



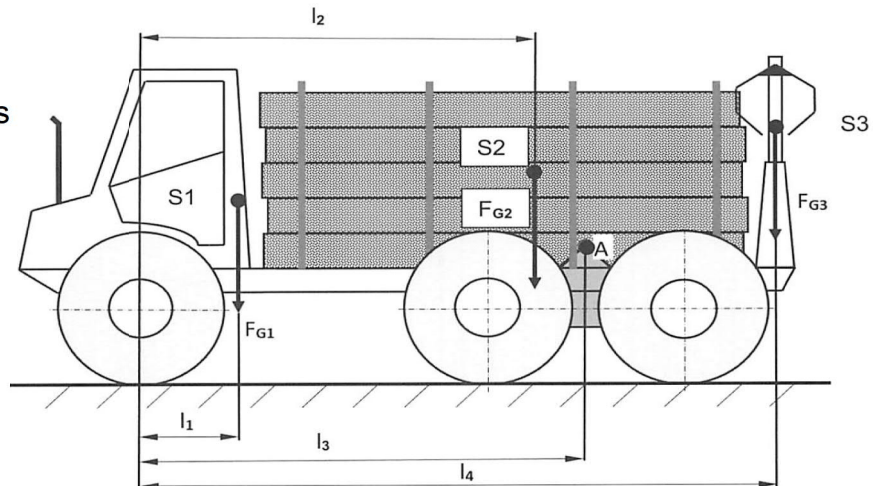
tgtn HP 2017/18-1: Holzurückeschlepper

(Pflichtaufgabe)

Der Holzurückeschlepper transportiert die Holzstämme aus dem Wald in das Sägerwerk.

Hierzu greift er mit seinem Ladekran die bereits auf 5 Meter Länge zugesägte Baumstämme und legt sie auf seiner Ladefläche ab.

Beide Hinterachsen sind in Punkt A so gelagert, dass die Belastung auf alle 4 Hinterräder gleich verteilt wird.



Darstellung unmaßstäblich

Daten

Holzurückeschlepper: $F_{G1} = 40 \text{ kN}$ in S1

Holzstämme: $F_{G2} = 70 \text{ kN}$ in S2

Ladekran: $F_{G3} = 5 \text{ kN}$ in S3

Abmessungen: $l_1 = 800 \text{ mm}$

$l_2 = 3800 \text{ mm}$

$l_3 = 4500 \text{ mm}$

$l_4 = 6000 \text{ mm}$

1 Holzurückeschlepper

1.1 Machen Sie den vollbeladenen Holzurückeschlepper frei.

2,0

1.2 Berechnen Sie die Radkräfte $F_{V\text{Rad}}$ an der Vorderachse und die einzelnen Radkräfte $F_{H\text{Rad}}$ an den Hinterachsen.

3,0

2 Ladekran

Der Holzurückeschlepper hat einen Stamm mit dem Ladekran gegriffen und angehoben. Der Ausleger befindet sich in waagerechter Position und wird von einem Hydraulikzylinder in dieser Stellung gehalten.

Daten

Ausleger: $F_{G4} = 2 \text{ kN}$ in S4

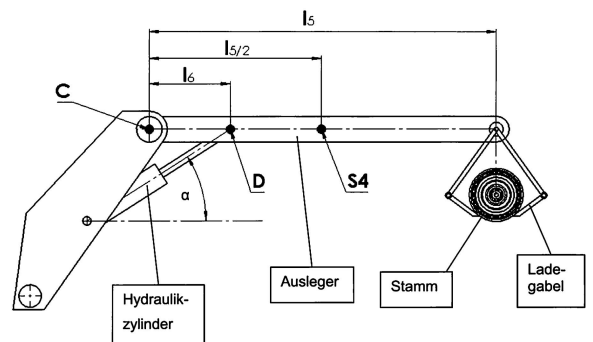
Stamm: $F_{G5} = 3,5 \text{ kN}$

Winkel: $\alpha = 35^\circ$

Abmessungen:

$l_5 = 2000 \text{ mm}$

$l_6 = 450 \text{ mm}$



2.1 Schneiden Sie den Ausleger frei und ermitteln Sie die Kräfte an den Punkten C und D.

5,0

2.2 Ermitteln Sie die Stelle und den Betrag des maximalen Biegemoments im Ausleger.

2,0

2.3 Dimensionieren Sie für den Ausleger ein rechteckiges Hohlprofil nach DIN EN 10210-2 aus S890Q bei 2-facher Sicherheit gegen Verformung.

3,0

Geben Sie die komplette Bezeichnung nach DIN EN an.

2.4 Der Ausleger soll bei größeren Lasten ($> F_{G5}$) zum Einsatz kommen. Er soll entsprechend verändert werden, wobei die Länge l_5 gleich bleiben soll.

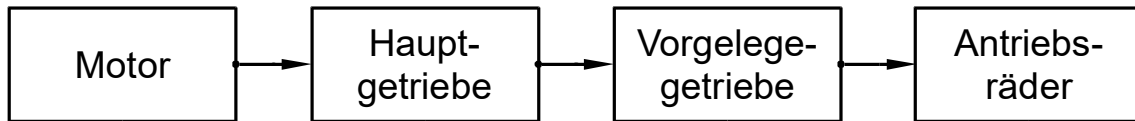
2,0

Zeigen Sie eine mögliche Lösung auf und begründen Sie diese.



3 Getriebe

Der HolZRückeschlepper wird von einem Verbrennungsmotor angetrieben. Die Übertragung von Drehmoment und Drehzahl erfolgt nach unten beigefügtem Blockschaltbild.



Daten

Fahrgeschwindigkeit auf der Straße:	$v_{\max, \text{Straße}}$	=	45 km/h
Fahrgeschwindigkeit im Wald:	$v_{\max, \text{Wald}}$	=	5 km/h
Raddurchmesser Antriebsräder:	d	=	1,53 m
Übersetzungsverhältnis Vorgelege im Straßenbetrieb:	i_v	=	1
Motordrehzahl:	n_M	=	2500 min
Motorleistung:	P_M	=	150 kW
Wirkungsgrad Hauptgetriebe:	η_H	=	75 %
Wirkungsgrad Vorgelegegetriebe:	η_V	=	80 %

Straßenbetrieb des HolZRückeschleppers

Hinweis: Im Straßenbetrieb wird das Vorgelegegetriebe in der Schaltstellung 1 mit dem Übersetzungsverhältnis $i_v = 1$ betrieben.

- 3.1 Bestimmen Sie das Übersetzungsverhältnis des Hauptgetriebes im Straßenbetrieb. 3,0
- 3.2 Aufgrund des großen Übersetzungsverhältnisses muss das Hauptgetriebe zweistufig ausgeführt werden. Aus betriebswirtschaftlichen Gründen sind höchstens zwei unterschiedliche Stirnradgrößen zu verwenden. Die Zähnezah z_1 beträgt 15. Bestimmen Sie die Zähnezahlen z_2 , z_3 und z_4 . 2,0

Waldbetrieb des HolZRückeschleppers

Im Waldbetrieb soll die Fahrgeschwindigkeit $v_{\max, \text{Wald}} = 5 \text{ km/h}$ betragen. Dies wird durch die Schaltstellung 2 des Vorgelegegetriebes erreicht.

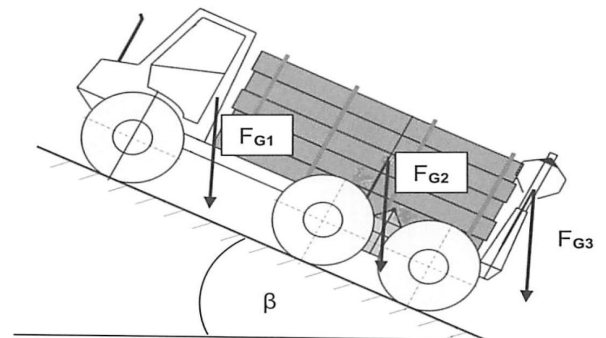
Daten

Gewichtskräfte:

$$F_{G1} = 40 \text{ kN}, F_{G2} = 70 \text{ kN}, F_{G3} = 5 \text{ kN}$$

Reibzahl Reifen auf Waldboden: $\mu = 0,5$

Maximaler Steigungswinkel: $\beta = 25^\circ$



- 3.3 Bestimmen Sie das Übersetzungsverhältnis des Vorgelegegetriebes im Waldbetrieb. 2,0
- 3.4 Bestimmen Sie das maximale Antriebsmoment pro Rad, wenn alle Räder angetrieben werden. 3,0
- 3.5 Überprüfen Sie, ob der HolZRückeschlepper aufgrund der Reibverhältnisse an einer Steigung mit dem geforderten maximalen Steigungswinkel β stehen bleibt oder zu rutschen beginnt. 3,0
- 3.6 Überprüfen Sie, ob der Antrieb des HolZRückeschleppers ausreicht, um diese Steigung mit konstanter Geschwindigkeit hochfahren zu können. 3,0



4 Antriebswelle

Vom Hauptgetriebe wird das Antriebsmoment über Differentiale an Vorder- und Hinterachsen und über entsprechende Antriebswellen auf die sechs Räder des HolZRückeschleppers gleich verteilt.

Die Drehmomentenübertragung von Antriebswelle auf Rad erfolgt mit Hilfe einer Passfeder.

Daten

Torsionsmoment einer Antriebswelle:	$M_T = 8300 \text{ Nm}$
Werkstoff der Antriebswelle:	16MnCr5
Sicherheit gegen Torsion:	$\nu = 2,5$
Passfeder	DIN6885 – B – 20 x 12 x 100
Zul. Scherspannung der Passfeder:	$T_{a,zul} = 250 \text{ N/mm}^2$

4.1	Bestimmen Sie den Durchmesser einer Antriebswelle.	4,0
4.2	Überprüfen Sie, ob die vorgegebene Passfeder abscheret.	3,0
		40,0



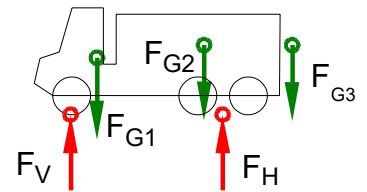
Lösungen

Statik (10 P): Benannte BG freimachen; Auflagerkräfte
 Getriebe (16 P): Diverse; Reibung; Zähnezahlen berechnen
 Festigkeit (14 P): Mbmax (einfach); Profil gegen Biegen; konstruktive Vorschläge; Torsion; Passfeder auf Scherung

1 HolZRückeschlepper

1.1 Lageskizze HolZRückeschlepper siehe rechts

1.2 Hinweis 1: Mit „die Radkräfte“ (an der Vorderachse) „und“ „die einzelnen Radkräfte“ (an der Hinterachse) ist dasselbe gemeint, nämlich Radkräfte anstatt Achs- bzw. Doppelachskräften. Die Aufträge für einen Ingenieur sind eben nicht immer präzise und einfach formuliert. :-)



$$\Sigma M_V = 0 = -F_{G1} \cdot l_1 - F_{G2} \cdot l_2 + F_H \cdot l_3 - F_{G3} \cdot l_4$$

$$F_H = \frac{F_{G1} \cdot l_1 + F_{G2} \cdot l_2 + F_{G3} \cdot l_4}{l_3} = \frac{40 \text{ kN} \cdot 800 \text{ mm} + 70 \text{ kN} \cdot 3800 \text{ mm} + 5 \text{ kN} \cdot 6000 \text{ mm}}{4500 \text{ mm}} = 72,8 \text{ kN}$$

$$\Sigma F_y = 0 = +F_V - F_{G1} - F_{G2} + F_H - F_{G3}$$

$$F_V = F_{G1} + F_{G2} - F_H + F_{G3} = 40 \text{ kN} + 70 \text{ kN} - 72,8 \text{ kN} + 5 \text{ kN} = 42,1 \text{ kN}$$

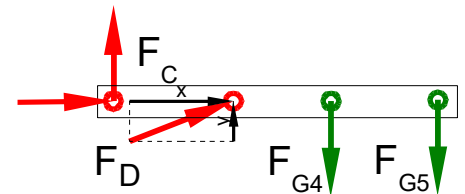
Radkräfte:

$$F_{VRad} = \frac{F_V}{2} = \frac{42,1 \text{ kN}}{2} = 21,1 \text{ kN}$$

$$F_{ARad} = \frac{F_H}{4} = \frac{72,8 \text{ kN}}{4} = 18,2 \text{ kN}$$

2 Ladekran – Lageskizze Ausleger mit Stamm siehe rechts

2.1 Lagerkräfte



$$\Sigma M_C = 0 = F_{Dy} \cdot l_6 - F_{G4} \cdot \frac{l_5}{2} - F_{G5} \cdot l_5$$

$$F_{Dy} = \frac{F_{G4} \cdot \frac{l_5}{2} + F_{G5} \cdot l_5}{l_6} = \frac{2 \text{ kN} \cdot \frac{2000 \text{ mm}}{2} + 3,5 \text{ kN} \cdot 2000 \text{ mm}}{450 \text{ mm}} = 20 \text{ kN}$$

$$F_D = \frac{F_{Dy}}{\sin \alpha} = \frac{20 \text{ kN}}{\sin 35^\circ} = 34,87 \text{ kN}$$

$$F_{Dx} = F_D \cdot \cos \alpha = 34,87 \text{ kN} \cdot \cos 35^\circ = 28,56 \text{ kN}$$

$$\Sigma F_x = 0 = F_{Cx} + F_{Dx} \Rightarrow F_{Cx} = -F_{Dx} = -28,6 \text{ kN}$$

$$\Sigma F_y = 0 = +F_{Cy} + F_{Dy} - F_{G4} - F_{G5} \Rightarrow$$

$$F_{Cy} = -F_{Dy} + F_{G4} + F_{G5} = -20 \text{ kN} + 2 \text{ kN} + 3,5 \text{ kN} = -14,5 \text{ kN}$$

$$F_C = \sqrt{F_{Cx}^2 + F_{Cy}^2} = \sqrt{(-28,6 \text{ kN})^2 + (-14,5 \text{ kN})^2} = 32,1 \text{ kN}$$

$$\gamma_C = \arctan \frac{F_{Cy}}{F_{Cx}} = \arctan \frac{-14,5 \text{ kN}}{-28,6 \text{ kN}} = +26,9^\circ \text{ gegen die negative x-Achse nach links unten}$$

2.2 Biegemoment M_{bmax} / Querkraft- und Biegemomentenverlauf:

M_{bmax} liegt einem inneren Kräfteinleitung (bei D oder S_4)

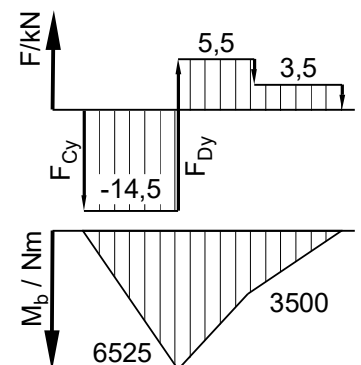
$$M_{bs4} \text{ (von rechts)} = \left| -F_{G5} \cdot \frac{l_5}{2} \right| = 3,5 \text{ kN} \cdot 1000 \text{ mm} = 3500 \text{ Nm}$$

$$M_{bd} \text{ (von rechts)} = \left| -F_{G4} \cdot \left(\frac{l_5}{2} - l_6 \right) - F_{G5} \cdot (l_5 - l_6) \right|$$

$$= 2 \text{ kN} \cdot (1000 - 450) \text{ mm} + 3,5 \text{ kN} \cdot (2000 - 450) \text{ mm} = 6525 \text{ Nm}$$

oder

$$M_{bd} \text{ (von links)} = \left| -F_{Cy} \cdot l_6 \right| = 14,5 \text{ kN} \cdot 450 \text{ mm} = 6525 \text{ Nm} = M_{bmax}$$





Auf die Berechnung von M_{bS4} kann man mit folgenden Argumenten verzichten:

- M_{bmax} muss an einer Stelle liegen, an der der Querkraftverlauf einen Nulldurchgang hat, also bei D. (Begründung: Der Biegemomentenverlauf ist das Integral des Querkraftverlaufes)
- Da die beiden Kräfte F_{G4} und F_{G5} auf der rechten Seite des Auslegers die gleiche Richtung haben, kann dort kein Nulldurchgang im Querkraftverlauf sein.
- Man zeichnet den Biegemomentenverlauf

2.3 Hohlprofil wählen

$R_e = 890 \text{ N/mm}^2$ (aus der Bezeichnung von S890Q)

$$\sigma_{bF} = 1,2 \cdot R_e = 1,2 \cdot 890 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} = 1068 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

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

$$\sigma_{bzul} = \frac{\sigma_{bF}}{\nu} = \frac{1068 \text{ N/mm}^2}{2} = 534 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$W_{erf} = \frac{M_{bmax}}{\sigma_{bzul}} = \frac{6525 \text{ Nm}}{534 \text{ N/mm}^2} = 12,2 \text{ cm}^3$$

Gewählt:

Hohlprofil DIN EN 10210-2 – 80x40x4 – S890Q mit $W_x = 17,1 \text{ cm}^3$

oder

Hohlprofil DIN EN 10210-2 – 60x60x4 – S890Q mit $W_x = 15,1 \text{ cm}^3$

Hinweis 2: Ein Metaller würde das quadratische Profil 60x60 nicht unbedingt rechteckig nennen, aber mathematisch vorgebildete Schüler haben es so gelernt ;-)

2.4 Maßnahmen für größere Lasten

- Profil mit höherem Widerstandsmoment (höher, dickwandiger ..)
- Werkstoff mit höherer Festigkeit
- I_6 vergrößern, dadurch sinken die Kräfte F_{Dy} und F_{Cy} und damit M_{bmax} (→ Berechnungen in den Aufgaben 2.1 und 2.2).

3 Getriebe

3.1 Übersetzung des Hauptgetriebes (im Straßenbetrieb)

$$v = \pi \cdot n \cdot d \Rightarrow$$

$$n_{Str} = \frac{v_{Str}}{\pi \cdot d} = \frac{45 \frac{\text{km}}{\text{h}} \cdot \frac{1000 \text{ m}}{\text{km}} \cdot \frac{\text{h}}{60 \text{ min}}}{\pi \cdot 1,53 \text{ m}} = \frac{750 \frac{\text{m}}{\text{min}}}{\pi \cdot 1,53 \text{ m}} = \frac{12,5 \frac{\text{m}}{\text{s}}}{\pi \cdot 1,53} = 9362 \text{ h}^{-1} = 156 \text{ min}^{-1} = 2,6 \text{ s}^{-1}$$

$$i_{Str} = \frac{n_{zu}}{n_{ab}} = \frac{n_M}{n_{Str}} = \frac{2500 \text{ min}^{-1}}{156 \text{ min}^{-1}} = 16,0$$

$$i_{Str} = i_{V1} \cdot i_H \Rightarrow i_H = \frac{i_{Str}}{i_{V1}} = \frac{16,0}{1} = 16,0$$

3.2

$$i_H = \frac{z_2}{z_1} \cdot \frac{z_4}{z_3} = \frac{z_2^2}{z_1^2} \Rightarrow z_2 = z_1 \cdot \sqrt{i_H} = 15 \cdot \sqrt{16} = 60$$

$$z_1 = z_3 = 15 \quad z_2 = z_4 = 60$$



3.3 Übersetzung des Vorgeleges bei Schaltstellung 2 (im Waldbetrieb)

$$v = \pi \cdot n \cdot d \Rightarrow$$

$$n_{Wald} = \frac{v_{Wald}}{\pi \cdot d} = \frac{5 \frac{km}{h} \cdot \frac{1000 m}{km} \cdot \frac{h}{60 min}}{\pi \cdot 1,53 m} = \frac{83,3 \frac{m}{min}}{\pi \cdot 1,53 m} = \frac{1,38 \frac{m}{s}}{\pi \cdot 1,53 m} = 1040 h^{-1} = 17,3 min^{-1} = 0,289 s^{-1}$$

$$i_{Wald} = \frac{n_{zu}}{n_{ab}} = \frac{n_M}{n_{Wald}} = \frac{2500 min^{-1}}{17,3 min^{-1}} = 144$$

$$i_{Wald} = i_{V2} \cdot i_H \Rightarrow i_{V2} = \frac{i_{Wald}}{i_H} = \frac{144}{16,0} = 9,0$$

oder

$$i_{Str} = i_{V1} \cdot i_H = \frac{n_M}{v_{Str}} = \frac{n_M \cdot \pi \cdot d}{v_{Str}} \Rightarrow \frac{n_M \cdot \pi \cdot d}{i_H} = i_{V1} \cdot v_{Str}$$

$$i_{Wald} = i_{V2} \cdot i_H = \frac{n_M}{v_{Wald}} = \frac{n_M \cdot \pi \cdot d}{v_{Wald}} \Rightarrow \frac{n_M \cdot \pi \cdot d}{i_H} = i_{V2} \cdot v_{Wald}$$

$$i_{V1} \cdot v_{Str} = i_{V2} \cdot v_{Wald} \Rightarrow i_{V2} = i_{V1} \cdot \frac{v_{Str}}{v_{Wald}} = 1 \cdot \frac{45 km/h}{5 km/h} = 9$$

Hinweis 3: Um den Antriebsstrang nicht unnötig mit hohen Momenten zu belasten, legt man große Übersetzungen bevorzugt nach hinten in den Kraftfluss, also innerhalb mehrstufiger Wechselgetriebe auf die Abtriebsseite und/oder feste Übersetzungen in Achs- und/oder Radgetriebe.

3.4 Antriebsmoment pro Rad (im Waldbetrieb)

$$P = 2 \pi \cdot M \cdot n \Rightarrow M_{Mot} = \frac{P_{Mot}}{2 \pi \cdot n} = \frac{150 kW}{2 \pi \cdot 2500 min^{-1}} = \frac{150 kW \cdot 60 s}{2 \pi \cdot 2500} = 572,9 Nm$$

$$i_{Wald} = i_{V2} \cdot i_H = 9 \cdot 16 = 144$$

$$\eta_{ges} = \eta_V \cdot \eta_H = 0,8 \cdot 0,75 = 0,6$$

$$i \cdot \eta = \frac{M_2}{M_1} \Rightarrow M_{Antrieb} = M_{Mot} \cdot i_{Wald} \cdot \eta_{ges} = 572,9 Nm \cdot 144 \cdot 0,6 = 49,5 kNm$$

$$M_{Rad} = \frac{M_{Antrieb}}{6} = \frac{49,5 kNm}{6} = 8251 Nm$$

oder

$$P_{Räder} = P_M \cdot \eta_{ges} = 150 kW \cdot 0,6 = 90 kW$$

$$P_{Rad} = \frac{P_{Räder}}{6} = \frac{90 kW}{6} = 15 kW$$

$$P = 2 \pi \cdot M \cdot n \Rightarrow M_{Rad} = \frac{P_{Rad}}{2 \pi \cdot n_{Rad}} = \frac{15 kW}{2 \pi \cdot 0,289 s^{-1}} = 8260 Nm$$

oder

$$P = F \cdot v \Rightarrow F_{Räder} = \frac{P_{Räder}}{v_{Rad}} = \frac{90 kW}{1,38 \frac{m}{s}} = 64,8 kN$$

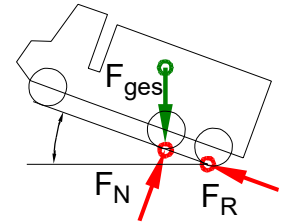
$$F_{Rad} = \frac{F_{Räder}}{6} = \frac{64,8 kN}{6} = 10,8 kN$$

$$M_{Rad} = F_{Rad} \cdot \frac{d}{2} = 10,8 kN \cdot \frac{1,53 m}{2} = 8262 Nm$$



3.5 Reibverhältnisse

Lageskizze Schlepper:



$$F_{Ges} = F_{G1} + F_{G2} + F_{G3} = 40 \text{ kN} + 70 \text{ kN} + 5 \text{ kN} = 115 \text{ kN}$$

$$F_H = F_{Ges} \cdot \sin \beta = 115 \text{ kN} \cdot \sin 25^\circ = 48,6 \text{ kN} = F_{R, \text{erf}}$$

$$F_N = F_{Ges} \cdot \cos \beta = 115 \text{ kN} \cdot \cos 25^\circ = 104,2 \text{ kN}$$

$$F_{Rmax} = F_N \cdot \mu = 104,2 \text{ kN} \cdot 0,5 = 52,1 \text{ kN}$$

$$F_{Rmax} = 52,1 \text{ kN} > 48,6 \text{ kN} = F_{R, \text{erf}} \Rightarrow \text{rutscht nicht}$$

oder mit dem Reibwinkel:

$$\alpha_{Haft} = \arctan \mu = \arctan 0,5 = 26,5^\circ > 25^\circ = \beta \Rightarrow \text{rutscht nicht}$$

bzw. umgekehrt:

$$\tan \beta = \tan 25^\circ = 0,47 < 0,5 = \mu \Rightarrow \text{rutscht nicht}$$

Hinweis 4: Der Reibwinkel α_{Haft} ist der Winkel, bei dem ein Körper gerade nicht rutscht, also die Hangabtriebskraft so groß wie die max. Haftreibungskraft ist:

$$F_{Hang} = F_{Haft} \Rightarrow F_G \cdot \sin \alpha = F_G \cdot \cos \alpha \cdot \mu \Rightarrow \mu = \frac{\sin \alpha}{\cos \alpha} = \tan \alpha \Rightarrow \alpha_{Haft} = \arctan \mu$$

3.6 Antriebsleistung

Über die erforderliche Leistung am Motor:

$$P_{Antrieb} = F_{Hang} \cdot v_{Wald} = (F_{G1} + F_{G2} + F_{G3}) \cdot \sin \beta \cdot v_{Wald}$$

$$= (40 \text{ kN} + 70 \text{ kN} + 5) \cdot \sin 25^\circ \cdot 5 \frac{\text{km}}{\text{h}} \cdot \frac{1000 \text{ m}}{\text{km}} \cdot \frac{\text{h}}{3600 \text{ s}} = 48,6 \text{ kN} \cdot 1,38 \frac{\text{m}}{\text{s}} = 67,5 \text{ kW}$$

$$P_{Moterf} = \frac{P_{Antrieb}}{\eta_{ges}} = \frac{67,5 \text{ kW}}{0,6} = 112,5 \text{ kW} < 150 \text{ kW} = P_{Mot} \Rightarrow \text{reicht}$$

Über das erforderliche Moment am Motor:

$$P = 2\pi \cdot M \cdot n \Rightarrow M_{Mot} = \frac{P_{Mot}}{2\pi \cdot n} = \frac{150 \text{ kW}}{2\pi \cdot 2500 \text{ min}^{-1}} = \frac{150 \text{ kW} \cdot 60 \text{ s}}{2\pi \cdot 2500} = 572,9 \text{ Nm}$$

$$M_{Raderf} = F_{Hang} \cdot \frac{d}{2} = (F_{G1} + F_{G2} + F_{G3}) \cdot \sin \alpha \cdot \frac{d}{2}$$

$$= (40 \text{ kN} + 70 \text{ kN} + 5) \cdot \sin 25^\circ \cdot \frac{1,53 \text{ m}}{2} = 48,6 \text{ kN} \cdot 0,765 \text{ m} = 37,2 \text{ kNm}$$

$$M_{Moterf} = \frac{M_{Raderf}}{i_{ges} \cdot \eta_{ges}} = \frac{37,2 \text{ kNm}}{144 \cdot 0,6} = 430 \text{ Nm} < 572,9 \text{ Nm} = M_{Mot} \Rightarrow \text{reicht}$$

Über das angebotene Moment an den Rädern:

$$P = 2\pi \cdot M \cdot n \Rightarrow M_{Mot} = \frac{P_{Mot}}{2\pi \cdot n} = \frac{150 \text{ kW}}{2\pi \cdot 2500 \text{ min}^{-1}} = \frac{150 \text{ kW} \cdot 60 \text{ s}}{2\pi \cdot 2500} = 572,9 \text{ Nm}$$

$$M_{Rad} = M_{Mot} \cdot i_{ges} \cdot \eta_{ges} = 572,9 \text{ Nm} \cdot 144 \cdot 0,6 = 49,5 \text{ kNm} > 37,2 \text{ kNm} = M_{Raderf} \Rightarrow \text{reicht}$$

bzw.

$$P_{Rad} = P_{Mot} \cdot \eta_{ges} = 150 \text{ kW} \cdot 0,6 = 90 \text{ kW}$$

$$M_{Rad} = \frac{P_{Rad}}{2\pi \cdot n_{Rad, Wald}} = \frac{90 \text{ kW}}{2\pi \cdot 0,289 \text{ s}^{-1}} = 49,5 \text{ kNm} > 37,2 \text{ kNm} = M_{Raderf} \Rightarrow \text{reicht}$$

Über die angebotene Kraft an den Rädern:

$$F_{Rad} = \frac{2 \cdot M_{Rad}}{d} = \frac{2 \cdot 49,5 \text{ kNm}}{1,53 \text{ m}} = 64,8 \text{ kN} > 48,6 \text{ kN} = F_{Hangabtrieb} \Rightarrow \text{reicht}$$

bzw.

$$F_{Rad} = \frac{P_{Rad}}{v_{Rad, Wald}} = \frac{90 \text{ kW}}{5 \text{ km/h}} = 64,8 \text{ kN} > 48,6 \text{ kN} = F_{Hangabtrieb} \Rightarrow \text{reicht}$$

uvam.



4 Antriebswelle

4.1 Durchmesser

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

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

$$\tau_{tzul} = \frac{\tau_{tF}}{V} = \frac{413 \frac{N}{mm^2}}{2,5} = 165,2 \frac{N}{mm^2}$$

$$W_{perf} = \frac{M_t}{\tau_{tzul}} = \frac{8300 \text{ Nm}}{165,2 \frac{N}{mm^2}} = 50,2 \text{ cm}^3$$

$$W_p = \frac{\pi \cdot d^3}{16} \Rightarrow d_{erf} = \sqrt[3]{\frac{W_{perf} \cdot 16}{\pi}} = \sqrt[3]{\frac{50,2 \text{ cm}^3 \cdot 16}{\pi}} = 63,5 \text{ mm}$$

$$D_{erf} = d_{erf} + t_1 = 63,5 \text{ mm} + 7,5 \text{ mm} = 71 \text{ mm}$$

mit Tiefe der Passfedernut $t_1 = 7,5 \text{ mm}$ (\rightarrow [EuroTabM] „Passfeder“)

Gewählt: $D = 75 \text{ mm}$ (nächste Größe \rightarrow z.B. [EuroTabM] „Rundstahl, blank“)

4.2 Passfeder gegen Scherung (nur eine der Lösungen ist notwendig)

$$\tau_{vorh} = \tau_{azul} = 250 \frac{N}{mm^2}$$

$$S_{vorh} = b \cdot l = 20 \text{ mm} \cdot 100 \text{ mm} = 2000 \text{ mm}^2$$

$$F_{erf} = \frac{2 \cdot M}{D} = \frac{2 \cdot 8300 \text{ Nm}}{75 \text{ mm}} = 221,3 \text{ kN}$$

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

$$\tau_{aerf} = \frac{F_{erf}}{S_{vorh}} = \frac{221,3 \text{ kN}}{2000 \text{ mm}^2} = 111 \frac{N}{mm^2} < 250 \frac{N}{mm^2} = \tau_{azul} \Rightarrow \text{schert nicht ab}$$

$$S_{erf} = \frac{F_{erf}}{\tau_{azul}} = \frac{221,3 \text{ kN}}{250 \frac{N}{mm^2}} = 885 \text{ mm}^2 < 2000 \text{ mm}^2 = S_{vor} \Rightarrow \text{schert nicht ab}$$

$$F_{vorh} = \tau_{azul} \cdot S_{vor} = 250 \frac{N}{mm^2} \cdot 2000 \text{ mm}^2 = 500 \text{ kN} > 221 \text{ kN} = F_{erf} \Rightarrow \text{schert nicht ab}$$