Mähmechanismen Teil II

Von Dipl.-Ing. A. WICHA, Berlin-Leipzig[1])

DK 631.354.022

Wie aus Bild 9[2]) zu erkennen ist, verändert sich die Schnittbreite t_0, t_{30}, t_{60}, t_{90} und t_{120} des Messers bei der Messerbewegung, diese Schnittbreiten sind in Bild 11 diagrammatisch eingezeichnet. Zu den einzelnen Drehwinkelstellungen der Messerklinge sind als Ordinaten die Schnittbreiten aufgetragen und sodann die mittlere Schnittbreite t_m planimetrisch ermittelt mit

$$t_m = 2{,}49 \text{ cm}.$$

Der mittlere Schnittwiderstand ist

$$P = k \cdot t_m \cdots \text{kg}. \tag{22}$$

Nach Gleichung (22) ist bei Halmschnitt ($k = 7$ kg/cm)

$$P = 7 \cdot 2{,}49 = 17{,}43 \text{ kg} \text{ je Messer}.$$

Wie in Bild 12 eingezeichnet, zerlegt sich der senkrecht zur Messerschneide gerichtete Schnittwiderstand P in zwei Komponenten P_1 und P_2.

P_1 ist die Messervortriebskraft in der Schnittrichtung und P_2 ist die Messervortriebskraft in der Fahrtrichtung.

Die Auflagebelastung P_2 der Messerklinge e bzw. des Messerrückens f auf die Reibeplatte i ist

$$P_2 = P \cdot \sin\alpha_1 \cdots \text{kg}. \tag{23}$$

Dieser Auflagedruck löst die Reibungskraft

$$W_1 = P_2 \cdot \mu_1 \cdots \text{kg} \tag{24}$$

aus.

Der Reibungskoeffizient zwischen Messerrücken und Reibeplatte (Stahl auf Stahl, trocken) ist $\mu_1 = \operatorname{tg}\varrho_1 = 0{,}2$

$$\operatorname{tg}\alpha_1 = \frac{a - 14}{b} = \frac{45 - 14}{54{,}5} = 0{,}5688 \qquad \alpha_1 = 29^\circ 38'.$$

$$P_1 = P \cdot \cos\alpha_1 = 17{,}43 \cdot 0{,}8692 = 15{,}15 \text{ kg}, \tag{25}$$

$$P_2 = P \cdot \sin\alpha_1 = 17{,}43 \cdot 0{,}4945 = 8{,}62 \text{ kg}.$$

Der Reibungswiderstand des Messerrückens ist

$$W_1 = 8{,}62 \cdot 0{,}2 = 1{,}724 \text{ kg}.$$

Die Antriebskraft des Messerrückens ist

$$P_{\text{Antr}} = P_1 + W_1 \cdots \text{kg} \tag{26}$$

$$P_{\text{Antr}} = 15{,}15 + 1{,}724 = 16{,}874 \text{ kg}.$$

[1]) Teil I s. H. 12 (1953)
[2]) Bild 9 siehe Heft 12 (1953) S. 363.

Bei Vernachlässigung der Beschleunigungskräfte des Mechanismus (Massenausgleich) ist die Antriebsleistung des Messerrückens

$$N_{\text{Antr}} = \frac{P_{\text{Antr}} \cdot w_m \cdot z}{75 \cdot \eta} \cdots \text{PS}. \tag{27}$$

Nach Gl. (15) ist $w_m = 1{,}258$ m/s. Mechanischer Wirkungsgrad des Kurbeltriebes $\eta = 0{,}90$.

Messeranzahl $z = 30$

Arbeitsbreite $B = x \cdot z = 76 \cdot 30 = 2280$ mm

$$N_{\text{Antr}} = \frac{16{,}874 \cdot 1{,}258 \cdot 30}{75 \cdot 0{,}90} = 9{,}45 \text{ PS}.$$

3. Konstruktion und Berechnung des kontinuierlichen Kettenschnittes (Zugschnitt)

Wie in Bild 13, 14, 15 und 16 gezeichnet, besteht der Mechanismus der Kettenschnitteinrichtung aus einer endlosen Kette, die über eine getriebene und eine treibende Rolle geführt wird. Als schneidendes Kettentrum ist das ziehende Kettentrum vorgesehen. Die Kettenelemente *1* und *2* sind kardanisch miteinander verbunden und können auf sehr einfache Weise als endloses Band zusammengefügt werden.

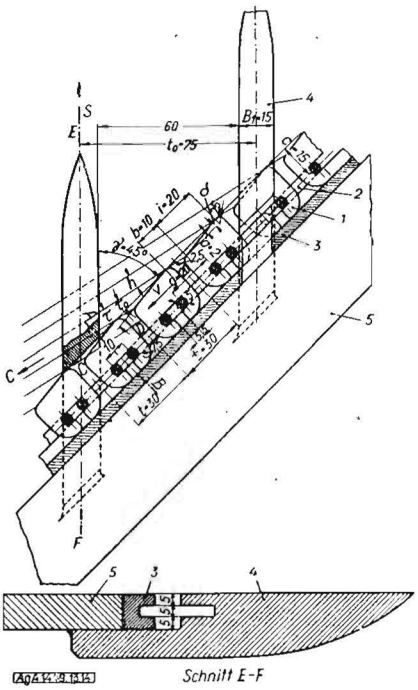

Bild 13 und 14. Kettenmesserbalken

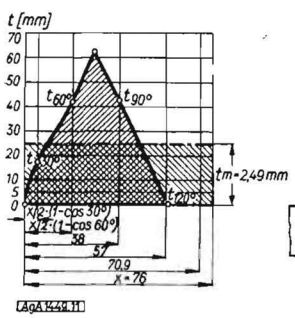

Bild 11
Schnittwiderstand $P = t_m \cdot k$ [kg]

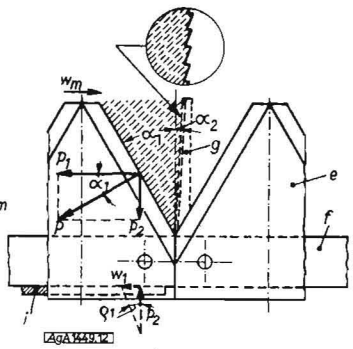

Bild 12
Resultierender Messerwiderstand

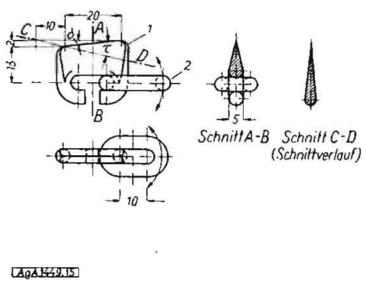

Bild 15. Kettenmesser

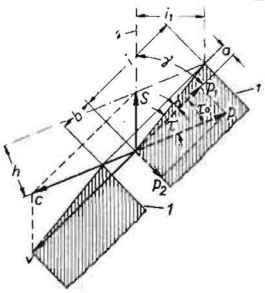

Bild 16. Geschwindigkeits- und Krafteplan

Das Kettenglied *1* ist mit einer Schneidkante versehen, die schräg zur Bewegungsrichtung verläuft. Der Anstellwinkel ist

$$\operatorname{tg}\delta = \frac{a}{i} \cdots \tag{28}$$

Ist $a = 2$ mm und $i = 20$ mm wird $\operatorname{tg}\delta = 0{,}1$ $\delta = 5°50'$.

3,1 Kettengeschwindigkeit

Die Kettenbandlage zur Fahrtrichtung s ist um den Winkel

$$\gamma = 45°$$

geneigt, so daß bei einer absoluten Messerkettengeschwindigkeit

$$v \text{ in m/s}$$

und einer Fahrgeschwindigkeit

$$s \text{ in m/s}$$

die relative Messerkettengeschwindigkeit

$$c = \frac{s \cdot \sin\gamma}{\sin\tau_0} \cdots \text{m/s} \tag{29}$$

ist.

Die resultierende Schnittrichtung liegt um den Winkel τ_0 geneigt zur Messerkette.

$$\operatorname{tg}\tau_0 = \frac{a}{b} \tag{30}$$

$$a = 2 \text{ mm und } b = 10 \text{ mm } \operatorname{tg}\tau_0 = 0{,}2 \quad \tau_0 \doteq 11°20'.$$

Ist die Fahrgeschwindigkeit $s = 1{,}5$ m/s, d.s. 5,4 km/h, so wird nach Gleichung (29)

$$c = \frac{1{,}5 \cdot 0{,}7072}{0{,}1965} = 5{,}39 \text{ m/s}.$$

Die Geschwindigkeit der Messerkette ist

$$v = s \cdot \left(\cos\gamma + \frac{\sin\gamma}{\operatorname{tg}\tau_0}\right) \cdots \text{m/s}, \tag{31}$$

$$v = 1{,}5\left(0{,}707 + \frac{0{,}707}{0{,}2}\right) = 6{,}363 \text{ m/s}$$

3,2 Kettenwiderstand

Kettenteilung $t = 30$ mm,

Schnittbreite h je Messer:

$t = b + i$ [mm] Kettenteilung,

$i = 20$ [mm] senkrechte Schnittbreite je Kettenglied,

$b = 10$ [mm] Schneidkantenunterbrechung zwischen zwei benachbarten Schneidkettengliedern.

$$\tau = \tau_0 + \delta = 17°10' \qquad h = \frac{i}{\cos\delta} \cdot \sin\tau \cdots \text{cm}. \tag{32}$$

$$h = \frac{2{,}0}{0{,}9948} \cdot 0{,}2952 = 0{,}594 \text{ cm}.$$

Bei einem spezifischen Schnittwiderstand $k = 2$ kg/cm – siehe Diagrammblatt Bild 10 – (Schnittverlaufwinkel $\tau = 17°10'$) ist der Ziehschnittwiderstand je Messer

$$P = k \cdot h = 2 \cdot 0{,}594 = 1{,}188 \text{ kg}. \tag{33}$$

Nach dem Kräftediagramm Bild 16 ist der Messerdruck auf die Messerführung

$$P_2 = P \cdot \sin\tau_0 \cdots \text{kg}. \tag{34}$$

Dieser Druck löst einen Reibungswiderstand W in kg aus.

$$W = P_2 \cdot \mu \cdots \text{kg}. \tag{35}$$

Reibungskoeffizient zwischen Messerkettenglied und Führungsschiene

$$\mu = 0{,}1.$$

Der Kettenwiderstand ermittelt sich nach Gl. (32), (33) und (34)

$$M = P_1 + W = P(\cos\tau_0 + \sin\tau_0 \cdot \mu) \cdots \text{kg}, \tag{36}$$

$$M = 1{,}188 \cdot (0{,}98 + 0{,}1965 \cdot 0{,}1) = 1{,}18 \text{ kg je Messer}.$$

3,3 Antriebsleistung

Ist die Arbeitsbreite $B = 2280$ mm (Abschnitt 2.), dann sind z Kettenmesserglieder erforderlich

$$z = \frac{B}{\sin\gamma \cdot t}, \tag{37}$$

$$z = \frac{2280}{0{,}707 \cdot 30} = 107.$$

Ein Teil der Arbeitsfläche wird durch die Finger abgedeckt und reduziert dadurch die Anzahl der im Schnitt befindlichen Kettenglieder auf

$$z_1 = z \cdot \frac{B - B_1 \cdot z_0}{B} \tag{38}$$

Fingerbreite $B_1 = 15$ mm

Fingerteilung $t_0 = 75$ mm

Fingeranzahl $z_0 = B/t_0 = 30$

$$z_1 = 107 \cdot \frac{2280 - 15 \cdot 30}{2280} = 86$$

Antriebsleistung

$$N_{\text{Antr}} = \frac{M \cdot v \cdot z_1}{75 \cdot \eta} \cdots \text{PS}. \tag{39}$$

Mech. Wirkungsgrad $\eta = 0{,}95$ (Rollenlagerung)

$$N_{\text{Antr}} = \frac{1{,}18 \cdot 6{,}363 \cdot 86}{75 \cdot 0{,}95} = 9{,}07 \text{ PS}.$$

Zusammenfassung

Der Vorteil des *Zugschnitts* gegenüber dem *Druckschnitt* liegt hauptsächlich in der Antriebsleistung-Einsparung, in der einfacheren, billigeren und leichteren Konstruktion und der größeren Lebensdauer. A 1449

Noch einmal Bodenfräsen[1])

Von E. PYDDE

DK 631.319

Als Verfasser des Aufsatzes[1]) lege ich Wert auf die Feststellung, daß seit 1936 tatsächlich nur die Lubo-Fräse in der Hainichener Maschinenfabrik gebaut wurde, die auch jetzt noch als Typ 20 im IFA-Werk Framo weiter gefertigt wird. Im Prinzip weist der Typ 20 dieselben technischen Daten wie die Lubo-Fräse auf, jedoch ist die Ersatzteilhaltung für beide Fräsen, Lubo und Typ 20, getrennt zu führen, da es durch die in der Nachkriegszeit bedingten Materialschwierigkeiten und auch durch die Lieferung eines neuen Motors (EL 308) nicht möglich war, dieselben Ersatzteile beizubehalten. Allerdings muß noch bemerkt werden, daß der neue Motor EL 308 auch an die alte – vor 1939 hergestellte – Lubo-Fräse angebaut werden kann.

Infolge ungenügender Koordinierung bei der Erteilung von Produktionsauflagen sind bis zum Jahre 1951 in der Deutschen Demokratischen Republik sowohl die Lubo-Fräse (als Typ H 6) von der Hainichener Maschinenfabrik als auch der Typ 20 vom IFA-Werk Framo gefertigt worden. Ab März 1951 – nach Einbeziehung der Hainichener Maschinenfabrik in das IFA-Werk Framo – wird nur noch der Typ 20 hergestellt. Es muß festgestellt werden, daß die Ersatzteilfertigung für die vor 1939 gebauten 1500 Lubo-Fräsen und für die nach 1945 produzierten 250 Lubo-Fräsen (als Typ H 6 bezeichnet) nach dem Zusammenschluß der Betriebe nicht genügend berücksichtigt wurde, so daß viele noch brauchbare Fräsen ungenutzt herumstehen.

Bei dem Typ 22 dagegen handelt es sich nicht um eine normale Bodenfräse. Dieses Gerät ist eine Motorhackfräse, die speziell zur Unkrautbekämpfung und Bodenlockerung eingesetzt wird. Da ihre Arbeitsbreite von 16 bis 52 cm einstellbar ist, kann damit auch in engen Kulturen gearbeitet werden.

Diese Maschine wurde erstmalig 1950 auf der Gartenbau-Ausstellung vorgeführt, nachdem sie von mir in der Hainichener Maschinenfabrik entwickelt und als „Motorhackfräse, Typ M H 1" typisiert wurde. Im März 1951 wurde der Bau dieser Motorhackfräse vom IFA-Werk Framo übernommen. Die Produktion läuft bereits in kleinen Serien. AK 1455

[1]) Richtigstellende Ergänzung zu dem Aufsatz in H. 8 (1953) „Ist die Weiterentwicklung von Bodenfräsen, Motorhackfräsen und deren Zusatzgeräte notwendig?"