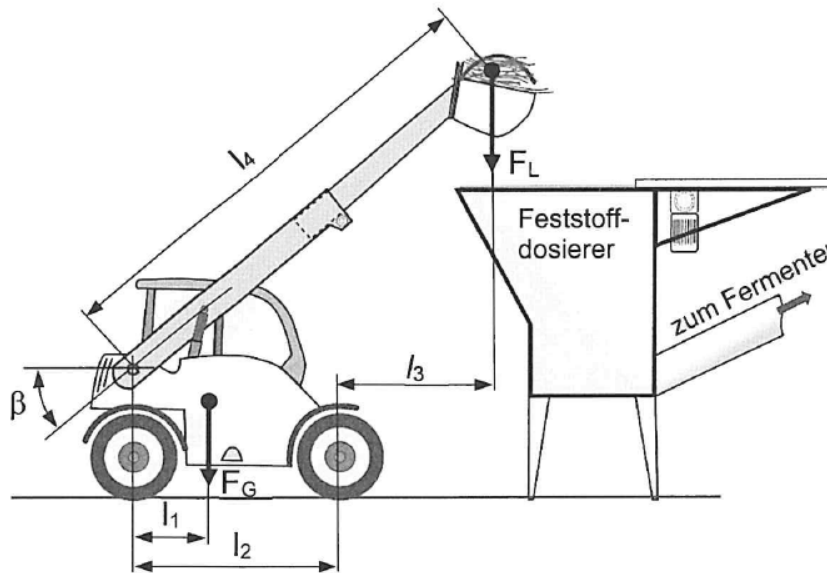




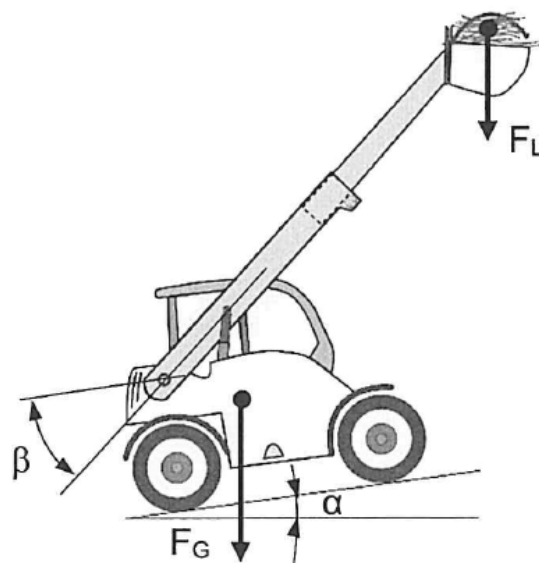
## tgt HP 2021/22-1: Biogasanlage

Die Feststoffeinbringung gehört zu den mehrmals täglich wiederkehrenden Aufgaben bei einer Biogasanlage. Für diesen Zweck wird ein Teleskoplader mit einer auswechselbaren Greifschaukel verwendet. Der Teleskoplader befüllt den Feststoffdosierer, der dazu dient, die Biomasse zu lagern und über eine Förderschnecke dem Fermenter zuzuführen. Das dort erzeugte Biogas wird in einem Gasspeicher zwischengespeichert.



- $l_1 = 1000 \text{ mm}$
- $l_2 = 2650 \text{ mm}$
- $l_3 = 2000 \text{ mm}$
- $F_G = 20 \text{ kN}$
- $F_L = 12 \text{ kN}$

- 1 Weisen Sie nach, dass der Teleskoplader bei gezeigter Stellung des Teleskoparms nicht nach vorne überkippt. 2,0
- 2 Bestimmen Sie rechnerisch, bei welchem Grenzwinkel  $\beta_{\text{Grenz}}$  die elektronische Regelung des Teleskopladers das Absenken des Teleskoparms stoppen muss, damit das Fahrzeug nicht vorne überkippt, wenn die Länge  $l_4 = 6000 \text{ mm}$  beträgt. 4,0
- 3 Das Fahrzeug steht nun auf einer Rampe.

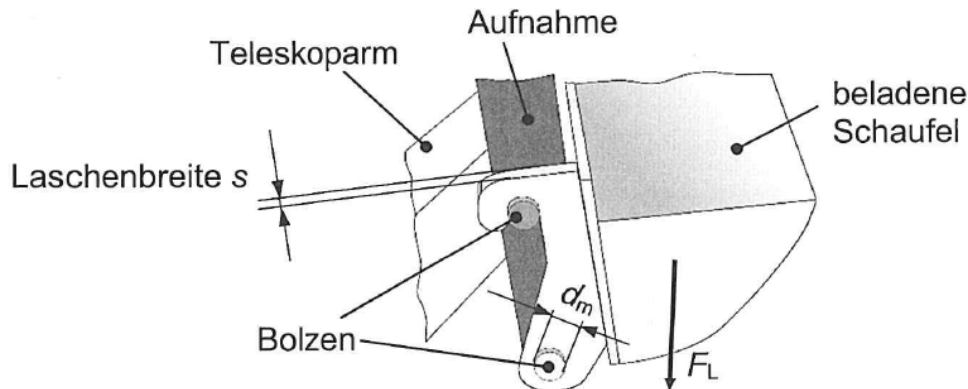


Beurteilen Sie, ob die Kippgefahr nach vorne dadurch zu- oder abnimmt. Begründen Sie Ihre Antwort.

4,0



- 4 Die Greifschaukel des Teleskopladers wird über vier Bolzen von gleichem Durchmesser  $d_m$  mit der Aufnahme des Teleskoparms verbunden. Vereinfacht wird angenommen, dass alle vier Bolzen gleichmäßig durch die beladene Schaufel belastet werden.



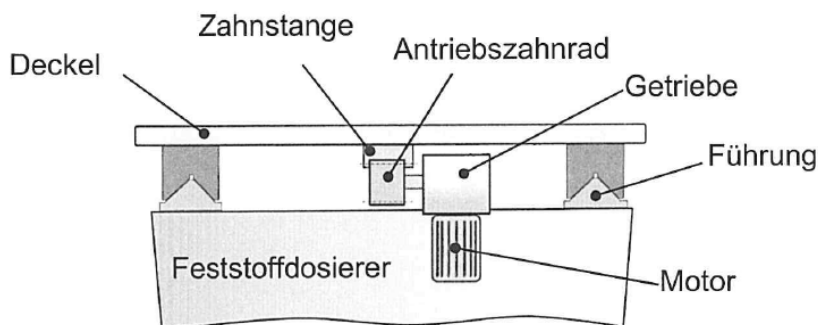
Daten:

Bolzenwerkstoff	C15E
Gewichtskraft der beladenen Schaufel	$F_L = 12 \text{ kN}$
Laschenbreite	$s = 12 \text{ mm}$
Sicherheit gegen Abscherung	$v = 4$
zulässige Flächenpressung	$p_{zul} = 15 \text{ N/mm}^2$

Dimensionieren Sie den Durchmesser  $d_m$  der vier Bolzen.

5,0

- 5 Der Deckel des Feststoffdosierers läuft auf zwei Führungen und wird über einen Zahnstangentrieb geöffnet und geschlossen. Zwischen dem Antriebsmotor und der Zahnstange ist ein zweistufiges Getriebe eingebaut.



Teilkreisdurchmesser des Antriebszahnrad	$d = 30 \text{ mm}$
Getriebeübersetzung	$i = 6$
Reibungsverluste im Getriebe	10 %
Motordrehzahl	$n_M = 1200 \text{ 1/min.}$
Motorleistung	$P_M = 60 \text{ W}$
Öffnungsstrecke	$s = 1800 \text{ mm}$

- 5.1. Bestimmen Sie die Zeit  $t_{\text{öffnen}}$ , die der Deckel des Feststoffdosierers benötigt, um sich vollständig zu öffnen. 4,0
- 5.2. Das notwendige Drehmoment am Antriebszahnrad beträgt 2 Nm. Weisen Sie nach, dass die Motorleistung  $P_M$  dazu ausreicht. 3,0



- 6 Das im Gasspeicher zwischengespeicherte Biogas wird in einem Zündstrahlmotor verbrannt. Dieser treibt einen Generator an. Der erzeugte Strom wird am Übergabepunkt in das Netz eingespeist. Die Abwärme des Zündstrahlmotors wird über einen Wärmetauscher an einen Heizkreislauf übertragen, der ebenfalls am Übergabepunkt ins Fernwärmenetz mündet.

Skizzieren Sie den Energiefluss in der Biogasanlage mithilfe eines Blockschaltbildes vom Punkt der Feststoffeinbringung in den Feststoffdosierer bis zum Übergabepunkt.

3,0

- 7 Der Zündstrahlmotor verdichtet das angesaugte Biogas- Luftgemisch. Durch Einspritzen und Verbrennen des Zündöls erfolgt die Gleichdruckverbrennung des Biogases. Der Kreisprozess setzt sich aus den folgenden fünf Zustandsänderungen zusammen:

- 1 – 2: Adiabate Kompression
- 2 – 3: Gleichraumverbrennung
- 3 – 4: Gleichdruckverbrennung
- 4 – 5: Adiabate Expansion
- 5 – 1: Isochore Entspannung

Gegebene Zustandsgrößen:

Druck	$p_1 = 1,6 \text{ bar}$
Temperatur	$\vartheta_1 = 50^\circ\text{C}$
Volumen	$V_1 = 2,9 \text{ l}$
Verdichtungsverhältnis	$\epsilon = 17 : 1$

- 7.1. Skizzieren Sie den Kreisprozess des Motors in einem p-V-Diagramm und nummerieren Sie die Eckpunkte. Kennzeichnen Sie durch Pfeile, wo Arbeit bzw. Wärme zu- bzw. abgeführt wird.

3,0

- 7.2. Berechnen Sie die Zustandsgrößen nach der adiabaten Kompression.

3,0

---

30,0



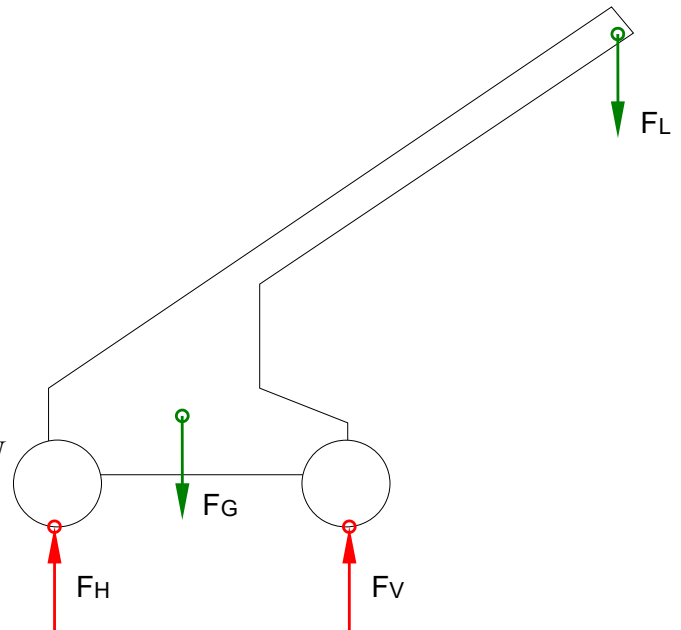
## Lösungen

### 1 Freimachskizze

Teleskoplader kippt, wenn  
Kippbedingung  $F_H \leq 0$  !

$$\Sigma M_V = 0 = -F_H \cdot l_2 + F_G \cdot (l_2 - l_1) - F_L \cdot l_3$$

$$\begin{aligned} \Rightarrow F_H &= \frac{F_G \cdot (l_2 - l_1) - F_L \cdot l_3}{l_2} \\ &= \frac{20 \text{ kN} \cdot (2,65 \text{ m} - 1 \text{ m}) - 12 \text{ kN} \cdot 2 \text{ m}}{2,65 \text{ m}} = 3,4 \text{ kN} \\ \Rightarrow F_H > 0; \text{ Teleskoplader kippt nicht !} \end{aligned}$$



Alternativ vergleicht man das haltende Drehmoment mit dem kippenden Drehmoment

$M_{links}$  ist das haltende Drehmoment

$M_{rechts}$  ist das kippende Drehmoment

$$M_{links} \geq M_{rechts}$$

$$F_G \cdot (l_2 - l_1) \geq F_L \cdot l_3$$

$$33 \text{ kNm} \geq 24 \text{ kNm}$$

$\Rightarrow$  Teleskoplader kippt nicht !

### 2 Kippbedingung $F_H = 0$ !

$$\Sigma M_V = 0 = F_G \cdot (l_2 - l_1) - F_L \cdot (l_4 \cdot \cos \beta_{Grenz} - l_2)$$

$$\Rightarrow \beta_{Grenz} = \arccos \frac{l_2 + \frac{F_G \cdot (l_2 - l_1)}{F_L}}{l_4} = 25,84^\circ$$

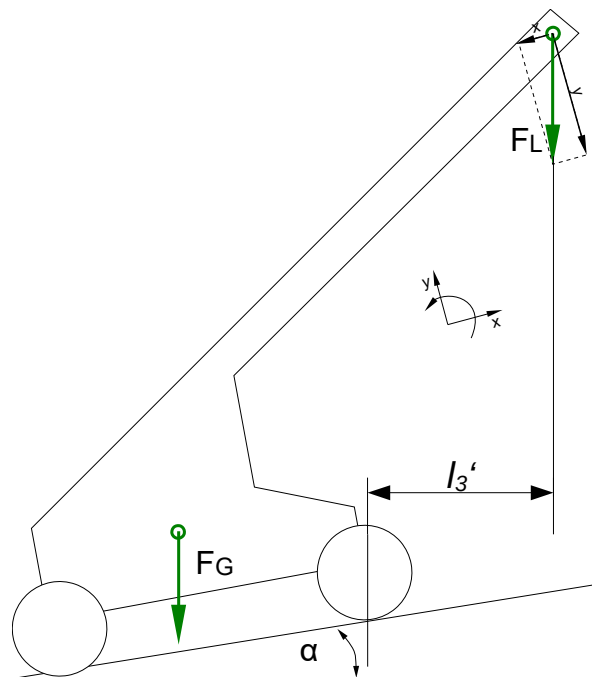
**Hinweis 1:**

In der Praxis und zur Sicherheit muss das Absenken des Teleskoparms bereits bei einem kleineren Winkel  $\beta_{Grenz}$  erfolgen.



- 3 Erklärung1:  
 In der gezeichneten Stellung nimmt die Kippgefahr ab, da das durch die Last  $F_L$  erzeugte Drehmoment kleiner wird.  
 Bei der Ermittlung des Kippmoments kann die Kraft  $F_L$  zerlegt werden. Die  $y$ -Komponente  $F_{LY}$  (senkrecht zur Rampe), die den Teleskoplader kippen lassen würde, ist kleiner als  $F_L$ . Zudem wirkt die  $x$ -Komponente  $F_{LX}$  dem Kippen entgegen.

Erklärung 2:  
 Statt  $F_1$  zu zerlegen kann man auch den neuen Hebelarm  $l_3'$  zu  $F_L$  ermitteln.  
 Da  $l_3' < l_3$  wird auch so das Kippmoment kleiner.





- 4 Annahme: Die Bolzen werden ausschließlich mit der Kraft  $F_L$  belastet.  
Laut Aufgabenstellung verteilt sich diese gleichmäßig auf alle vier Bolzen.

**Hinweis 2:**

Tatsächlich können die Kräfte in den Bolzen je nach den Hebelarmen an der Schaufel erheblich größer werden, deshalb ist die Annahme der gleichmäßigen Verteilung von  $F_L$  auf die Bolzen bestenfalls nur für eine überschlagsmäßige Auslegung geeignet.

$$\text{Kraft pro Bolzen: } F_B = \frac{F_L}{4} = 3 \text{ kN}$$

Gegen Abscheren:

C15E  $R_e = 355 \text{ N/mm}^2$  ( $\rightarrow$  [EuroTabM] „Unlegierte Einsatzstähle“)

$$\frac{\tau_{aF}}{\sqrt{v}} = \tau_{azul} > \tau_a = \frac{F}{2 \cdot S} \Rightarrow \tau_{azul} = \frac{\tau_{aF}}{\sqrt{v}} = \frac{0,6 \cdot R_e}{\sqrt{v}} = \frac{0,6 \cdot 355 \text{ N/mm}^2}{4} = 53,25 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$S_{erf} = \frac{F_B}{\tau_{azul}} = \frac{3000 \text{ N}}{53,25 \text{ N/mm}^2} = 56,34 \text{ mm}^2$$

$$S_{erf} = \frac{\pi \cdot d_{erf}^2}{4}$$

$$\Rightarrow d_{erf} = \sqrt{\frac{4 \cdot S_{erf}}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 56,34 \text{ mm}^2}{\pi}} = 8,47 \text{ mm}$$

Gegen Flächenpressung:

$$p_{zul} > p = \frac{F}{A} \Rightarrow A_{erf} = \frac{F_B}{p_{zul}} = \frac{3000 \text{ N}}{15 \text{ N/mm}^2} = 200 \text{ mm}^2$$

$$A_{erf} = d_{erf} \cdot s$$

$$\Rightarrow d_{erf} = \frac{A_{erf}}{s} = 200 \frac{\text{mm}^2}{12} = 16,67 \text{ mm}$$

Der erforderliche Bolzendurchmesser  $d_m$  ergibt sich aus der Flächenpressung mit  $d_{erf} = 16,67 \text{ mm}$ .

Gewählt:  $d_m = 18 \text{ mm}$  ( $\rightarrow$  [EuroTabM] „Bolzen ohne und mit Kopf“)

5

- 5.1. Zurückgelegte Strecke pro Umdrehung des Antriebszahnrades:

$$U = \pi \cdot d = \pi \cdot 30 \text{ mm} = 94,25 \text{ mm}$$

Für die Strecke von  $s = 1800 \text{ mm}$  sind notwendig:

$$x_{\text{Umdrehungen}} = \frac{s}{U} = \frac{1800 \text{ mm}}{94,25 \text{ mm}} = 19,1 \text{ Umdrehungen}$$

Drehzahl des Antriebszahnrades:

$$n_{\text{Zahnrad}} = \frac{n_M}{i} = \frac{1200 \text{ min}^{-1}}{6} = 200 \text{ min}^{-1} = 3,33 \text{ s}^{-1}$$

Benötigte Zeit:

$$t_{\text{Öffnen}} = \frac{19,1}{3,33 \frac{1}{\text{s}}} = 5,73 \text{ s}$$



5.2. Leistung P am Zahnrad:

$$P_{\text{Zahnrad}} = P_M \cdot \eta_{\text{Getriebe}} = 60 \text{ W} \cdot 0,9 = 54 \text{ W}$$

Drehmoment am Zahnrad:

$$P_{\text{Zahnrad}} = M_{\text{Zahnrad}} \cdot 2 \cdot \pi \cdot n_{\text{Zahnrad}}$$

$$\Rightarrow M_{\text{Zahnrad}} = \frac{P_{\text{Zahnrad}}}{2 \cdot \pi \cdot n_{\text{Zahnrad}}} = \frac{54 \text{ Nm/s}}{2 \cdot \pi \cdot 3,33 \text{ s}^{-1}} = 2,58 \text{ Nm}$$

Das notwendige Drehmoment am Antriebszahnrad von 2 Nm wird erreicht.

Alternativ: Erforderliche Leistung des Motors berechnen für ein Drehmoment von 2 Nm:

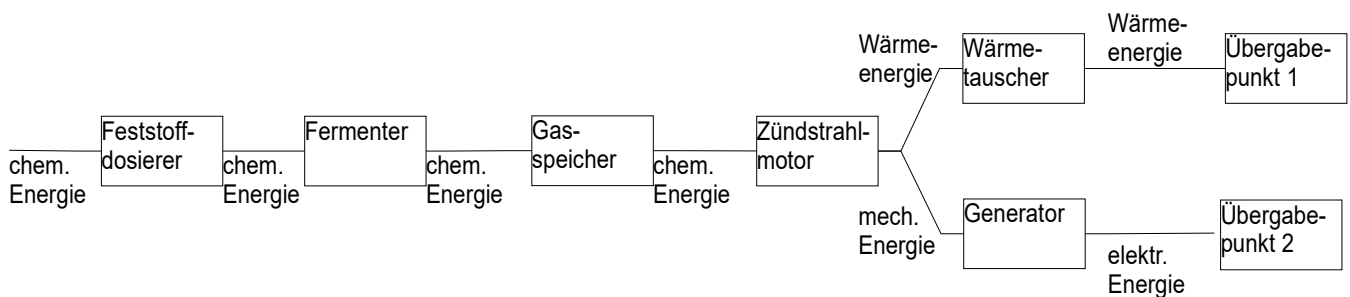
$$P_{\text{Zahnrad}} = M_{\text{Zahnrad}} \cdot 2 \cdot \pi \cdot n_{\text{Zahnrad}} = 2 \text{ Nm} \cdot 2 \cdot \pi \cdot 3,33 \text{ s}^{-1} = 41,85 \text{ W}$$

$$\eta_{\text{Getriebe}} = \frac{P_{\text{Zahnrad}}}{P_M}$$

$$\Rightarrow P_M = \frac{P_{\text{Zahnrad}}}{\eta_{\text{Getriebe}}} = \frac{41,85}{0,9} = 46,5 \text{ W}$$

Die Leistung des Motors von  $P_M = 60 \text{ W}$  reicht aus, um am Antriebszahnrad ein Drehmoment von 2 Nm zu erzeugen.

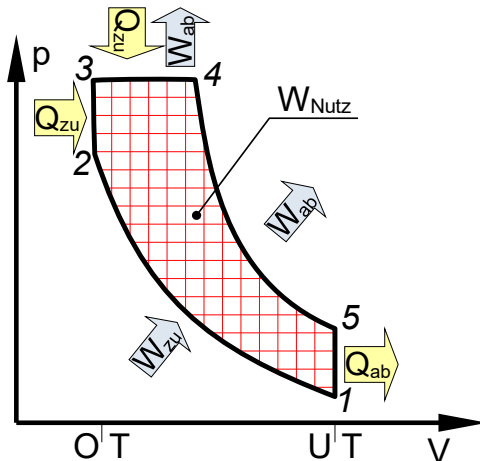
6





7

## 7.1. Kreisprozess



**Hinweis 3:**

Gleichraumverbrennung = isochor  
Gleichdruckverbrennung = isobar

## 7.2. Adiabate Kompression 1 – 2:

→ Ermittlung  $V_2$

$$\epsilon = \frac{V_1}{V_2}$$

$$\Rightarrow V_2 = \frac{V_1}{\epsilon} = \frac{2900 \text{ cm}^3}{17} = 170,59 \text{ cm}^3$$

→ Ermittlung  $p_2$

$$p_1 \cdot V_1^\kappa = p_2 \cdot V_2^\kappa$$

$$\Rightarrow p_2 = \frac{p_1 \cdot V_1^\kappa}{V_2^\kappa} = p_1 \cdot \epsilon^\kappa = 1,6 \text{ bar} \cdot 17^{1,4} = 84,48 \text{ bar}$$

→ Ermittlung  $T_2$

$$\frac{T_1}{T_2} = \left[ \frac{V_2}{V_1} \right]^{\kappa-1} = \left[ \frac{1}{\epsilon} \right]^{\kappa-1} \Rightarrow T_2 = T_1 \cdot \epsilon^{\kappa-1} = (273+50) \text{ K} \cdot 17^{1,4-1} = 1003,19 \text{ K}$$

*Statik (9 P): Kippbedingungen, Verständnisaufgabe zu Kippsicherheit;*

*Festigkeitslehre (5P): Dimensionierung Bolzen (Abscherung, Flächenpressung)*

*Getriebe (7 P): Kennwerte am Abtrieb berechnen (Berechnung der Zeit unter Berücksichtigung der Übertragung einer rotatorischen in eine translatorische Bewegung, Abtriebsdrehmoment berechnen)*

*Energietechnik (9 P): Blockschaltbild, p-V-Diagramm Zündstrahlmotor mit vorgegebenen Zustandsänderungen, Gleichraumverbrennung, Gleichdruckverbrennung, Adiabate Zustandsänderung: Zustandsgrößen ermitteln*