

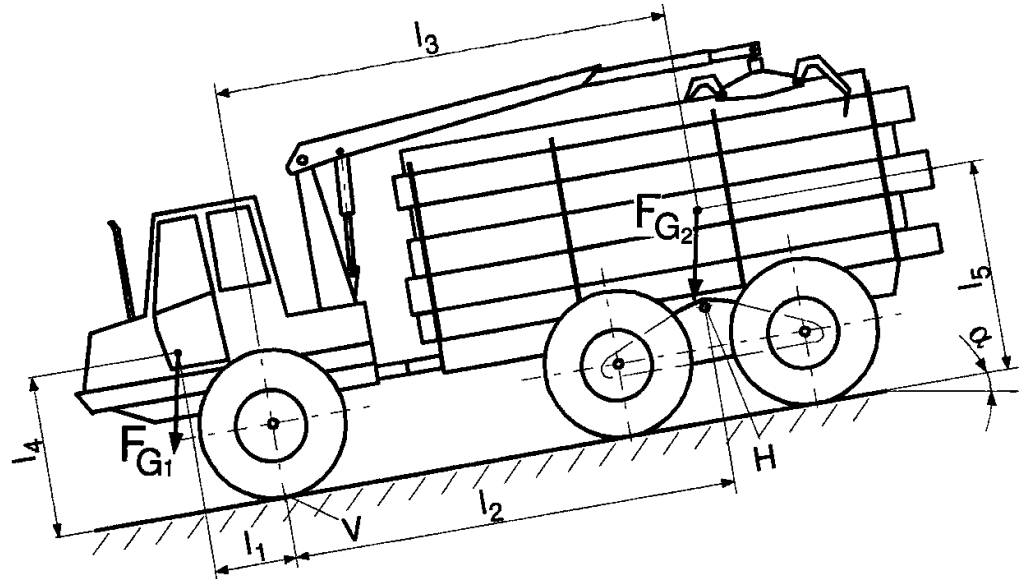


tgt HP 2009/10-2: Holztransporter

Der Holztransporter arbeitet in unwegsamem Gelände. Die Hinterräder sind im Gelenk H so gelagert, dass sich die Belastung gleichmäßig auf die beiden Hinterachsen verteilt. Die Hinterräder können wegen des rutschigen Untergrunds keine Bremswirkung aufbauen. Die gesamte Bremskraft wird deshalb von den Vorderrädern aufgebracht.

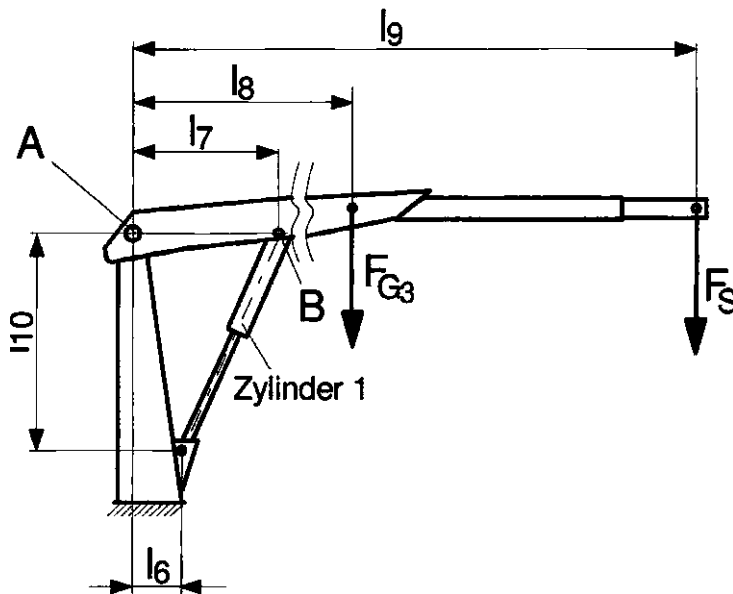
Daten:

l_1	=	500 mm
l_2	=	4000 mm
l_3	=	4400 mm
l_4	=	1100 mm
l_5	=	1900 mm
α	=	7°
F_{G1}	=	50 kN
F_{G2}	=	120 kN



Punkte

- | | | |
|---|--|-----|
| 1 | Berechnen Sie die Achskraft vorne und die Achskräfte hinten. | 6,0 |
| 2 | Mit dem Verladekran werden Stämme auf den Holztransporter gehoben. | 6,0 |



Daten:

l_6	=	250 mm
l_7	=	1000 mm
l_8	=	2000 mm
l_9	=	5000 mm
l_{10}	=	1500 mm
F_{G3}	=	12 kN
F_S	=	10 kN

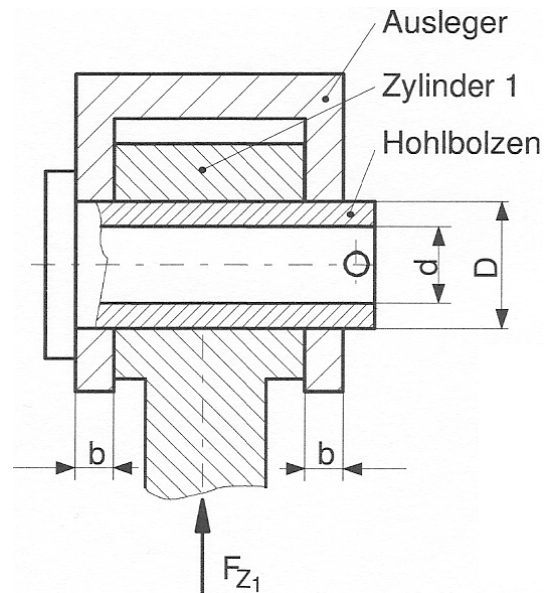
Bestimmen Sie zeichnerisch für die dargestellte Lage des Verladekrans die Kraft F_A im Lager A und die Kraft F_B von Zylinder 1 in B.



- 3 Der Zylinder 1 ist über einen Hohlbolzen mit dem Ausleger verbunden.

Daten

Zylinderkraft	$F_{Z1} = 85 \text{ kN}$
Stegbreite	$b = 10 \text{ mm}$
Außendurchmesser	$D = 40 \text{ mm}$
Bolzenwerkstoff	E 295



- 3.1 Bestimmen Sie den erforderlichen Innendurchmesser d des Hohlbolzens bei 5-facher Sicherheit gegen Abscheren.

3,0

- 3.2 Überprüfen Sie die Abmessungen des Auslegers, wenn die zulässige Flächenpressung von $p_{zul} = 75 \text{ N/mm}^2$ nicht überschritten werden darf. Begründen Sie eventuell notwendige Konstruktionsänderungen.

3,5

- 4 Der Greifarm kann über Zylinder 2 aus- und eingefahren werden.

Zylinderkraft

$$F_{Z2Ein} \approx F_{Z2Aus} = 8 \text{ kN}$$

Maximale Ausladung

$$l_{11} = 2500 \text{ mm}$$

$$l_{12} = 300 \text{ mm}$$

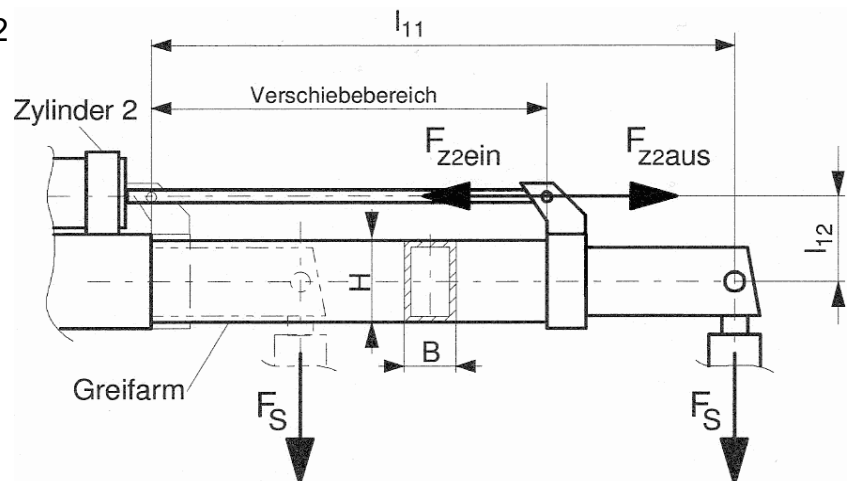
$$F_S = 10 \text{ kN}$$

Rechteckprofil

$$H = 160 \text{ mm}$$

$$B = 100 \text{ mm}$$

Werkstoff des Rechteckprofils
S275



- 4.1 Bestimmen Sie das erforderliche axiale Widerstandsmoment für eine 3-fache Sicherheit.

4,5

- 4.2 Das Rechteckprofil ist in folgenden Wandstärken lieferbar:

$$s_1 = 5 \text{ mm}; \quad s_2 = 8 \text{ mm}; \quad s_3 = 12 \text{ mm}$$

4,0

Ermitteln Sie die erforderliche Wandstärke des Rechteckprofils.

- 5 Die Hydraulikpumpe des Verladekrans wird vom Dieselmotor über ein Getriebe angetrieben.

3,0

Daten:

Erforderliches Antriebsmoment der Hydraulikpumpe $M_P = 300 \text{ Nm}$

Drehzahl der Hydraulikpumpe $n_P = 800 \text{ min}^{-1}$

Übersetzungsverhältnis Getriebe $i = 2,5$

Getriebewirkungsgrad $\eta_G = 0,8$

Berechnen Sie die hierfür abgegebene Motorleistung P_M und die Motordrehzahl n_M .

$\Sigma = 30,0$



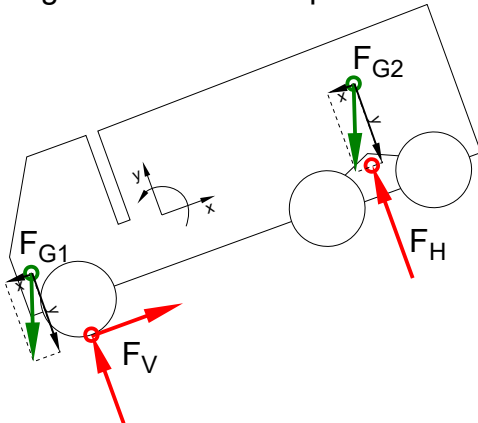
Lösungsvorschläge

Teilaufgaben:

Punkte

1 Lageskizze Holztransporter

6,0



$$F_{G1x} = F_{G1} \cdot \sin \alpha = 50 \text{ kN} \cdot \sin 7^\circ = 6,09 \text{ kN}$$

$$F_{G1y} = F_{G1} \cdot \cos \alpha = 50 \text{ kN} \cdot \cos 7^\circ = 49,63 \text{ kN}$$

$$F_{G2x} = F_{G2} \cdot \sin \alpha = 120 \text{ kN} \cdot \sin 7^\circ = 14,64 \text{ kN}$$

$$F_{G2y} = F_{G2} \cdot \cos \alpha = 120 \text{ kN} \cdot \cos 7^\circ = 119,11 \text{ kN}$$

$$\Sigma M_V = 0 = +F_{G1x} \cdot l_4 + F_{G1y} \cdot l_1 + F_{G2x} \cdot l_5 - F_{G2y} \cdot l_3 + F_H \cdot l_2 \Rightarrow$$

$$F_H = \frac{-F_{G1x} \cdot l_4 - F_{G1y} \cdot l_1 - F_{G2x} \cdot l_5 + F_{G2y} \cdot l_3}{l_2}$$

$$= \frac{-6,09 \text{ kN} \cdot 1100 \text{ mm} - 49,63 \text{ kN} \cdot 500 \text{ mm} - 14,64 \text{ kN} \cdot 1900 \text{ mm} + 119,11 \text{ kN} \cdot 4400 \text{ mm}}{4000 \text{ mm}}$$

$$= 116,19 \text{ kN} \quad (\text{Hinterachskräfte gesamt})$$

$$F_{HAchse} = \frac{F_H}{2} = \frac{116,19 \text{ kN}}{2} = 58,1 \text{ kN} \quad (\text{je hinterer Achse})$$

$$\Sigma F_x = 0 = -F_{G1x} - F_{G2x} + F_{Vx} \Rightarrow$$

$$F_{Vx} = +F_{G1x} + F_{G2x} = +6,09 \text{ kN} + 14,64 \text{ kN} = +20,7 \text{ kN} \quad (\text{Bremskraft})$$

$$\Sigma F_y = 0 = -F_{G1y} - F_{G2y} + F_{Vy} + F_H \Rightarrow$$

$$F_{Vy} = +F_{G1y} + F_{G2y} - F_H = 49,63 \text{ kN} + 119,11 \text{ kN} - 116,19 \text{ kN} = 52,6 \text{ kN} \quad (\text{Aufstandskraft})$$

$$F_V = \sqrt{F_{Vx}^2 + F_{Vy}^2} = \sqrt{(20,7 \text{ kN})^2 + (52,6 \text{ kN})^2} = 56,4 \text{ kN} \quad (\text{Achskraft vorne})$$

$$\alpha_V = \arctan \frac{F_{Vy}}{F_{Vx}} = \arctan \frac{52,6 \text{ kN}}{20,7 \text{ kN}} = 68,5^\circ \quad (\text{nach rechts oben gegen den Untergrund})$$

Statik (rechnerisch)



2 LS Ausleger (siehe unten)

56

6,0

$$\beta = \arctan \frac{l_{10}}{l_6 - l_6} = \arctan \frac{1500 \text{ mm}}{1000 \text{ mm} - 250 \text{ mm}} = \arctan 2 = 63,43^\circ$$

$$\Sigma M_A = 0 = +F_{By} \cdot l_7 - F_{G3} \cdot l_8 - F_S \cdot l_9 \Rightarrow$$

$$F_{By} = \frac{F_{G3} \cdot l_8 + F_S \cdot l_9}{l_7} = \frac{12 \text{ kN} \cdot 2 \text{ m} + 10 \text{ kN} \cdot 5 \text{ m}}{1 \text{ m}} = 74 \text{ kN}$$

$$F_B = \frac{F_{By}}{\cos \beta} = \frac{74 \text{ kN}}{\sin 63,43^\circ} = 82,7 \text{ kN}$$

$$\Sigma F_x = 0 = F_{Ax} + F_{Bx} \Rightarrow F_{Ax} = -F_{Bx} = -F_B \cdot \cos \beta = -82,7 \cdot \cos 63,43^\circ = -37,0 \text{ kN}$$

$$\Sigma F_y = 0 = F_{Ay} + F_{By} - F_{G3} - F_S \Rightarrow$$

$$F_{Ay} = -F_{By} + F_{G3} + F_S = -74 \text{ kN} + 12 \text{ kN} + 10 \text{ kN} = -52 \text{ kN}$$

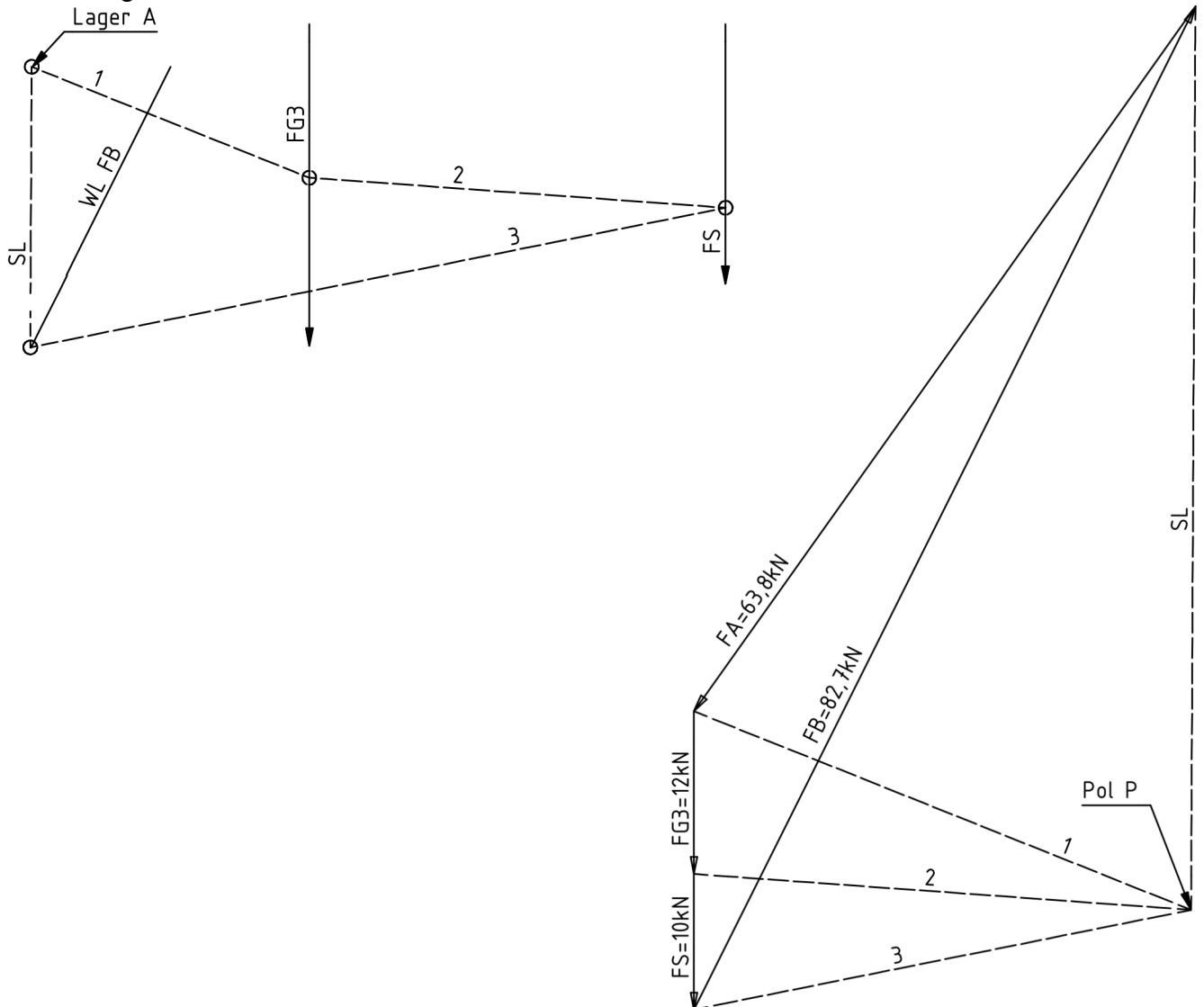
$$F_A = \sqrt{F_{Ax}^2 + F_{Ay}^2} = \sqrt{(-37 \text{ kN})^2 + (-52 \text{ kN})^2} = 63,82 \text{ kN}$$

$$\alpha_A = \arctan \frac{F_{Ay}}{F_{Ax}} = \arctan \frac{-52 \text{ kN}}{-37 \text{ kN}} = 54,57^\circ \quad (\text{nach links unten gegen die Waagrecht})$$

$$\alpha = 236,66^\circ \quad \text{gegen die +x-Achse}$$

LP Ausleger $M_L = 5000 \text{ mm} / 100 \text{ mm}$

KP $M_K = 10 \text{ kN} / 20 \text{ mm}$





3

3.1 Erforderlicher Durchmesser gegen Abscheren

3,0

$\tau_{aB} = 390 \text{ N/mm}^2$ (E295 → Tabellenbuch Metall, Europa Verlag, 44. Auflage, S.44)

$$\frac{\tau_{aB}}{V} = \tau_{azul} > \tau_a = \frac{F_{Z1}}{2 \cdot S} \Rightarrow$$

$$\tau_{azul} = \frac{\tau_{aB}}{V} = \frac{390 \text{ N/mm}^2}{5} = 78 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$S = \frac{F_{Z1}}{2 \cdot \tau_{azul}} = \frac{85 \text{ kN}}{2 \cdot 78 \text{ N/mm}^2} = 545 \text{ mm}^2$$

$$S = \frac{\pi}{4} \cdot (D^2 - d^2) \Rightarrow$$

$$d = \sqrt{D^2 - \frac{4 \cdot S}{\pi}} = \sqrt{(40 \text{ mm})^2 - \frac{4 \cdot 545 \text{ mm}^2}{\pi}} = 30,1 \text{ mm} \quad \text{oder kleiner}$$

Scherfestigkeit (Hohlbolzen InnenØ)

3.2 $A = 2 \cdot b \cdot D = 2 \cdot 10 \text{ mm} \cdot 40 \text{ mm} = 800 \text{ mm}^2$

3,5

$$p_{zul} > p = \frac{F_{Z1}}{A}$$

$$75 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} > \frac{85 \text{ kN}}{800 \text{ mm}^2} = 106 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \rightarrow \text{Aussage ist falsch}$$

Da die vorhandene Flächenpressung größer als die zulässige ist, muss die Konstruktion geändert werden, z.B.

- Stegbreite b vergrößern
- Außendurchmesser D vergrößern
- Geeignete Buchse um den Bolzen legen

Konstruktive Maßnahmen mit dem Ziel, die Belastung des Bolzen zu verringern, sind nicht geeignet, wenn sie die Tragfähigkeit des Auslegers beeinträchtigen.

Flächenpressung prüfen

Alternativ kann man die erforderliche Stegbreite b oder den erforderlichen Durchmesser d ermitteln und daraus die Schlüsse ziehen:

$$p_{zul} > p = \frac{F_{Z1}}{A} \Rightarrow A_{erf} = \frac{F_{Z1}}{p_{zul}} = \frac{85 \text{ kN}}{75 \text{ N/mm}^2} = 1133 \text{ mm}^2$$

$$A = 2 \cdot b \cdot D \Rightarrow$$

$$b_{erf} = \frac{A_{erf}}{2 \cdot D} = \frac{1133 \text{ mm}^2}{2 \cdot 40 \text{ mm}} = 14,2 \text{ mm}$$

oder

$$D_{erf} = \frac{A_{erf}}{2 \cdot b} = \frac{1133 \text{ mm}^2}{2 \cdot 10 \text{ mm}} = 56,7 \text{ mm}$$



4

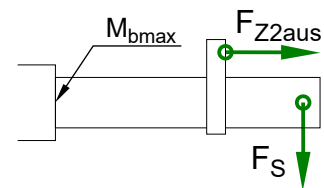
- 4.1 Das maximale Biegemoment herrscht, wenn der Greifarm ausfährt (Zylinderkraft F_{Z2} und Last F_S wirken in die gleiche Richtung) und die äußerste Stellung erreicht (größter Hebelarm). Es wirkt am Austritt des Greifarms aus der Führung. 4,5

$$M_{bmax} = |-F_S \cdot l_{11} - F_{Z2aus} \cdot l_{12}| = 10 \text{ kN} \cdot 2500 \text{ mm} + 8 \text{ kN} \cdot 300 \text{ mm} = 27,4 \text{ kNm}$$

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

$$\sigma_{bzul} = \frac{\sigma_{bF}}{V} = \frac{380 \text{ N/mm}^2}{3} = 126,7 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$W = \frac{M_{bmax}}{\sigma_{bzul}} = \frac{27,4 \text{ kNm}}{126,7 \text{ N/mm}^2} = 216,3 \text{ cm}^3$$



Lageskizze Greifarm

Biegemoment ermitteln

- 4.2 Die erforderliche Wandstärke ist ein Problem der Art Nullstelle eines Polynoms 4. Grades, das man mit einem CAS-Rechner lösen kann : 4,0

$$W_x = \frac{B \cdot H^3 - b \cdot h^3}{6 \cdot H} = \frac{B \cdot H^3 - (B - 2 \cdot s) \cdot (H - 2 \cdot s)^3}{6 \cdot H}$$

$$216316 \text{ mm}^3 = \frac{100 \cdot 160^3 - (100 - 2 \cdot s) \cdot (160 - 2 \cdot s)^3}{6 \cdot 160} \text{ mm}^3 \Rightarrow s_{erf} = 11,2 \text{ mm} \rightarrow \text{gewählt: } s = 12 \text{ mm}$$

Oder man berechnet die Widerstandsmomente der lieferbaren Profile und vergleicht die Ergebnisse mit dem geforderten Wert. Zweckmäßig beginnt man mit der mittleren Wandstärke, damit man anschließend weiß, wohin es weiter geht:

$$W(s_2 = 8 \text{ mm}) = \frac{100 \cdot 160^3 - (100 - 2 \cdot 8) \cdot (160 - 2 \cdot 8)^3}{6 \cdot 160} \text{ mm}^3 = \frac{100 \cdot 160^3 - 84 \cdot 144^3}{6 \cdot 160} \text{ mm}^3 = 165,4 \text{ cm}^3 < 216,3 \text{ cm}^3$$

$$W(s_3 = 12 \text{ mm}) = \frac{100 \cdot 160^3 - (100 - 2 \cdot 12) \cdot (160 - 2 \cdot 12)^3}{6 \cdot 160} \text{ mm}^3 = \frac{100 \cdot 160^3 - 76 \cdot 136^3}{6 \cdot 160} \text{ mm}^3 = 227,5 \text{ cm}^3 > 216,3 \text{ cm}^3$$

s_2 reicht nicht aus, s_3 kann gewählt werden.

- 5 $P_p = 2 \pi \cdot M_p \cdot n_p = 2 \pi \cdot 300 \text{ Nm} \cdot 800 \text{ min}^{-1} = 2 \pi \cdot 300 \text{ Nm} \cdot 13,3 \text{ s}^{-1} = 25,1 \text{ kW}$ 3,0

$$\eta = \frac{P_{ab}}{P_{zu}} = \frac{P_p}{P_M} \quad \text{drightarrow} \quad P_M = \frac{P_p}{\eta} = \frac{25,1 \text{ kW}}{0,8} = 31,4 \text{ kW}$$

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{n_M}{n_p} \Rightarrow n_M = i \cdot n_p = 2,5 \cdot 800 \text{ min}^{-1} = 2000 \text{ min}^{-1} = 33,3 \text{ s}^{-1}$$

oder (Drehzahl n_M wie oben)

$$i \cdot \eta = \frac{M_2}{M_1} = \frac{M_p}{M_M} \Rightarrow M_M = \frac{M_p}{i \cdot \eta} = \frac{300 \text{ Nm}}{2,5 \cdot 0,8} = 150 \text{ Nm}$$

$$P_M = 2 \pi \cdot M_M \cdot n_M = 2 \pi \cdot 150 \text{ Nm} \cdot 2000 \text{ min}^{-1} = 2 \pi \cdot 150 \text{ Nm} \cdot 33,3 \text{ s}^{-1} = 31,4 \text{ kW}$$

30,0