe aus den gegebenen Größen schließen :-)

5 Bolzen 1: Hydraulikzylinder⁵

a) $R_e = 295 \text{ N/mm}^2$ (E295 < 16 mm → [EuroTabM46], S.134 „Baustähle, unlegierte“). Formel für Stahl → S.41)

$$\tau_{aF} = 0,6 \cdot R_e = 0,6 \cdot 295 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} = 177 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$\frac{\tau_{aF}}{\sqrt{v}} = \tau_{\text{azul}} > \tau_a = \frac{F}{2 \cdot S} \Rightarrow$$

$$\tau_{\text{azul}} = \frac{\tau_{aF}}{\sqrt{v}} = \frac{177 \text{ N/mm}^2}{8} = 22,1 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$S_{\text{erf}} = \frac{F_A}{2 \cdot \tau_{\text{azul}}} = \frac{20 \text{ kN}}{2 \cdot 22,1 \text{ N/mm}^2} = 452,0 \text{ mm}^2$$

$$S = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \Rightarrow d_{\text{erf}} = \sqrt{\frac{4 \cdot S}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 452,0 \text{ mm}^2}{\pi}} = 24,0 \text{ mm}$$

$$b) p_{\text{zul}} = \frac{F}{A} \Rightarrow A_{\text{erf}} = \frac{F_A}{2 \cdot p_{\text{zul}}} = \frac{20 \text{ kN}}{2 \cdot 35 \text{ N/mm}^2} = 285,7 \text{ mm}^2$$

$$A = d \cdot s \Rightarrow d_{\text{erf}} = \frac{A}{s} = \frac{285,7 \text{ mm}^2}{20 \text{ mm}} = 14,3 \text{ mm}$$

Maßgeblich ist der größere Durchmesser 24mm, der auch für Bolzen verfügbar ist (→ TabB „Bolzen“)

6 Bolzen 2: Lagerung eines Zylinders (Bild → Aufg. 7)⁶

Erforderlicher Durchmesser gegen Abscheren $R_e = 430 \text{ N/mm}^2$ (C45E < 16 mm → [EuroTabM46], S.134)

$$\tau_{aF} = 0,6 \cdot R_e = 0,6 \cdot 430 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} = 258 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$\frac{\tau_{aF}}{\sqrt{v}} = \tau_{\text{azul}} > \tau_a = \frac{F}{2 \cdot S} \Rightarrow$$

$$\tau_{\text{azul}} = \frac{\tau_{aF}}{\sqrt{v}} = \frac{258 \text{ N/mm}^2}{4,5} = 57,3 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$S = \frac{F_k}{2 \cdot \tau_{\text{azul}}} = \frac{250 \text{ kN}}{2 \cdot 57,3 \text{ N/mm}^2} = 2180 \text{ mm}^2$$

$$S = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \Rightarrow d = \sqrt{\frac{4 \cdot S}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 2180 \text{ mm}^2}{\pi}} = 52,7 \text{ mm}$$

Erforderlicher Durchmesser gegen Flächenpressung:

$$p_{\text{zul}} = \frac{F}{A} \Rightarrow A = \frac{F}{p_{\text{zul}}} = \frac{250 \text{ kN}}{30 \text{ N/mm}^2} = 8333 \text{ mm}^2$$

$$A = b \cdot d \Rightarrow d = \frac{A}{b} = \frac{8333 \text{ mm}^2}{150 \text{ mm}} = 55,6 \text{ mm}$$

Maßgeblich: $d_{\text{Berf}} = 55,6 \text{ mm}$ (der größere der beiden) gewählt: $d_B = 60 \text{ mm}$ (der nächstgrößere lieferbare BolzenØ → TabB).

1 a) tgm HP 1999/2000-2 Turmdrehkran b) tgm HP 1992/93-1 Mountainbike
2 tgm HP 1985/86-1: Abschleppwagen
3 tgm HP 2010/11-1: Rennkart

4 tgm HP 2005/06-1: Arbeitsplattform

5 tgm HP 2001/02-1: Hebebühne (damals noch „gegen Bruch“)

6 tgm HP 2003/04-1: Containerkran: Re wurde für den Zustand „vergütet“ gewählt, weil dies für Bolzen aus einem Vergütungsstahl anzunehmen ist. In der Praxis würde man den BolzenØ mit dem R_e für die neue Schätzung der Erzeugnisdicke neu berechnen.



7 Bolzen 3⁷

a) $R_e = 430 \text{ N/mm}^2$ (C45E<16 mm → [EuroTabM46], S.134)

$$\tau_{aF} = 0,6 \cdot R_e = 0,6 \cdot 430 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} = 258 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$\frac{\tau_{aF}}{\sqrt{v}} = \tau_{azul} > \tau_a = \frac{F}{2 \cdot S} \Rightarrow$$

$$\tau_{azul} = \frac{\tau_{aF}}{\sqrt{v}} = \frac{258 \text{ N/mm}^2}{8} = 32,25 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$S_{erf} = \frac{F_k}{2 \cdot \tau_{azul}} = \frac{10 \text{ kN}}{2 \cdot 32,25 \text{ N/mm}^2} = 155,0 \text{ mm}^2$$

$$S = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \Rightarrow d_{erf} = \sqrt{\frac{4 \cdot S}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 155 \text{ mm}^2}{\pi}} = 14,05 \text{ mm}$$

gewählt: $d_B = 16 \text{ mm}$ (nächste Größe → TabB „Bolzen“)

b) $p_{zul} = \frac{F}{A} \Rightarrow A_{erf} = \frac{F_k}{p_{zul}} = \frac{10 \text{ kN}}{30 \text{ N/mm}^2} = 333,3 \text{ mm}^2$

$$A = d \cdot b \Rightarrow b = \frac{A}{d_B} = \frac{333,3 \text{ mm}^2}{16 \text{ mm}} = 20,8 \text{ mm}$$

Gewählt: $b = 25 \text{ mm}$ aus Normzahlreihe R5.

8 Passfeder⁸

a) Eine Passfeder muss normalerweise gegen Flächenpressung und Abscherung berechnet werden. In diesem Fall kann die Scherfestigkeit nicht berechnet werden, weil die Dicke der Passfeder nicht angegeben ist.

$$M_t = F \cdot \frac{D}{2} \Rightarrow F = \frac{2 \cdot M}{D} = \frac{2 \cdot 1500 \text{ Nm}}{100 \text{ mm}} = 30 \text{ kN}$$

$$p_{zul} > p = \frac{F}{A} \Rightarrow A_{erf} = \frac{F}{p_{zul}} = \frac{30 \text{ kN}}{125 \text{ N/mm}^2} = 240 \text{ mm}^2$$

$$A = l \cdot t \Rightarrow l = \frac{A}{t} = \frac{240 \text{ mm}^2}{6,4 \text{ mm}} = 37,5 \text{ mm}$$

9 Rollenkette⁹

a) Der Bolzendurchmesser kann nur gegen Abscherung berechnet werden, weil die Dicke der Laschen nicht angegeben ist.

$R_e = 320 \text{ N/mm}^2$ (C25E>16 mm → [EuroTabM]48, S.134)

$$\tau_{aF} = 0,6 \cdot R_e = 0,6 \cdot 320 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} = 192 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$\frac{\tau_{aF}}{\sqrt{v}} = \tau_{azul} > \tau_a = \frac{F}{2 \cdot S} \Rightarrow$$

$$\tau_{azul} = \frac{\tau_{aF}}{\sqrt{v}} = \frac{192 \text{ N/mm}^2}{4} = 48 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$S = \frac{F_{zmax}}{2 \cdot \tau_{azul}} = \frac{16 \text{ kN}}{2 \cdot 48 \text{ N/mm}^2} = 166,7 \text{ mm}^2$$

$$S = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \Rightarrow d = \sqrt{\frac{4 \cdot S}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 166,7 \text{ mm}^2}{\pi}} = 14,7 \text{ mm}$$

gewählt: $d_B = 16 \text{ mm}$ (nächste Größe → TabB „Bolzen“)

10 Flyerkette¹⁰

a) $R_e = 780 \text{ N/mm}^2$ (50CrMo4 → [EuroTabM46], S.134)

$$\tau_{aF} = 0,6 \cdot R_e = 0,6 \cdot 780 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} = 468 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$\frac{\tau_{aF}}{\sqrt{v}} = \tau_{azul} > \tau_a = \frac{F}{6 \cdot S} \Rightarrow$$

$$\tau_{azul} = \frac{\tau_{aF}}{\sqrt{v}} = \frac{468 \text{ N/mm}^2}{12} = 39 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$S_{erf} = \frac{F_{zmax}}{6 \cdot \tau_{azul}} = \frac{16 \text{ kN}}{6 \cdot 39 \text{ N/mm}^2} = 68,4 \text{ mm}^2$$

$$S = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \Rightarrow d_{erf} = \sqrt{\frac{4 \cdot S}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 68,4 \text{ mm}^2}{\pi}} = 9,3 \text{ mm}$$

Gewählt: $d = 10 \text{ mm}$ (der nächste verfügbare Ø).

b) $p_{zul} = \frac{F_{zmax}}{6 \cdot A} \Rightarrow A_{erf} = \frac{F_{zmax}}{6 \cdot p_{zul}} = \frac{16 \text{ kN}}{6 \cdot 100 \text{ N/mm}^2} = 26,7 \text{ mm}^2$

$$A = d \cdot s \Rightarrow s = \frac{A}{d} = \frac{26,7 \text{ mm}^2}{10 \text{ mm}} = 2,7 \text{ mm}$$

Gewählt: $s = 3 \text{ mm}$

c) $\frac{R_e}{\sqrt{v}} = \sigma_{zzul} > \sigma_z = \frac{F_{zmax}}{6 \cdot A} \Rightarrow$

$$\sigma_{zzul} = \frac{R_e}{\sqrt{v}} = \frac{780 \text{ N/mm}^2}{12} = 65 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$A = \frac{F_{zmax}}{6 \cdot \sigma_{zzul}} = \frac{16 \text{ kN}}{6 \cdot 65 \text{ N/mm}^2} = 41 \text{ mm}^2$$

$$A = s \cdot (D - d) \Rightarrow$$

$$D = \frac{A}{s} + d = \frac{41 \text{ mm}^2}{3 \text{ mm}} + 10 \text{ mm} = 23,7 \text{ mm}$$

11 Dimensionierung¹¹

Hinweis 2: „Dimensionieren“ bedeutet in der Technik „die Maße festlegen“ [Duden 2006]. „Dimensionierung“ steht nicht im dort.

Hinweis 3: Aus der Skizze ist nicht erkennbar, ob der Kreis Ø50 eine Bohrung bzw. den Bolzendurchmesser oder den Bolzenkopf darstellt. Hier wird mit dem BolzenØ50 gerechnet, weil man BolzenkopfØ50 im TabB nicht findet.

Hinweis 4: Aus der Skizze ist nicht erkennbar, ob eine oder zwei Laschen verwendet werden, bzw. ob die Bolzenverbindung 1- oder 2-schnittig ist. Hier werden beide Möglichkeiten gerechnet, für Schüler genügt eine davon.
Hinweis 5: Kollegen des Zuges *Mechatronik* haben schon empfohlen, die Aufgabe wegzulassen. Aber ich unterrichte im Zug *Technik und Management* ...

a) Gegen Abscherung:

$R_e = 430 \text{ N/mm}^2$ (C45E<16 mm → [EuroTabM46], S.134)

$$\tau_{aF} = 0,6 \cdot R_e = 0,6 \cdot 430 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} = 258 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$\frac{\tau_{aF}}{\sqrt{v}} = \tau_{azul} > \tau_a = \frac{F}{1[2] \cdot S} \Rightarrow$$

$$\tau_{azul} = \frac{\tau_{aF}}{\sqrt{v}} = \frac{258 \text{ N/mm}^2}{4} = 64,5 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$S_{erf} = \frac{F_A}{1[2] \cdot \tau_{azul}} = \frac{77 \text{ kN}}{1[2] \cdot 64,5 \text{ N/mm}^2} = 1193[597] \text{ mm}^2$$

$$S = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \Rightarrow d_{erf} = \sqrt{\frac{4 \cdot S}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 1193[597] \text{ mm}^2}{\pi}} = 39,0[27,6] \text{ mm}$$

Gegen Abscherung reicht Ø50 > 39 mm aus.

b) Gegen Flächenpressung:

Stegbreite $s = 8,0 \text{ mm}$ (IPE360 → [EuroTabM46], S.152)

$$A = d \cdot s = 50 \text{ mm} \cdot 8 \text{ mm} = 400 \text{ mm}^2$$

$$p_{zul} > p = \frac{F}{A} \Rightarrow A_{erf} = \frac{F}{p_{zul}} = \frac{77 \text{ kN}}{100 \text{ N/mm}^2} = 770 \text{ mm}^2$$

$$A = d \cdot s \Rightarrow d_{erf} = \frac{A}{s} = \frac{770 \text{ mm}^2}{8 \text{ mm}} = 96,25 \text{ mm}$$

Gegen Flächenpressung reicht Ø50 < 96,25 mm nicht.

Hinweis 6: Man kann auch andere beteiligte Größen außer dem Durchmesser vergleichen.

Hinweis 7: Wer die Flächenpressung zuerst rechnet, kann sich hier die Berechnung auf Abscherung sparen.

Biegefestigkeit

12 Bauverhältnis¹²

$$M_{bmax} = F_{Br} \cdot (l_1 - l_2) = 3125 \text{ N} \cdot (1600 \text{ mm} - 200 \text{ mm}) = 4,375 \text{ kNm}$$

$$\sigma_{bzul} > \sigma_b = \frac{M_{bmax}}{W} \Rightarrow W_{erf} = \frac{M_{bmax}}{\sigma_{bzul}} = \frac{4,375 \text{ kNm}}{220 \text{ N/mm}^2} = 19,89 \text{ cm}^3$$

$$W = \frac{b \cdot h^2}{6} = \frac{b \cdot (4 \cdot b)^2}{6} \Rightarrow b = \sqrt[3]{\frac{6 \cdot W}{16}} = \sqrt[3]{\frac{6 \cdot 19,89 \text{ cm}^3}{16}} = 19,5 \text{ mm}$$

$$h = 4 \cdot b = 4 \cdot 19,5 \text{ mm} = 78 \text{ mm}$$

Gewählt: Flachstahl 80x20 (nächste Größe → TabB „Flachstahl“)

13 Schranke¹³

a) Das maximale Moment M_b im Baum tritt im Moment des Öffnens auf, wenn an der Pendelstütze die Kraft $F_A = 0$ ist. Es tritt am Übergang zur Baumhalterung auf, weil dort der größte Hebelarm wirkt.

$$M_b = |F_1 \cdot (l_1 - l_6)| = 300 \text{ N} \cdot (3300 - 925) \text{ mm} = 712,5 \text{ Nm}$$

b) $\frac{\sigma_{aF}}{\sqrt{v}} = \sigma_{bzul} > \sigma_b = \frac{M_{bmax}}{W} \Rightarrow$

$$W_{erf} = \frac{M_b}{\sigma_{bzul}} = \frac{712,5 \text{ Nm}}{12 \text{ N/mm}^2} = 59,4 \text{ cm}^3$$

$$W = \frac{\pi \cdot (D^4 - d^4)}{32 D} \Rightarrow d = \sqrt[4]{\frac{32 D \cdot W_{erf}}{\pi}}$$

$$= \sqrt[4]{(132 \text{ mm})^4 - \frac{32 \cdot 132 \text{ mm} \cdot 59,4 \text{ cm}^3}{\pi}} = 122,3 \text{ mm}$$

$$s = \frac{D - d}{2} = \frac{132 \text{ mm} - 122,3 \text{ mm}}{2} = 4,85 \text{ mm}$$

Wandstärke: Die Differenz zwischen Außen- und Innendurchmesser muss durch 2 geteilt werden, weil ein Rohr auf beiden Seiten Wände hat ;-)

⁷ tgm HP 2000/01-1: Bahnschranke

⁸ tgm HP 1996/97-1: Schiffsaufzug

⁹ tgm HP 2006/07-2: Gabelstapler

¹⁰ keine Abi-Aufgabe

¹¹ tgm HP 2006/07-4: Wandkran

¹² tgm HP 1997/98-2: Hubeinrichtung

¹³ tgm HP 2000/01-1: Bahnschranke



14 Verladeanlage¹⁴

LS Brückenträger:

- a) Berechnung der Biegemomente an den inneren Kräfteeinleitungspunkten mit den vorgegebenen Werten.

$$M_{Slinks} = F_{G1} \cdot (l_1 - l_4) = 75 \text{ kN} \cdot (5,5 \text{ m} - 4,5 \text{ m}) = 75 \text{ kNm}$$

$$M_{2links} = F_{G1} \cdot (l_1 - l_2) - F_S \cdot (l_4 - l_2) \cdot \cos \alpha$$

$$= 75 \text{ kN} \cdot (5,5 - 2,5) \text{ m} - 100 \text{ kN} \cdot (4,5 - 2,5) \text{ m} \cdot \cos 40^\circ$$

$$= 71,8 \text{ kNm}$$

$$M_{Arechts} = F_{G3} \cdot l_3 = 40 \text{ kN} \cdot 3 \text{ m} = 120 \text{ kNm} = M_{bmax}$$

Da mit der vorgegebenen Seilkraft $F_S = 100 \text{ kN}$ der Brückenträger nicht genau im Gleichgewicht ist, ergeben sich leicht unterschiedliche Werte für die Biegemomente, je nachdem, ob man von links oder von rechts rechnet.

- b) $R_e = 355 \text{ N/mm}^2$ (S355 → [EuroTabM46], S.131)

$$\sigma_{bF} = 1,2 \cdot R_e = 1,2 \cdot 355 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} = 426 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$\frac{\sigma_{bF}}{\sqrt{v}} = \sigma_{bzul} > \sigma_b = \frac{M_{bmax}}{W} \Rightarrow$$

$$\sigma_{bzul} = \frac{\sigma_{bF}}{\sqrt{v}} = \frac{402 \text{ N/mm}^2}{3} = 142 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$W_{erf} = \frac{M_{bmax}}{\sigma_{bzul}} = \frac{120 \text{ kNm}}{142 \text{ N/mm}^2} = 845 \text{ cm}^3$$

Gewählt: I – Profil DIN1025 – S355 – IPE360

mit $W_x = 904 \text{ cm}^3$

15 Exzenter¹⁵

Für diese Aufgabe benötigt man eigentlich nur F_D aus mit $\Sigma F_y = 0$.

LS Stößel:

Drehpunkt im Schnittpunkt von F_B und F_D

$$\Sigma M_{BD} = 0 = F_{Zx} \cdot l_4 + F_{Zy} \cdot l_1 - F_C \cdot l_3 \Rightarrow$$

$$F_C = \frac{F_Z \cdot \sin \alpha \cdot l_4 + F_Z \cdot \cos \alpha \cdot l_1}{l_3}$$

$$= \frac{17 \text{ kN} \cdot \sin 30^\circ \cdot 600 \text{ mm} + 17 \text{ kN} \cdot \cos 30^\circ \cdot 300 \text{ mm}}{800 \text{ mm}}$$

$$= 11,9 \text{ kN}$$

$$\Sigma F_y = 0 = -F_{Zy} + F_D \Rightarrow$$

$$F_D = F_Z \cdot \cos \alpha = 17 \text{ kN} \cdot \cos 30^\circ = 14,7 \text{ kN}$$

$$\Sigma F_x = 0 = -F_{Zx} + F_B - F_C \Rightarrow$$

$$F_B = F_Z \cdot \sin \alpha + F_C = 17 \text{ kN} \cdot \sin 30^\circ + 11,9 \text{ kN} = 20,4 \text{ kN}$$

- a) Da nur Punktlasten vorliegen, kann das maximale Biegemoment M_{bmax} nur an einem inneren Kräfteeinleitungspunkt liegen, also bei B oder C.

$$M_{bB(\text{oben})} = l_4 \cdot F_Z \cdot \sin \alpha = 600 \text{ mm} \cdot 17 \text{ kN} \cdot \sin 30^\circ = 5,1 \text{ kNm}$$

$$M_{bC(\text{unten})} = l_1 \cdot F_D = 300 \text{ mm} \cdot 14,7 \text{ kN} = 4,41 \text{ kNm}$$

$M_{bmax} = 5,1 \text{ kNm}$: der größere der beiden Beträge

- b) $R_e = 430 \text{ N/mm}^2$ (C45E > 16 mm → [EuroTabM46], S.134)

$$\sigma_{bF} = 1,2 \cdot R_e = 1,2 \cdot 430 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} = 516 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$\sigma_{bF} = \sigma_{bzul} > \sigma_b = \frac{M_{bmax}}{W} \Rightarrow$$

$$\sigma_{bzul} = \frac{\sigma_{bF}}{\sqrt{v}} = \frac{516 \text{ N/mm}^2}{3} = 172 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$W_{erf} = \frac{M_{bmax}}{\sigma_{bzul}} = \frac{5,1 \text{ kNm}}{172 \text{ N/mm}^2} = 29,7 \text{ cm}^3$$

$$W = \frac{\pi \cdot (D^4 - d^4)}{32D} \Rightarrow$$

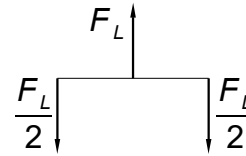
$$d_{erf} \leq \sqrt[4]{D^4 - \frac{32 \cdot W \cdot D}{\pi}} = \sqrt[4]{80^4 \text{ mm}^4 - \frac{32 \cdot 29651 \text{ mm}^3 \cdot 80 \text{ mm}}{\pi}}$$

$$= 64,0 \text{ mm}$$

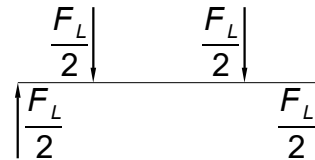
$$s_{erf} \geq \frac{D-d}{2} = \frac{80 \text{ mm} - 64,0 \text{ mm}}{2} = 8,0 \text{ mm}$$

16 Seiltrommelwelle¹⁶

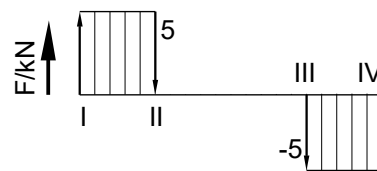
- a) Diese wegen der Symmetrien mathematisch anspruchslosere Aufgabe ist schön, weil man sie nicht verstehen muss, aber doch mit sorgfältiger Vorgehensweise lösen kann:
Lageskizze der Seiltrommel



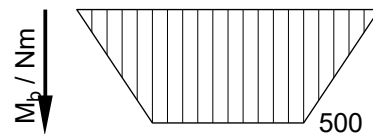
Lageskizze der Seiltrommelwelle



Querkraftverlauf



Biegemomentenverlauf



$$M_{II}(\text{links}) = M_{III}(\text{rechts}) =$$

$$= \left| \frac{F_L \cdot a-b}{2} \right| = \frac{10 \text{ kN} \cdot 800 \text{ mm} - 600 \text{ mm}}{2} = 500 \text{ Nm}$$

- b) $R_e = 520 \text{ N/mm}^2$ (C60E > 16 mm → [EuroTabM46], S.134 „Vergütungsstähle“)

$$\sigma_{bF} = 1,2 \cdot R_e = 1,2 \cdot 520 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} = 624 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$\frac{\sigma_{bF}}{\sqrt{v}} = \sigma_{bzul} > \sigma_b = \frac{M_{bmax}}{W} \Rightarrow$$

$$\sigma_{bzul} = \frac{\sigma_{bF}}{\sqrt{v}} = \frac{624 \text{ N/mm}^2}{4} = 156 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$W_{erf} = \frac{M_{bmax}}{\sigma_{bzul}} = \frac{500 \text{ Nm}}{156 \text{ N/mm}^2} = 3,2 \text{ cm}^3$$

$$W = \frac{\pi \cdot d^3}{32} \Rightarrow d_{erf} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot W_{erf}}{\pi}} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 3,2 \text{ cm}^3}{\pi}} = 32,0 \text{ mm}$$

Gewählt: $d = 32 \text{ mm}$ (nächste Größe → Tab B „Rundstahl“)

17 Behelfsbrücke¹⁷

- a) Freigemachtes Bauteil: Behelfsbrücke

I: Vorder- und Hinterräder stehen auf der Brücke

$$\Sigma M_A = 0 = -F_V \cdot (l_1 - s - l_2) - F_H \cdot (l_1 - s) + F_B \cdot l_1$$

$$F_B = \frac{F_V \cdot (l_1 - s - l_2) + F_H \cdot (l_1 - s)}{l_1} = -\frac{F_V + F_H}{l_1} \cdot s + F_V \cdot \left(1 - \frac{l_2}{l_1}\right) + F_H$$

$$= -\frac{50 \text{ kN} + 130 \text{ kN}}{18 \text{ m}} \cdot s + 30 \text{ kN} \cdot \left(1 - \frac{5 \text{ m}}{13 \text{ m}}\right) + 130 \text{ kN}$$

$$= -10 \frac{\text{kN}}{\text{m}} \cdot s + 166,1 \text{ kN}$$

II Nur Hinterräder stehen auf der Brücke (kann entfallen)

$$\Sigma M_A = 0 = -F_H \cdot (l_1 - s) + F_B \cdot l_1$$

$$F_B = \frac{F_H \cdot (l_1 - s)}{l_1} = -\frac{F_H}{l_1} \cdot s + F_H$$

¹⁴igme HP 1997/98-1: Verladeanlage
¹⁵igme HP 2005/06-2: Exzenterantrieb

¹⁶igme HP 1999/2000-2 Turmdrehkran
¹⁷keine Originalaufgabe



- b) Vorüberlegung: M_{bmax} kann nur wirken, wenn alle Räder und damit das ganze Gewicht des Lkw auf der Behelfsbrücke stehen (Gleichung 1).

$$M_{bH} = |F_B \cdot s| = -\frac{F_H + F_V}{l_1} \cdot s^2 + \left[F_H + F_V \cdot \left(1 - \frac{l_2}{l_1}\right) \right] \cdot s$$

$$M_{bH} = -10 \frac{kN}{m} \cdot s^2 + 166,1 kN \cdot s$$

Das maximale Biegemoment wirkt dort, wo die Ableitung des Biegemomentes $\dot{M}_{bH} = 0$ ist.

$$\dot{M}_{bH} = -10 \frac{kN}{m} \cdot 2 \cdot s + 166,1 kN \quad (= 0 \text{ für } M_{bHmax}) \Rightarrow$$

$$s_{MbHmax} = \frac{166,1 kN}{10 \frac{kN}{m} \cdot 2} = 8,3 m \quad (\text{Stelle für } M_{bHmax})$$

- c) $M_{bH} = -\frac{F_H + F_V}{l_1} \cdot s^2 + [F_H + F_V \cdot (1 - \frac{l_2}{l_1})] \cdot s_{MbHmax}$

$$M_{bH} = -10 \frac{kN}{m} \cdot (8,3 m)^2 + 166,1 kN \cdot 8,3 m = 690 kNm$$

Torsionsfestigkeit

- 18 Seiltrommelwelle 2 (Fortsetzung)¹⁸

$$M_T = \frac{F_L \cdot d_w}{2} = \frac{10 kN \cdot 500 mm}{2} = 2500 Nm$$

$$W_p = \frac{\pi \cdot d^3}{16} = \frac{\pi \cdot (60 mm)^3}{16} = 42,4 cm^3$$

$$\frac{\tau_{ef}}{\sigma} = \tau_{tzul} > \tau_t = \frac{M_T}{W_p} \Rightarrow$$

$$\tau_t = \frac{M_T}{W_p} = \frac{2500 Nm}{42,4 cm^3} = 58,9 \frac{N}{mm^2}$$

$$v = \frac{\tau_{ef}}{\tau_t} = \frac{400 N/mm^2}{58,9 N/mm^2} = 6,8$$

- 19 Seiltrommelwelle 3¹⁹

$$M_{Tr} = F_L \cdot \frac{d_{Tr}}{2} = 15 kN \cdot \frac{200 mm}{2} = 1,5 kNm$$

$$\frac{\tau_{ef}}{\sigma} = \tau_{tzul} > \tau_t = \frac{M_{Tr}}{W_p} \Rightarrow$$

$$W_{perf} = \frac{M_{Tr}}{\tau_{zul}} = \frac{1,5 kNm}{120 N/mm^2} = 12,5 cm^3$$

$$W_p = \frac{\pi \cdot d^3}{16} \Rightarrow d = \sqrt[3]{\frac{W_p \cdot 16}{\pi}} = \sqrt[3]{\frac{12,5 cm^3 \cdot 16}{\pi}} = 40 mm$$

- 20 Seiltrommelwelle 4²⁰

$$M_{Tr} = F_L \cdot \frac{d_{Tr}}{2} = 4 kN \cdot \frac{250 mm}{2} = 500 Nm$$

$$\frac{\tau_{ef}}{\sigma} = \tau_{tzul} > \tau_t = \frac{M_{Tr}}{W_p} \Rightarrow$$

$$W_{perf} = \frac{M_{Tr}}{\tau_{zul}} = \frac{500 Nm}{100 N/mm^2} = 5 cm^3$$

$$W_p = \frac{\pi \cdot d^3}{16} \Rightarrow d = \sqrt[3]{\frac{W_p \cdot 16}{\pi}} = \sqrt[3]{\frac{5 cm^3 \cdot 16}{\pi}} = 29,4 mm$$

Gewählt: $d = 31,5 mm$ aus Normzahlreihe R10

- 21 Hydraulikanlage²¹

$$\frac{\tau_{ef}}{\sigma} = \tau_{tzul} > \tau_t = \frac{M_t}{W_p} \Rightarrow$$

$$W_{perf} = \frac{M_t}{\tau_{zul}} = \frac{100 Nm}{80 N/mm^2} = 1,25 cm^3$$

$$W_p = \frac{\pi \cdot d^3}{16} \Rightarrow d_{erf} = \sqrt[3]{\frac{W_{perf} \cdot 16}{\pi}} = \sqrt[3]{\frac{1,25 cm^3 \cdot 16}{\pi}} = 18,5 mm$$

Vermischtes

- 22 Konstruktion des Antriebs²²

- a) $R_e = 590 N/mm^2$ (16MnCr \rightarrow [EuroTabM46], S.133)

Da das Drehmoment M_z vom Zahnrad in verschiedene Richtungen zu den beiden Riemscheiben geleitet wird, muss die Welle nur das halbe Moment übertragen.

$$M_t = \frac{M_z}{2} = \frac{600 Nm}{2} = 300 Nm$$

$$\tau_{tF} = 0,7 \cdot R_e = 0,7 \cdot 590 \frac{N}{mm^2} = 413 \frac{N}{mm^2}$$

$$\frac{\tau_{tF}}{\sigma} = \tau_{tzul} > \tau_t = \frac{M_t}{W_p} \Rightarrow$$

$$\tau_{tzul} = \frac{\tau_{tF}}{\sigma} = \frac{413 N/mm^2}{4} = 103,25 \frac{N}{mm^2}$$

$$W_{perf} = \frac{M_t}{\tau_{zul}} = \frac{300 Nm}{103,25 N/mm^2} = 2,91 cm^3$$

$$W_p = \frac{\pi \cdot d^3}{16} \Rightarrow$$

$$d_{erf} = \sqrt[3]{\frac{W_{perf} \cdot 16}{\pi}} = \sqrt[3]{\frac{2,91 cm^3 \cdot 16}{\pi}} = 24,6 mm$$

Für die im Maschinenbau erforderliche Genauigkeit reicht es aus, die Tiefe der Passfedernuten auf den Durchmesser aufzuschlagen.

$t_1 = 4 mm$ (Passfeder 6885 – 8x7 \rightarrow TabB „Passfeder“)

$$D_{erf} = d_{erf} + 4 mm = 24,6 mm + 4 mm = 28,6 mm$$

gewählt: $D = 30 mm$

- b) Passfedern; Kraft F_p , die auf eine Passfeder wirkt:

$$M = F \cdot \frac{D}{2} \Rightarrow F_p = \frac{2 \cdot M}{D} = \frac{2 \cdot 300 Nm}{30 mm} = 20 kN$$

Gegen Abscherung

$R_e = 235 N/mm^2$ (S235, aus der Bezeichnung)

$b = 8 mm$; $l = 32 mm$; $t_2 = 3,3 mm$ (Passfeder 6885 – 8x7x32 \rightarrow TabB „Passfeder“)

$$S = b \cdot l = 8 mm \cdot 32 mm = 256 mm^2$$

$$\tau_{aF} = 0,6 \cdot R_e = 0,6 \cdot 235 \frac{N}{mm^2} = 141 \frac{N}{mm^2}$$

$$\frac{\tau_{aF}}{\sigma} = \tau_{azul} > \tau_a = \frac{F}{S}$$

$$\tau_a = \frac{F}{S} = \frac{20 kN}{256 mm^2} = 78,125 \frac{N}{mm^2}$$

$$v_{aF} = \frac{\tau_{aF}}{\tau_a} = \frac{141 N/mm^2}{78,125 N/mm^2} = 1,8$$

ist kleiner als die geforderte Sicherheit 2 und damit nicht ausreichend.

Gegen Flächenpressung

Hier ist gar keine Sicherheit angegeben, deshalb muss man prüfen, ob die tatsächlichen Spannungen kleiner als die zulässigen sind, oder:

$$A = t_2 \cdot l = 3,3 mm \cdot 32 mm = 105,6 mm$$

$$p_{zul} > p = \frac{F}{A} \Rightarrow A_{erf} = \frac{F_p}{p_{zul}} = \frac{20 kN}{150 N/mm^2} = 133,3 mm^2$$

Die gegebene Querschnittsfläche ist kleiner als erforderlich \rightarrow nicht ausreichend.

- c) Analyse: Die Passfederverbindung ist nicht ausreichend belastbar, deshalb muss eine Wellen-Naben-Verbindung mit größerer Belastbarkeit gewählt werden.

Lösungen mit Begründung (laut Aufgabenstellung genügt eine Lösung):

- Verlängerung der Passfeder erhöht die Fläche und senkt die Flächenpressung
- Zwei gegenüberliegenden Passfedern erhöhen ebenfalls die Fläche (erfordern einen größeren Wellendurchmesser)
- Passfeder aus höherwertigem Werkstoff erhöht die zulässige Flächenpressung
- Ein größerer Wellendurchmesser senkt die Kraft, die durch die Passfeder übertragen wird, und ermöglicht zudem eine größere Passfeder.
- Andere Konstruktion mit höherer Belastbarkeit verwenden: Keilverbindung, Übermaßverbindung (Presssitz), Keilwelle, Polygonwelle

¹⁸lgme HP 1999/2000-2: Turmdrehkran

¹⁹lgme HP 1997/98-2: Hubeinrichtung

²⁰lgme HP 1999/2000-1: Schrägaufzug

²¹lgme HP 1998/99-1: Lastkraftwagen

²²lgtm HP 2011/12-1: Fördereinrichtung



23 Konstruktion der Hinterradachse²³

Maximales Biegemoment

$$M_{L1}(\text{links}) = |F_{HL} \cdot l_1| = 878 \text{ N} \cdot 120 \text{ mm} = 105,36 \text{ Nm}$$

$$M_{L2}(\text{rechts}) = |F_{HR} \cdot (l_3 - l_2)| = 822 \text{ N} \cdot (860 - 695) \text{ mm} \\ = 135,63 \text{ Nm} = M_{bmax}$$

Widerstandsmoment

$$W = \frac{\pi \cdot d^3}{32} = \frac{\pi \cdot (30 \text{ mm})^3}{32} = 2,65 \text{ cm}^3$$

Sicherheitszahl

$R_e = 275 \text{ N/mm}^2$ (aus der Bezeichnung von S275)

$$\sigma_{bF} = 1,2 \cdot R_e = 1,2 \cdot 275 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} = 330 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$\frac{\sigma_{bF}}{\nu} = \sigma_{bzul} > \sigma_b = \frac{M_{bmax}}{W} \Rightarrow$$

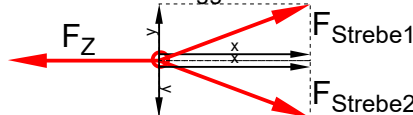
$$\sigma_b = \frac{M_{bmax}}{W} = \frac{135,63 \text{ Nm}}{2,65 \text{ cm}^3} = 51,2 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$\nu = \frac{\sigma_{bF}}{\sigma_b} = \frac{330 \text{ N/mm}^2}{51,2 \text{ N/mm}^2} = 6,4$$

ist größer als die geforderte Sicherheitszahl 4,5, also ausreichend.

24 Zuggabel²⁴

LS Knoten der Zuggabel



$R_e = 235 \text{ N/mm}^2$ (aus der Bezeichnung von S235)

Winkel α zwischen den Zugstreben:

$$\tan \frac{\alpha}{2} = \frac{l_2}{2 \cdot l_1} \Rightarrow$$

$$\frac{\alpha}{2} = \arctan \frac{l_2}{2 \cdot l_1} = \arctan \frac{1300 \text{ mm}}{2 \cdot 1500 \text{ mm}} = 23,4^\circ$$

$$\Sigma F_x = 0 = -F_Z + 2 \cdot F_{Sx} = -F_Z + 2 \cdot F_S \cdot \cos \frac{\alpha}{2} \Rightarrow$$

$$F_S = \frac{F_{Zmax}}{2 \cdot \cos \alpha/2} = \frac{38 \text{ kN}}{2 \cdot \cos 23,4^\circ} = 20,7 \text{ kN}$$

$$\frac{\sigma_{bF}}{\nu} = \sigma_{bzul} > \sigma_z = \frac{F}{S} \Rightarrow$$

$$\sigma_{bzul} = \frac{R_e}{\nu} = \frac{235 \text{ N/mm}^2}{9} = 26,1 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$S_{erf} = \frac{F}{\sigma_{bzul}} = \frac{20,7 \text{ kN}}{26,1 \text{ N/mm}^2} = 793 \text{ mm}^2$$

Gewählt wird ein U-Profil DIN 1026 – S235JO – U65 mit einem Querschnitt $S = 903 \text{ mm}^2$.

25 Fenster- und Fassadenkran²⁵

a) Das max. Biegemoment kann nur bei D liegen, da es der einzige innere Kräfteeinleitungspunkt ist.

$$M_{bD \text{ von rechts}} = |-F_L \cdot l_3 + F_L \cdot \sin \alpha \cdot l_3| \\ = 2500 \text{ N} \cdot (1 - \sin 50^\circ) \cdot 550 \text{ mm} = 322 \text{ Nm}$$

b) $W_y = 8,49 \text{ cm}^3$ (DIN 1026 – U100 → TabB „DIN 1026“)

$R_e = 235 \text{ N/mm}^2$ (aus der Bezeichnung von S235)

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

$$\frac{\sigma_{bF}}{\nu} = \sigma_{bzul} > \sigma_b = \frac{M_{bmax}}{W} \Rightarrow$$

$$\sigma_b = \frac{M_{bmax}}{W} = \frac{322 \text{ Nm}}{8,49 \text{ cm}^3} = 37,9 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$\nu = \frac{\sigma_{bF}}{\sigma_b} = \frac{282 \text{ N/mm}^2}{37,9 \text{ N/mm}^2} = 7,4$$

ist kleiner als die geforderte Sicherheitszahl 8, also nicht ausreichend

c) $R_e = 295 \text{ N/mm}^2$ (aus der Bezeichnung von E295)

$$\tau_{aF} = 0,6 \cdot R_e = 0,6 \cdot 295 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} = 177 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$\frac{\tau_{aF}}{\nu} = \tau_{azul} > \tau_a = \frac{F_E}{2 \cdot S} \Rightarrow$$

$$\tau_{azul} = \frac{\tau_{aF}}{\nu} = \frac{177 \text{ N/mm}^2}{10} = 17,7 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$S = \frac{F_E}{2 \cdot \tau_{aF}} = \frac{1,7 \text{ kN}}{2 \cdot 17,7 \text{ N/mm}^2} = 48,0 \text{ mm}^2$$

$$S = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \Rightarrow d = \sqrt{\frac{4 \cdot S}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 48,0 \text{ mm}^2}{\pi}} = 7,8 \text{ mm}$$

gewählt: $d = 8 \text{ mm}$ (die nächste Größe → TabB)

$$d) S_{\text{Draht}} = \frac{\pi \cdot d_0^2}{4} = \frac{\pi \cdot (0,5 \text{ mm})^2}{4} = 0,196 \text{ mm}^2$$

$$\frac{\sigma_{zul}}{\nu} = \sigma_{zzul} > \sigma_z = \frac{F}{S} \Rightarrow$$

$$\sigma_{zzul} = \frac{R_e}{\nu} = \frac{1570 \text{ N/mm}^2}{8} = 196,25 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$S_{erf} = \frac{F_L}{\sigma_{zzul}} = \frac{2500 \text{ N}}{196,25 \text{ N/mm}^2} = 12,7 \text{ mm}^2$$

$$n_{erf} = \frac{S_{erf}}{S_{\text{Draht}}} = \frac{12,7 \text{ mm}^2}{0,196 \text{ mm}^2} = 64,9 \approx 65$$

e) $R_e = 650 \text{ N/mm}^2$ (46Cr2 < 16mm → [EuroTabM46], S. 135)

$$\tau_{tF} = 0,7 \cdot R_e = 0,7 \cdot 650 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} = 455 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$\frac{\tau_{tF}}{\nu} = \tau_{tzul} > \tau_t = \frac{M_t}{W_p} \Rightarrow$$

$$\tau_{tzul} = \frac{\tau_{tF}}{\nu} = \frac{455 \text{ N/mm}^2}{4} = 113,75 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$W_{perf} = \frac{M_t}{\tau_{tzul}} = \frac{866 \text{ Nm}}{113,75 \text{ N/mm}^2} = 7,61 \text{ cm}^3$$

$$W = \frac{\pi \cdot (D^4 - d^4)}{16D} \Rightarrow$$

$$d = \sqrt[4]{D^4 - \frac{16D \cdot W}{\pi}} = \sqrt[4]{(35 \text{ mm})^4 - \frac{16 \cdot 35 \text{ mm} \cdot 7,61 \text{ cm}^3}{\pi}} = 19,4 \text{ mm}$$

$$s = \frac{D-d}{2} = \frac{35 \text{ mm} - 19,4 \text{ mm}}{2} = 7,8 \text{ mm}$$

23 tgm HP 2010/11-1: Rennkart
24 tgm HP 1998/99-2: Zugmaschine
25 tgm HP 2010/11-2: Fassadenkran



26 Baukran ²⁶

$R_e = 275 \text{ N/mm}^2$ (aus der Bezeichnung von S275)

Erforderlicher Durchmesser gegen Biegung

$$M_{bmax} = \frac{F_{OG}}{2} \cdot \frac{b}{2} = \frac{142 \text{ kN} \cdot 50 \text{ mm}}{4} = 1775 \text{ Nm}$$

$$\sigma_{bF} = 1,2 \cdot R_e = 1,2 \cdot 275 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} = 330 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$\frac{\sigma_{bF}}{v} = \sigma_{bzul} > \sigma_b = \frac{M_{bmax}}{W} \Rightarrow$$

$$\sigma_{bzul} = \frac{\sigma_{bF}}{v} = \frac{330 \text{ N/mm}^2}{2,5} = 132 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$W_{erf} = \frac{M_{bmax}}{\sigma_{bzul}} = \frac{1775 \text{ Nm}}{132 \text{ N/mm}^2} = 13,45 \text{ cm}^3$$

$$W = \frac{\pi \cdot d^3}{32} \Rightarrow$$

$$d_{erf} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot W_{erf}}{\pi}} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 13,45 \text{ cm}^3}{\pi}} = 51,5 \text{ mm}$$

Erforderlicher Durchmesser gegen Abscheren

$$\tau_{aF} = 0,6 \cdot R_e = 0,6 \cdot 275 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} = 165 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$\frac{\tau_{aF}}{v} = \tau_{azul} > \tau_a = \frac{F}{2 \cdot S} \Rightarrow$$

$$\tau_{azul} = \frac{\tau_{aF}}{v} = \frac{165 \text{ N/mm}^2}{4} = 41,25 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$S = \frac{F_D}{2 \cdot \tau_{azul}} = \frac{142 \text{ kN}}{2 \cdot 41,25 \text{ N/mm}^2} = 1721 \text{ mm}^2$$

$$S = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \Rightarrow d = \sqrt{\frac{4 \cdot S}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 1721 \text{ mm}^2}{\pi}} = 46,8 \text{ mm}$$

Maßgeblich ist der größere Durchmesser 51,5 mm, gewählt wird der nächstgrößere angebotene Bolzen \varnothing 55 mm (\rightarrow TabB „Bolzen“)

27 Gabelstapler t_{gme} ²⁷

$R_e = 275 \text{ N/mm}^2$ (aus der Bezeichnung von S275)

a) Spannungsquerschnitt $S = 157 \text{ mm}^2$ (M16 \rightarrow [EuroTabM] „Gewinde“)

$$\frac{R_e}{v} = \sigma_{zzul} > \sigma_z = \frac{F_{zmax}}{S}$$

$$\sigma_z = \frac{F_{zmax}}{S} = \frac{16 \text{ kN}}{157 \text{ mm}^2} = 101,9 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$v = \frac{R_e}{\sigma_z} = \frac{275 \text{ MPa}}{101,9 \text{ MPa}} = 2,7$$

b) Das maximale Biegemoment wirkt im senkrechten Teil des Gabelzinkens, weil dieser Teil am weitesten weg ist von der Kraft (= größter Hebelarm):

$$M_{bmax} = \frac{F_{G1max}}{2} \cdot l_7 = \frac{32 \text{ kN}}{2} \cdot 400 \text{ mm} = 6,4 \text{ kNm}$$

$$\sigma_{bF} = 1,2 \cdot R_e = 1,2 \cdot 275 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} = 330 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$\frac{\sigma_{bF}}{v} = \sigma_{bzul} > \sigma_b = \frac{M_{bmax}}{W} \Rightarrow$$

$$\sigma_{bzul} = \frac{\sigma_{bF}}{v} = \frac{330 \text{ N/mm}^2}{3} = 110 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$W_{erf} = \frac{M_{bmax}}{\sigma_{bzul}} = \frac{6,4 \text{ kNm}}{110 \text{ N/mm}^2} = 58,2 \text{ cm}^3$$

$$W = \frac{b \cdot h^2}{6} \Rightarrow b = \frac{W \cdot 6}{h^2} = \frac{58181 \text{ mm}^3 \cdot 6}{(40 \text{ mm})^2} = 218 \text{ mm}$$

Die Breite muss mind. 218 mm betragen.

28 Sollbruchstelle ²⁸

a) $R_e = 520 \text{ N/mm}^2$ (C60E \rightarrow [EuroTabM46], S.134)

$$M_{Tr} = F_{Ü} \cdot \frac{d_{Tr}}{2} = \frac{6 \text{ kN} \cdot 500 \text{ mm}}{2} = 15 \text{ kNm}$$

$$M_{Tr} = F_a \cdot \frac{d_z}{2} \Rightarrow$$

$$F_a = \frac{2 \cdot M_{Tr}}{d_z} = \frac{2 \cdot 15 \text{ kNm}}{50 \text{ mm}} = 60 \text{ kN}$$

$$\tau_{aF} = 0,6 \cdot R_e = 0,6 \cdot 520 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} = 312 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$\frac{\tau_{aF}}{v} = \tau_{azul} > \tau_a = \frac{F}{2 \cdot S} \Rightarrow$$

$$S_{erf} = \frac{F_a \cdot v}{2 \cdot \tau_{azul}} = \frac{60 \text{ kN} \cdot 1}{2 \cdot 312 \text{ N/mm}^2} = 96,1 \text{ mm}^2$$

$$S = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \Rightarrow d_{erf} = \sqrt{\frac{4 \cdot S}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 96,1 \text{ mm}^2}{\pi}} = 11,1 \text{ mm}$$

Gewählt: $d = 12 \text{ mm}$ (der nächste verfügbare \varnothing)

Test, ob der gewählte \varnothing innerhalb der Toleranz liegt:

$$S = \frac{\pi \cdot d_{gew}^2}{4} = \frac{\pi \cdot (12 \text{ mm})^2}{4} = 113,1 \text{ mm}^2$$

$$S_{min} = 96,1 \text{ mm}^2 \cdot (1 - 20\%) = 76,9 \text{ mm}^2$$

$$S_{max} = 96,1 \text{ mm}^2 \cdot (1 + 20\%) = 115,3 \text{ mm}^2$$

$S_{min} < S < S_{max}$ ist richtig

Der Durchmesser liegt innerhalb der Toleranz.

Hinweis: Da S und $F_{Ü}$ proportional sind, braucht man nicht weiter zu rechnen...

29 Bolzen ²⁹

a) Zuerst wird berechnet, welcher Durchmesser gegen Scherung erforderlich ist:

$R_e = 590 \text{ N/mm}^2$ (16MnCr5 \rightarrow [EuroTabM46], S.133)

$$\tau_{aF} = 0,6 \cdot R_e = 0,6 \cdot 590 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} = 354 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$\frac{\tau_{aF}}{v} = \tau_{azul} > \tau_a = \frac{F}{2 \cdot S} \Rightarrow$$

$$\tau_{azul} = \frac{\tau_{aF}}{v} = \frac{354 \text{ N/mm}^2}{3} = 118 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$S_{erf} = \frac{F_k}{2 \cdot \tau_{azul}} = \frac{70 \text{ kN}}{2 \cdot 118 \text{ N/mm}^2} = 296,1 \text{ mm}^2$$

$$S = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \Rightarrow d_{erf} = \sqrt{\frac{4 \cdot S}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 296,1 \text{ mm}^2}{\pi}} = 19,4 \text{ mm}$$

gewählt: $d_B = 20 \text{ mm}$ (\rightarrow TabB „Bolzen“)

b) Anschließend folgt die Laschenbreite b , die bei dem gewählten Durchmesser gegen Flächenpressung benötigt wird:

$$p_{zul} = \frac{F}{2 \cdot A} \Rightarrow$$

$$A_{erf} = \frac{F_k}{p_{zul}} = \frac{70 \text{ kN}}{2 \cdot 100 \text{ N/mm}^2} = 350 \text{ mm}^2$$

$$A = d_B \cdot b \Rightarrow b_{erf} = \frac{A}{d_B} = \frac{350 \text{ mm}^2}{20 \text{ mm}} = 17,5 \text{ mm}$$