

Vibrations-, Förder- und Siebmechanismen im Landmaschinenbau

Teil II¹⁾

Von Dipl.-Ing. A. WICHA, Berlin/Leipzig

DK 631.3: 621.867: 621.928.2

4. Zur Bodenebene geneigter Siebrost mit zur Rostebene geneigter Schwingungsebene

Im Bild 9 ist ein Siebrost, geneigt zur Bodenebene und geneigt zur Schwingungsebene, dargestellt. Der gesamte Schwingungsmechanismus wird in Richtung der Bodenebene mit der Geschwindigkeit u [m/s] vorwärts bewegt.

- α Kurbelwinkel [°]
- β Pleuelwinkel [°]
- γ Rostwinkel [°]
- ε Winkel der Schwingungsebene [°]
- r Kurbelradius [m]
- u Fahrgeschwindigkeit [m/s⁻¹]
- n Kurbeldrehzahl [U/min⁻¹]
- $s = 2r$ Siebrosthub [m]

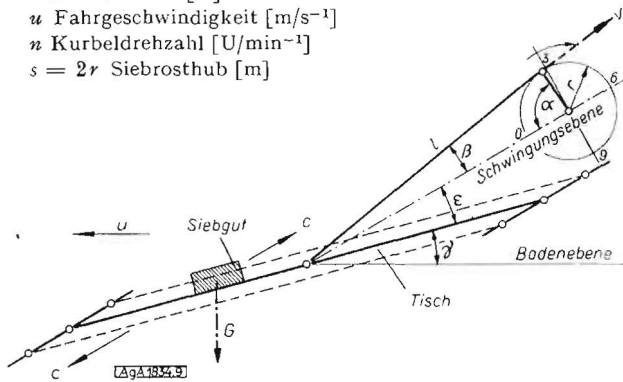


Bild 9. Zur Bodenebene geneigter Tisch mit zur Tischebene geneigter Schwingungsebene

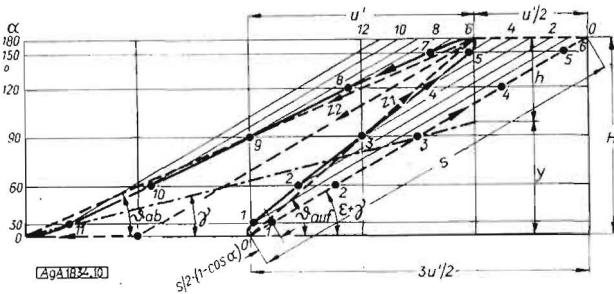


Bild 10. Tischwegdiagramm

Im Bild 10 ist das Tischwegdiagramm zeichnerisch dargestellt.
 u' Fahrstrecke je Kurbelumdrehung

$$u' = n \cdot t \quad (22)$$

t Zeit je Kurbelumdrehung

$$t = 60/n \quad (23)$$

$$u' = u \cdot 60/n \quad (24)$$

Die freie Fallhöhe des Siebgutes während der Tischrücklaufzeit

$$h = g \cdot t^2/8 = 4415/n^2 \quad (25)$$

Eine kleine Fallhöhe h wird wegen der Energiesenkung angestrebt, deshalb Drehzahl n groß wählen.

Die senkrechte Hubhöhe eines Tischelementes je Kurbelumdrehung ist

$$H = h + y$$

$$y = 120 \cdot u \cdot \text{tg } \gamma/n$$

$$H = 4415/n^2 + 120 \cdot u \cdot \text{tg } \gamma/n \quad (26)$$

Um einen kleinen Leistungsaufwand für den Siebguttransport zu erreichen, soll H so klein wie möglich sein.

Der Anstellwinkel des Siebrostes γ soll nur so groß gewählt werden, wie dies aus konstruktiven Gründen erforderlich ist.

Im allgemeinen dürfte die Größe des Winkels

$$\gamma = 5 \text{ bis } 10 \text{ [}^\circ\text{]}$$

als ausreichend gelten.

Mit einem Mittelwert von

$$\gamma = 7,5 \text{ [}^\circ\text{]}$$

und einer mittleren Arbeitsgeschwindigkeit von

$$u = 1 \text{ [m/s}^{-1}\text{]}$$

wird H bei verschiedener Drehzahl n

$n = 500$ U/min ⁻¹	$H = 49,25$ mm
$n = 600$ U/min	$H = 38,55$ mm
$n = 700$ U/min	$H = 31,56$ mm
$n = 800$ U/min	$H = 26,61$ mm
$n = 900$ U/min	$H = 23,00$ mm
$n = 1000$ U/min	$H = 20,22$ mm
$n = 1250$ U/min	$H = 15,47$ mm
$n = 1500$ U/min	$H = 12,49$ mm

Der Anstellwinkel $(\varepsilon + \gamma)$ der Schwingungsebene zur Bodenebene ist

$$\text{tg } (\varepsilon + \gamma) = 2 \cdot H/3 \cdot u' =$$

$$\text{tg } (\varepsilon + \gamma) = 49/n \cdot u + 1,333 \cdot \text{tg } \gamma \quad (27)$$

Der Anstellwinkel $(\varepsilon + \gamma)$ ist demnach von der Drehzahl n und von der Arbeitsgeschwindigkeit u abhängig.

Im Bild 11 sind bei verschiedener Drehzahl n und verschiedener Fahrgeschwindigkeit von $u = 0,75, 1,00$ und $1,50$ [m/s⁻¹],

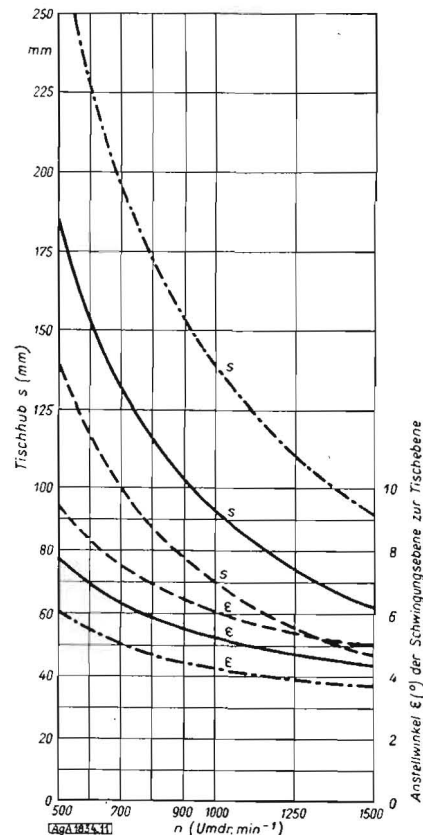


Bild 11. Tischehub s [mm] und Anstellwinkel ε [°] der Schwingungsebene zur Tischebene bei $\gamma = 7,5^\circ$ (Tischanstellwinkel) und verschiedenen Arbeitsgeschwindigkeiten u [m/s⁻¹]: — — — $u = 0,75$ m/s⁻¹, — — — $u = 1,00$ m/s⁻¹, — · — · $u = 1,50$ m/s⁻¹

¹⁾ Teil I s. H. 4, S. 109 bis 111.

die Siebrosthöhe s und die Anstellwinkel ε eingezeichnet. Wie aus dem Rechnungsgang zu ersehen ist, müssen bei einwandfreier Funktion des Mechanismus die einzelnen Faktoren u, s, n, γ und ε in einem bestimmten Verhältnis zueinander stehen, wenn die kinematischen Bedingungen erfüllt werden sollen. Die Beschleunigung des Siebrostes b ist (Bild 12)

$$b = \omega^2 \cdot r \cdot \cos \alpha \quad [\text{m/s}^2] \quad (28)$$

wenn $l = \infty$ und $\omega = 3,14 \cdot n/30$ [s⁻¹] ... Winkelgeschwindigkeit. Der Siebrosthub s kann nach der Formel

$$s = H/\sin(\varepsilon + \gamma) = 90 \cdot u/n \cdot \cos(\varepsilon + \gamma) \quad [\text{m}] \quad (29)$$

berechnet werden.

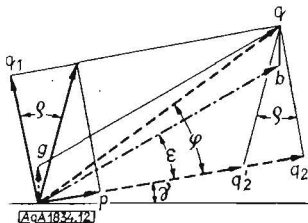


Bild 12. Siebgutbeschleunigung p in der Tischebene

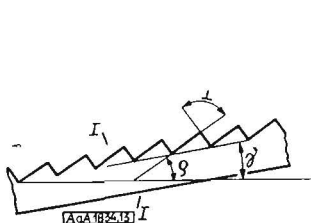


Bild 13. Sägezahnstab großer Reibungskoeffizient μ' - großer Fördereffekt δ

Die absolute Tischwegstrecke während des Aufwärtsganges ist

$$z_1^2 = H^2 + u'^2$$

$$z_1^2 = (4415/n^2 + 120 \cdot u \cdot \text{tg} \gamma/n^2) + (u \cdot 60/n^2) \quad (30)$$

Der Winkel ϑ_{Auf} zwischen der Beschleunigungsrichtung und der Kodenebene ist

$$\cos \vartheta_{\text{Auf}} = u'/z_1$$

oder

$$\text{tg} \vartheta_{\text{Auf}} = H/u' \quad (31)$$

Die absolute Tischwegstrecke während des Abwärtsganges ist

$$z_2^2 = H^2 + (2 \cdot u')^2 \quad (32)$$

$$\text{tg} \vartheta_{\text{Ab}} = H/2 \cdot u' \quad (33)$$

Eine kleine Siebgutbeschleunigung p auf der Tischebene, (Bild 12), ergibt einen hohen Siebeffekt Δ , da die Beschleunigungskomponente q_2' groß ist. Bei einem hohen Siebeffekt Δ , wird der Fördereffekt δ klein.

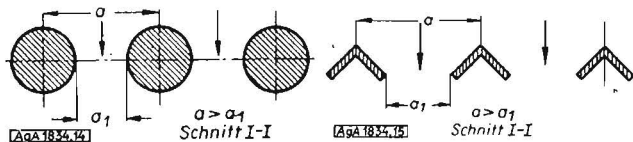


Bild 15 (oben). Winkelprofil - große Verengung, kleiner Siebeffekt Δ

Bild 14 (oben links). Rundstabquerschnitt - große Verengung, kleiner Siebeffekt Δ

Bild 16 (links). Große Siebwirkung mit Trapezroststäben

Die Größe des Reibungskoeffizienten $\mu' = \text{tg} \varrho$ (ϱ = Reibungswinkel) zwischen Siebgut und Siebrost ist ausschlaggebend für die Größe der Siebgutbeschleunigung p auf der Rostoberfläche. Ist der Reibungskoeffizient μ' klein, wird die Siebgutbeschleunigung p auf der Tischoberfläche klein und mithin der Fördereffekt δ klein.

Ein großer Fördereffekt δ löst jedoch einen kleinen Siebeffekt Δ aus. Um einen größtmöglichen Fördereffekt δ und einen großen Siebeffekt Δ zu erzielen, muß die Siebrostkonstruktion so gestaltet werden, daß der Reibungskoeffizient μ' durch die Anwendung technischer Mittel noch größer und zugleich eine schnelle und wirkungsvolle Absiebung erreicht wird.

Werden z. B. die Roststäbe sägezahnförmig geformt (Bild 13) (Zahnbrust senkrecht zur Beschleunigungsrichtung) und die Siebstabentfernungen a auf ein bestimmtes Maß gebracht, und wird jede Durchgangsverengung nach unten vermieden, so können die Effekte Δ und δ gesteigert werden. Im Bild 14, 15 und 16 sind schematisch einzelne Roststäbe im Schnitt I - I gezeichnet. Rund- und Winkelquerschnitte sind nicht zu empfehlen, da diese eine große Durchgangsverengung aufweisen.

Roststäbe mit trapezförmigem Querschnitt besitzen keine Durchgangsverengung und eignen sich besonders gut für Siebrostkonstruktionen.

Bei einer horizontalen Gesamtlänge L des Siebrostes (Bild 17) und einer Siebgutaufnahmehöhe γ_1 , soll die Siebgutschicht am Ende des Siebrostes 0 m sein. Ist die Siebrostbreite B [m], so ist das Gewicht des am Siebrost liegenden Siebgutes

$$G_s = B \cdot \gamma_1 \cdot L \cdot \gamma_s/2 \quad [\text{kg}] \quad (34)$$

Spezifisches Gewicht der Ackererde (Wichte)

$$\text{Mittelwerte } \gamma_s = 2000 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$$

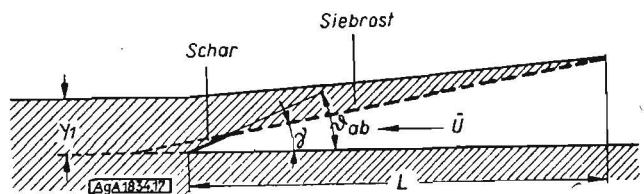


Bild 17. Siebgutmenge

Ist das Gewicht der schwingenden Massen des Siebrostes und des Triebwerkes

$$G_r \quad [\text{kg}]$$

und der rotierenden Massen

$$G_k \quad [\text{kg}]$$

so kann die Ungleichförmigkeit des Drehmomentes durch das Tangentialdruck-Diagramm ermittelt werden. Die Massen, welche Unruhe hervorrufen können, sind Triebwerksmassen und Siebgutmassen. Die Massen vollführen teils eine schwingende, teils eine rotierende und eine zusammengesetzte Bewegung aus.

Die Fliehkraft aller rotierender Teile ist

$$P_r = G_k \cdot r \cdot \omega^2/g \quad [\text{kg}] \quad (35)$$

P_r kann durch Gegengewichte G_g ausgeglichen werden.

$$G_g \cdot r_g = P_r \cdot r$$

r_g Schwerpunktsabstand der Gegengewichte von der Drehachse.

Die Massenkräfte der hin- und hergehenden Teile sind innere Kräfte; sie können den Gesamtschwerpunkt der Maschine nicht verschieben. Da der Schwerpunkt der Triebwerksteile und des Siebgutes sich bewegt, muß der Schwerpunkt der feststehenden Teile (Maschinengestell) die entgegengesetzten Bewegungen zu machen versuchen, und zwar entsprechend der größeren Masse des Maschinengestells im verkleinerten Ausmaß.

Die maximale Massenkraft bei Beginn des Tischaufwärtsganges in der Hubrichtung wirkend, ist

$$P_H = [(G_s + G_r)/g] \cdot q \cdot \cos(\varphi - \varepsilon) \quad [\text{kg}] \quad (36)$$

Die maximale Massenkraft bei Beginn des Tischabwärtsganges in der Hubrichtung wirkend, ist

$$P'_H = (G_r/g) \cdot q \cdot \cos(\varphi - \varepsilon) \quad [\text{kg}] \quad (37)$$

Die Schwankungen des Drehmomentes werden durch das Tangentialdruckdiagramm dargestellt.

Bild 18 und 18a stellen ein Tangentialdruckdiagramm vor mit dem abgewickelten Kurbelradius (in m) als Abszisse und der am Kurbelradius wirkenden Drehkraft (in kg) als Ordinate. Die Fläche zwischen der Drehkraftlinie und der Nulllinie entspricht der übertragenen Arbeit in mkg je Umdrehung.

Sie muß gleich sein der zwischen Nulllinie und Widerstandslinie liegenden Rechteckfläche.

Die Über- und Unterschußflächen im Tangentialdruckdiagramm sind gleich, wenn die Drehzahl konstant bleibt. Ist die größte bei einer Umdrehung auftretende Umfangsgeschwindigkeit v_{\max} , die kleinste v_{\min} , bezogen auf den Trägheitsdurchmesser D_s der Schwungmasse M_s , so muß die zugeführte Arbeit bzw. die entzogene Arbeit gleich der Energie der Schwungmasse werden.

$$A = M_s (v_{\max}^2 - v_{\min}^2) / 2 \quad [mkg] \quad (38)$$

$$v_{\max}^2 - v_{\min}^2 = (v_{\max} + v_{\min}) \cdot (v_{\max} - v_{\min})$$

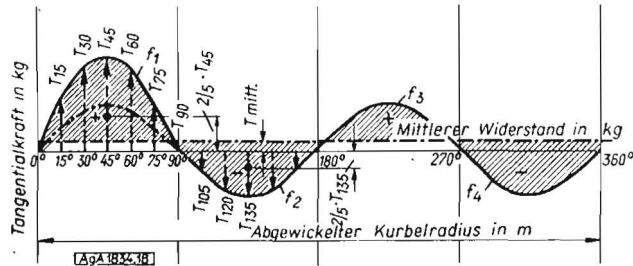


Bild 18. Tangentialdruckdiagramm bei $l = \infty$

Der Ungleichförmigkeitsgrad

$$\delta_s = v_{\max} - v_{\min} / v_{\text{mitt}}$$

Die mittlere Umfangsgeschwindigkeit

$$v_{\text{mitt}} = (v_{\max} + v_{\min}) / 2$$

Hieraus

$$A = M_s \cdot v_{\text{mitt}}^2 \cdot \delta_s$$

Wird für M_s das Gewicht des Schwungkranzes G_{Sch} sowie für v_{mitt} der Trägheitsdurchmesser D_s und die Drehzahl n eingesetzt, wird

$$A = G_{\text{Sch}} \cdot D_s^2 \cdot n^2 \cdot \delta_s / 3600 \quad [mkg] \quad (39)$$

und

$$G_{\text{Sch}} \cdot D_s^2 = 3600 \cdot A / n^2 \cdot \delta_s \quad (40)$$

Mittelwerte für den Ungleichförmigkeitsgrad

$$\delta_s = 1 : 25 \text{ bis } 1 : 50$$

Die Antriebsleistung ohne mechanische Verluste

$$N_{\text{Antr}} = T_{\text{mitt}} \cdot v_{\text{mitt}} / 75 \quad [\text{PS}] \quad (41)$$

Berechnungsbeispiel

Gegeben: Arbeitsgeschwindigkeit $u = 1 \text{ m/s}^{-1}$
Tischstellwinkel $\gamma = 7,50^\circ$
Kurbeldrehzahl $n = 1000 \text{ U/min}^{-1}$
Zeit je Kurbelumdrehung

$$t = 60 / n = 60 / 1000 = 0,06 \text{ s}$$

Arbeitsstrecke je Kurbelumdrehung

$$u' = u \cdot t = 1 \cdot 0,06 = 0,06 \text{ m}$$

Senkrechte Hubhöhe des Siebgutes je Kurbelumdrehung

$$H = 4415 / n^2 + 120 \cdot u \cdot \text{tg } \gamma / n = 4415 / 1000^2 + 120 \cdot 1 \cdot 0,13165 / 1000 = 0,0202 \text{ m}$$

Anstellwinkel der Schwingungsebene zur Bodenebene

$$\text{tg}(\epsilon + \gamma) = H \cdot n / 90 \cdot u = 0,0202 \cdot 1000 / 90 \cdot 1 = 0,2222$$

$$\epsilon + \gamma = 12^\circ 32'$$

$$\epsilon = 5^\circ 2'$$

Siebtischhub

$$s = H / \sin(\epsilon + \gamma) = 0,0202 / 0,217 = 0,093 \text{ m}$$

Winkelgeschwindigkeit der Kurbel

$$\omega = \pi \cdot n / 30 = 3,14 \cdot 1000 / 30 = 104,8 \text{ s}^{-1}$$

Absolute Tischwegstrecke während des Aufwärtsganges

$$z_1 = \sqrt{H^2 + u'^2} = \sqrt{0,0202^2 + 0,06^2} = 0,0632 \text{ m}$$

Absolute Tischwegstrecke während des Abwärtsganges

$$z_2 = \sqrt{H^2 + (2 u')^2} = \sqrt{0,0202^2 + 0,120^2} = 0,1216 \text{ m}$$

Zur Bodenaufnahme wird der schwingende Siebrost mit einem Scharelement verbunden. Dieses Schar muß einen anderen Anstellwinkel zur Bodenebene erhalten als der Anstellwinkel γ des Siebrostes zur Bodenebene. Wie aus Bild 10 ersichtlich, sind die absoluten Wirkellagen der Tischwege eingezeichnet und der Siebrost bewegt sich unter dem Winkel ϑ_{Ab} beim Abwärtsgang.

$$\text{tg } \vartheta_{\text{Ab}} = H / 2 u' = 0,0202 / 0,120 = 0,1683$$

$$\vartheta_{\text{Ab}} = 9^\circ 32'$$

Beim Aufwärtsgang unter dem Winkel

$$\text{tg } \vartheta_{\text{Auf}} = H / u' = 0,0202 / 0,06 = 0,3366$$

$$\vartheta_{\text{Auf}} = 18^\circ 36'$$

Das Schar muß also mit einem Winkel größer als ϑ_{Ab} zur Bodenebene angestellt werden (Bild 17).

Bei Verwendung von Sägezahnstäben im Siebrost wird der Reibungskontakt des Siebgutes auf dem Siebrost größer als μ' , es kann mit einer Siebgutbeschleunigung gleich der Siebrostbeschleunigung gerechnet werden. Die maximale Siebrostbeschleunigung während des Aufwärtsganges ist bei $\alpha_0 = 0^\circ$ und $l = \infty$.

$$q^2 = (b \cdot \sin(\epsilon + \gamma) + g)^2 + (b \cdot \cos(\epsilon + \gamma))^2 = (509 \cdot 0,217 + 9,81)^2 + (509 \cdot 0,9762)^2$$

$$q = 512 \text{ m/s}^{-2}$$

$$b = \omega^2 \cdot r \cdot \cos \alpha_0 = 104,8^2 \cdot 0,0465 \cdot 1 = 509 \text{ m/s}^{-2}$$

$$r = s / 2 = 0,0465 \text{ m}$$

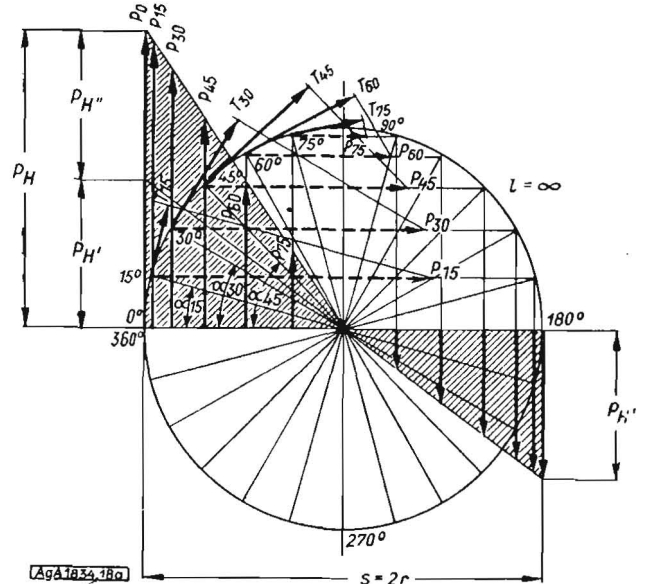


Bild 18a. Tangentialdrücke T in kg

Der Richtungswinkel der resultierenden Beschleunigung q ist

$$\sin(\varphi + \gamma) = (b \cdot \sin(\epsilon + \gamma) + g) / q = (509 \cdot 0,217 + 9,81) / 512 = 0,2353$$

$$\varphi + \gamma = 13^\circ 37,5'$$

$$\varphi = 6^\circ 7,5'$$

Die Siebrostlänge L richtet sich nach der Siebgutschichthöhe y_1 und dem Zeitintervall je Siebgang t_s .

Die Siebgutschichthöhe soll mit max. $y_2 = 250 \text{ mm}$ (Größte Häufelhöhe von der Schnittbasis), mittlere Schichthöhe

$$y_m = 2 \cdot y_1 / 3 = 150 \text{ mm}$$

festgelegt werden.

Ein Siebvorgang findet in der Zeit

$$t_s = t / 2 = 30 / n \text{ s}$$

statt. Die freie Fallhöhe in dieser Zeit ist

$$h = g \cdot t_s^2 / 2 = 9,81 \cdot 30^2 / 1000^2 \cdot 2 = 0,00442 \text{ m}$$

Die Siebrostlänge ist daher

$$L = u \cdot t_s \cdot y_m / h = 1 \cdot 0,03 \cdot 0,15 / 0,00442 = 1,02 \text{ m.}$$

Das Siebgutgewicht auf dem Siebrost ist

$$G_s = B \cdot y_m \cdot L \cdot \gamma_s / 2 = 0,4 \cdot 0,15 \cdot 1,02 \cdot 2000 / 2 = 61,25 \text{ kg}$$

Siebrostbreite $B = 0,4 \text{ m}$.

Spezifisches Gewicht von Ackererde $\gamma_s = 2000 \text{ kg} \cdot \text{m}^3$.

Das Siebstgewicht soll mit

$$G_r = 75 \text{ kg}$$

festgelegt werden. (Von Fall zu Fall ermitteln!)

Die Massenkraft bei Beginn des Tischaufwärtsganges in der Hubrichtung wirkend, ist

$$P_H = [(G_s + G_r)/g] \cdot q \cdot \cos(\varphi - \varepsilon) = [(61,25 + 75)/9,81] \cdot 512 \times 0,9998 = 7100 \text{ kg}$$

$$\varphi - \varepsilon = 6^\circ 7,5' - 5^\circ 2' = 1^\circ 5,5'$$

Die Massenkraft bei Beginn des Tischabwärtsganges in der Hubrichtung wirkend, ist

$$P'_H = (G_r/g) \cdot q \cdot \cos(\varphi - \varepsilon) = (75/9,81) \cdot 512 \cdot 0,9998 = 3915 \text{ kg}$$

$$q_{\text{Auf}} = q_{\text{Ab}} = q$$

Im Tangentialdruck-Diagramm sind die Arbeitsflächen

$$f_1 \approx (2 \cdot r \cdot \pi/4) \cdot T_{45} \cdot 2/3 \text{ mkg} \quad f_1 = (2 \cdot 0,0465 \cdot 3,14)/4 \cdot 3550 \times 0,666 = 173 \text{ mkg}$$

$$T_{45} = P_H \cdot \cos \alpha_{45} \cdot \sin \alpha_{45} / \cos \alpha_0 = 7100 \cdot 0,707 \cdot 0,707/1 = 3550 \text{ kg}$$

$$f_2 \approx (2 \cdot r \cdot \pi/4) \cdot T'_{45} \cdot 2/3 \text{ mkg} \quad f_2 = (2 \cdot 0,0465 \cdot 3,14)/4 \cdot 1957,5 \times 0,666 = 95,25 \text{ mkg}$$

$$T'_{45} = P'_H \cdot \cos \alpha_{45} \cdot \sin \alpha_{45} / \cos \alpha_0 = 3915 \cdot 0,707 \cdot 0,707/1 = 1957,5 \text{ kg}$$

$$f_3 = f_2 = 95,25 \text{ mkg}$$

$$f_4 = f_2 = 95,25 \text{ mkg}$$

Der mittlere Widerstand ist

$$T_{\text{mitt}} = (f_1 - f_2 + f_3 - f_4)/4 \cdot r \cdot \pi = (173 - 95,25)/4 \cdot 0,0465 \times 3,14 = 133 \text{ kg}$$

Die Antriebsleistung ist

$$N_{\text{Antr}} = T_{\text{mitt}} \cdot v_{\text{mitt}}/75 = 133 \cdot 4,865/75 = 8,63 \text{ PS}$$

$$v_{\text{mitt}} = 2 \cdot r \cdot \pi \cdot n/60 = 2 \cdot 0,0465 \cdot 3,14 \cdot 1000/60 = 4,865 \text{ m/s}^{-1}$$

Der Ungleichförmigkeitsgrad δ_s soll

$$\delta_s = 1:50 = 0,02$$

gewählt werden.

Die Energie der Schwungmasse ist

$$A = 2 \cdot \pi \cdot r \cdot T_{\text{mitt}} = 2 \cdot 3,14 \cdot 0,0465 \cdot 133 = 38,85 \text{ mkg}$$

und der Trägheitsdurchmesser der Schwungmasse

$$D_s = 400 \text{ mm.}$$

Das Schwungmassengewicht ist

$$G_{\text{Sch}} = 3600 \cdot A/D_s^2 \cdot n^2 \cdot \delta_s \text{ [kg]}$$

$$G_{\text{Sch}} = 3600 \cdot 38,85/0,4^2 \cdot 1000^2 \cdot 0,02 = 43,8 \text{ kg.}$$

Die errechnete Antriebsleistung N_{Antr} wird nur dann erforderlich sein, wenn das Siebgut erst am Siebtischende restlos zur Absiebung kommt. Verläßt das Siebgut schon früher den Siebtisch, dann sinkt auch die Antriebsleistung und dürfte allgemein $N'_{\text{Antr}} = N_{\text{Antr}}/2 = 4,3 \text{ PS}$ sein.

Zusammenfassung

Aus den Untersuchungen und Überlegungen resultiert die Erkenntnis, daß die Siebguttrennung mit Hilfe von schwingenden Siebelementen bei Maschinen, die z. B. bei der Hackfrüchtereinte zum Einsatz kommen, sehr wirtschaftlich, einfach und betriebssicher gestaltet werden kann. Auch die siebgut-schonende Arbeitsverrichtung ist von ausschlaggebender Bedeutung. Eine einwandfreie Funktion kann nur dann erreicht werden, wenn die Arbeitsgeschwindigkeit, die Drehzahl, die diversen Anstellwinkel und der Schwingsiebhub zueinander und miteinander abgestimmt werden. A 1834

Die Mechanisierung des 90-Rinder-Stalls Typ LPG. Teil II¹⁾

Von Dr.-Ing. E. FOLTIN, ZKB Landmaschinen, Leipzig

DK 638.083

2. Dungwirtschaft

Der Stall ist zur Längsaufstallung eingerichtet. Die Stände sind Mittellängstände mit normalen Freßgittern, die gleichzeitig für alle Stände zugeschoben bzw. geöffnet werden können. An Stelle eines Futtertisches sind hier Futterkrippen angebracht mit Aufsteckvorrichtung für Rau- und Silagefutter. Durch diese Art der Aufstallung ist der Stall völlig ebenerdig und mit den Transportgeräten leicht befahrbar.

Das Einstreuen von Stroh und Häcksel und die Entnahme des Dungs erfolgen manuell. Für den Abtransport des Dungs ist der erwähnte gummibereifte Dreiradkarren vorgesehen.

Technische Daten:

Fassungsvermögen 0,6 m³ (etwa 20 GVE), größte Breite 90 cm, größte Höhe 80 cm, Plattformhöhe 45 cm, Tragkraft 500 kg.

Der beladene Dungkarren wird durch einen Bedienungsmann aus dem Stall herausgeschoben und an den Dungstapelplatz geführt. Der Dung wird vom Dungkarren auf einen Allesförderer gegabelt, der ihn auf den Dungstapel fördert (Bild 11).

Technische Daten: Förderhöhe 6 m, Fördertroglänge 8 m, Fördertrognenigung (maximal) 48°, Höhe des Einwurfs 0,88 m, Kraftbedarf 2,1 kW.

Diese Lösung des Dungtransports auf den Stapelplatz kann nicht als ideal angesehen werden. Es ist vorgesehen, diesen manuellen Prozeß schnellstens weitestgehend zu mechanisieren. Dazu befinden sich bereits vollmechanisierte Entmistungsanlagen nach dem Prinzip der Schleppschaufel, der Schubstange und der Wasserspülung in Erprobung, so daß mit der Produktion dieser automatischen Anlagen im Jahre 1956 zu rechnen ist.

Für die Entnahme des Stalldungs von der Stapelmiststätte steht der landwirtschaftlichen Praxis z. Z. noch kein Arbeitsgerät zur Verfügung, das den Dung automatisch abhebt und verladet. Wohl sind Untersuchungen im Gange, durch elektrisch

betriebene selbsttätige Greifer oder durch Verladeeinrichtungen (Bild 12) diese Arbeit möglichst weit zu mechanisieren; konstruktionsreife Ergebnisse liegen jedoch z. Z. noch nicht vor. Bild 12a zeigt ein Mechanisierungsschema am Stapelplatz.

Für das Aufsammeln der Jauche aus dem Stall sowie von der Stapelmiststätte ist eine unterteilte Jauchegrube vorgesehen. Die Anlage der Jauchegrube ist so ausgeführt, daß ihre Füllung durch zweckmäßig angeordnete Abflüsse erfolgt. Das Auspumpen wird mit fahrbaren Jauchepumpen vorgenommen.

Die Motorpumpe ist eine Spezial-Niederdruck-Kreiselpumpe, die auf einem Fahrgestell mit einem Elektromotor gekuppelt ist (Bild 13).

Technische Daten: Pumpenleistung 30 m³ bei 4 m Förderhöhe, Kraftbedarf 1,1 kW, Gewicht 82 kg.

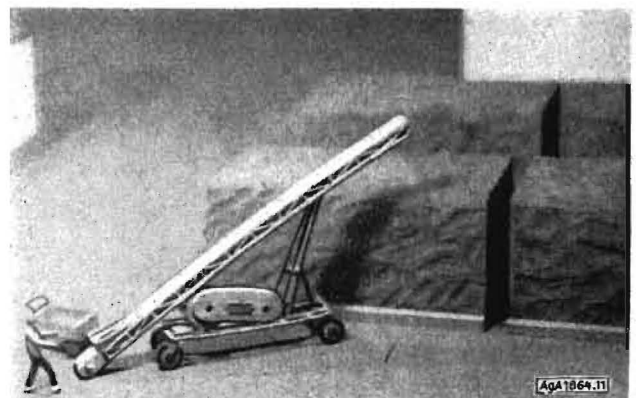


Bild 11. Allesförderer zum Dungtransport

¹⁾ Teil I s. H. 4, S. 112 bis 114.