

Von derselben Stelle wurde eine halbautomatische Maschine für mittlere Betriebe mit einer Tagesleistung von 12000 bis 18000 Töpfen entwickelt. Weiter wird die Presse des Agronomen *Filatow* mit einer täglichen Leistung von 16000 bis 18000 Stück erwähnt. Großes Interesse bringt man auch dem Gerät von *Makrtschjan* entgegen. Mit diesem Gerät werden die Töpfe direkt im Frühbeet hergestellt. Das Material wird gleichmäßig im Frühbeet ausgebreitet und anschließend in Topfballen gepreßt. Das Gerät reicht über ein einfaches Frühbeet und wird von zwei Personen bedient. Seine Leistung liegt bei 40000 Stück je Arbeitstag. Die einfache Konstruktion des Gerätes liefert viereckige Töpfe. Diese Mitteilungen aus der Sowjetunion beweisen, daß auch dort die Entwicklung der Topfpresse nicht stillsteht.

Zusammenfassend kann gesagt werden, daß das Erdtopfballenverfahren ständige Fortschritte macht, auch wenn anscheinend ein toter Punkt erreicht ist. Solche Momente gibt es in jeder Entwicklung; die Aufgabe der Wissenschaft ist es nun, gemeinsam mit der Praxis tatkräftig an ihrer Überwindung zu arbeiten.

Ich würde es begrüßen, wenn auch andere Berufskollegen ihre Erfahrungen auf diesem Gebiet hier vortragen. Gerade der Erfahrungsaustausch ist geeignet, die Entwicklung der Technik voranzutreiben. Je umfassender ein solcher Erfahrungsaustausch durchgeführt wird, desto fruchtbarer können die Praktiker auf die Konstruktion arbeitssparender und arbeitserleichterender Geräte einwirken und um so fühlbarer wird dann der arbeitswirtschaftliche Nutzen für sie selbst zum Ausdruck kommen.

AK 1600 Marx

Mähmechanismen¹⁾

Von Dipl.-Landwirt R. WINTER, Leipzig

DK 631.354.022

Dieser Aufsatz von Dipl.-Ing. A. *Wicha* enthält einige Unstimmigkeiten, die in einer technisch-wissenschaftlichen Zeitschrift nicht unberichtigt bleiben dürfen.

Wicha errechnet die maximale Messergeschwindigkeit für den Messerhingang $w_{\max}(\text{Hin})$ (wobei als Hingang die Bewegung des Messers zur Kurbel hin, als Hergang die Bewegung vom Kurbeltrieb weg verstanden wird) nach der Formel (6) $w_{\max}(\text{Hin}) = u \cdot \cos E_{\max}$, wobei u der Kurbelstangen-Anstellwinkel ist. Die entsprechende Gleichung (11) soll für den Messerhergang gelten. In diesen Gleichungen ist nicht berücksichtigt, daß auch die vertikale Geschwindigkeitskomponente des Kurbelendes der Kurbelstange Einfluß auf die Größe der horizontalen Geschwindigkeit des Messerendes der Kurbelstange – oder was dasselbe ist – auf die Messergeschwindigkeit hat, ganz abgesehen davon, daß – wie anschließend gezeigt wird – E_{\max} bzw. ϵ_{\max} falsch eingesetzt wurden.

Nach den Gleichungen (6) und (11) sind $w_{\max}(\text{Hin})$ bzw. $w_{\max}(\text{Her})$ jedenfalls kleiner als u , daß E_{\max} bzw. ϵ_{\max} unter allen Umständen größer als Null und demzufolge $\cos E_{\max}$ bzw. $\cos \epsilon_{\max}$ unbedingt

$$\sin E_{\max} = \frac{k+r}{l} \quad E_{\max} = 20^\circ 56,8'$$

$$\sin \epsilon_{\max} = \frac{k-r}{l} \quad \epsilon_{\max} = 15^\circ 30,9'$$

$$\sin \epsilon_{\text{mittel}} = \frac{k}{l} \quad \epsilon_{\text{mittel}} = 18^\circ 12,6'$$

Weiter wird angegeben, daß die mittlere Messergeschwindigkeit zur Fahrgeschwindigkeit im gleichen Verhältnis stehen soll wie zwei bestimmte Abmessungen der Mähmesserklingen (Gleichung 14).

Diese Behauptung wird nicht irgendwie eingeschränkt. Man könnte daraus folgern, daß die absolute Größe der mittleren Messergeschwindigkeit gleichgültig sei, wenn sie nur im rechten Verhältnis zur Vorwärtsbewegung steht. Aber jeder, der schon einmal mit Gespanntraktormähern gearbeitet hat, weiß, daß in schnellem Tempo bessere Arbeit geleistet wird und geringere Verstopfungsgefahr besteht. Beim Gespanntraktormäher bleibt aber das Verhältnis von Messergeschwindigkeit zu Fahrgeschwindigkeit unabhängig von der Größe der letzteren stets konstant; die gestellte Bedingung wäre also erfüllt.

Die Bewegung des Messers hat sich aber nicht nur nach der zu erzielenden Stoppelgleichmäßigkeit zu richten, sondern sie wird auch durch die Verstopfungsneigung bestimmt, und wegen dieser muß man eine mittlere Messergeschwindigkeit von mindestens 2,0 bis 2,2 m/s fordern. Diese Forderung wurde bereits seit langem insofern berücksichtigt, als in Gespanntraktormähern für Pferde- und für Kuhanspannung verschiedene Übersetzungsverhältnisse angewandt wurden.

Die Kurbelzapfen-Umfangsgeschwindigkeit u und daraus die Kurbeldrehzahl wird nach einer Formel (17) ermittelt, die den gleichen Fehler wie die eingangs kritisierte Formel (6) enthält. Die richtige Kurbelzapfen-Umfangsgeschwindigkeit errechnet sich wie folgt: Die mittlere Messergeschwindigkeit w_{mittel} sei gleich 1,258 m/s = 75,48 m/min. Bei einer Kurbelumdrehung legt das Messer einen Weg von $2 \cdot 76 \text{ mm} = 0,152 \text{ m}$ zurück. Es müssen als $\frac{75,48}{0,152}$ Kurbelumdrehungen in der Minute erfolgen. Es ergeben sich 497 U/min und nach

$$u = \frac{2 \cdot \pi \cdot r \cdot n}{60} = \frac{2 \cdot 3,14 \cdot 0,036 \cdot 497}{60} = 1,873 \text{ m/s.}$$

Des weiteren wird die Maximalgeschwindigkeit des Messers beim Hin- und Hergang nach Formeln berechnet, deren prinzipieller Fehler bereits oben aufgezeigt wurde. Man erhält so die größere Maximalgeschwindigkeit beim Hergang. Aus der Zeichnung (Bild 4) geht aber hervor, daß für den Hingang ein kleinerer Kurbelwinkel zur Verfügung steht als für den Hergang. Also muß gerade umgekehrt die mittlere Messergeschwindigkeit und bei Anerkennung der an sich genau nur für Sinusschwingungen richtigen Formel (16) $w_{\max} = \frac{\pi}{2} w_{\text{mittel}}$ auch die maximale Messergeschwindigkeit beim Hingang größer sein als beim Hergang.

Gegen die weiteren Berechnungen der Antriebsleistung des Mähbalkens läßt sich zwar formal nichts einwenden. Trotzdem steht das Ergebnis dieser Berechnungen (Gleichungen 22 bis 27) in absolutem Mißverhältnis zu allen bisherigen Erfahrungen. Den 9,45 PS reiner Schneidleistung des $\frac{7}{8}$ Fuß-Balkens entsprechen 5,87 PS beim üblichen $\frac{4}{8}$ Fuß-Balken. Dazu käme dann noch der Leerlaufleistungsbedarf von etwa 0,4 PS, so daß sich der Gesamtleistungsbedarf eines normalen Gespanntraktormähers mit etwa 6 PS errechnete. Es dürfte aber allgemein bekannt sein, daß zwei Pferde, die normalerweise einen

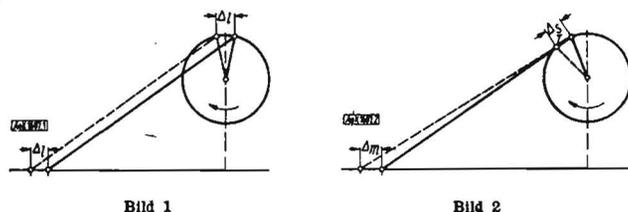


Bild 1

Bild 2

kleiner als eins sein müssen. Betrachtet man aber das kleine Wegelement, das der Kurbelzapfen bei jedem Durchgang durch eine Linie zurücklegt, die zur Bewegungsrichtung des Messers senkrecht steht und durch den Kurbelmittelpunkt verläuft, so sieht man, daß bei diesen Kurbelstellungen die Kurbelzapfen-Umfangsgeschwindigkeit u unverändert auf das Messer übertragen wird, da keine Änderung des Kurbelstangen-Anstellwinkels eintritt (Bild 1). Aber die sich so ergebende, der Kurbelzapfen-Umfangsgeschwindigkeit gleiche Messergeschwindigkeit ist noch nicht die wirklich maximale, wie die folgende Überlegung zeigt:

Legt der Kurbelzapfen das Wegelement A_s zurück, in dessen Innerem der Tangentialpunkt T liegt, dann legt das Messerende der Kurbelstange infolge größer werdenden Anstellwinkels ein größeres Wegelement A_m zurück. Da beide Bewegungen durch die Kurbelstange zwangsläufig miteinander verbunden sind und demzufolge in gleicher Zeit erfolgen, muß die Messergeschwindigkeit im beschriebenen Augenblick größer als die Kurbelzapfen-Umfangsgeschwindigkeit sein (Bild 2).

Durch die Gleichungen (7) bis (13) werden die extremen und der mittlere Anstellwinkel der Kurbelstange errechnet. Es wird angenommen, daß die extremen Anstellwinkel dann vorliegen, wenn die Kurbelstange den Kurbelkreis berührt. Die folgende Überlegung zeigt, daß diese Annahme unzutreffend ist. Würde sich das Kurbelende der Kurbelstange von T_1 nach T_1' bewegen, dann bliebe dabei der Anstellwinkel der Kurbelstange unverändert. Bewegt sich nun das Kurbelende von T_1' nach T_1'' , dann würde der Anstellwinkel größer. Setzt man diese Überlegung für die Kurbelbewegung über T_1'' hinaus fort, so erkennt man, daß bei Stellung des Kurbelzapfens in T_1'' der tatsächliche maximale Anstellwinkel der Kurbelstange zustande kommt. Ganz analog sind die Verhältnisse bei T_2 (Bild 3). Daraus folgt:

¹⁾ Deutsche Agrartechnik (1953) H. 12, S. 361 und (1954) H. 1, S. 17.

4 1/2 Fuß-Grasmäher ziehen, eine Leistung von 6 PS nicht aufzubringen vermögen.

Kloth und Göttmann ermittelten beim 4 1/2 Fuß-Normalschnittbalken bei einer mittleren Messergeschwindigkeit von etwa 2 m/s einen Leerlaufleistungsbedarf von 0,4 PS und einen Betriebsleistungsbedarf von etwa 0,9 PS, so daß rund 0,5 PS reiner Schneidleistungsbedarf anfallen. Das ist nur etwa ein Zehntel des berechneten Wertes.

Dieser Unterschied findet seine Begründung darin, daß – wie Kloth und Göttmann nachwiesen – der Schnitt nicht auf der gesamten effektiven Schnittfläche stattfindet, sondern nur auf einem, je nach Bestandsdichte und Halmbeschaffenheit verschiedenen, etwa 15 bis 20 % betragenden Teil derselben. Setzt man das in die Berechnung ein, dann verringert sich der errechnete Leistungsbedarf des 4 Fuß-Balkens auf 0,7 bis 1,0 PS bei Trockengut oder auf 0,4 bis 0,57 PS bei Grüngut (wenn man für dieses nach Wicha einen spezifischen Schnittwiderstand von 4 kg/cm einsetzt). Damit wäre die Übereinstimmung mit der Erfahrung erzielt.

Zu den in der Zusammenfassung des kritisierten Aufsatzes angegebenen Vorteilen des Kettenbalkens wäre zu bemerken, daß eine einigermaßen sichere Aussage über die Lebensdauer eines so neuartigen Maschinenelementes doch wohl erst nach praktischen Erfahrungen aus seiner Anwendung und nicht aus bloßen theoretischen Erwägungen gemacht werden kann. Im allgemeinen weisen Ketten, wenn sie mit Sand in Berührung kommen, was sich beim Grasmäherbalken nicht vermeiden läßt, hohen Verschleiß auf.

Bezüglich der Antriebsleistung entsteht der Eindruck, als wäre die – übrigens geringfügige – Einsparung beim Kettenbalken nur zufällig entstanden. Nimmt man nämlich an, daß sich auf dem eingeschlagenen Wege tatsächlich vergleichbare Leistungsbedarfswerte für Druck- und Zugschnitt errechnen ließen, dann muß man fordern, daß die beiden Leistungsvergleichszahlen auch unter gleichen Voraussetzungen ermittelt werden. Das ist aber nicht der Fall. Beim üblichen Mähmesser wird ein Reibungskoeffizient $\mu = 0,2$ angesetzt, beim Ketten-

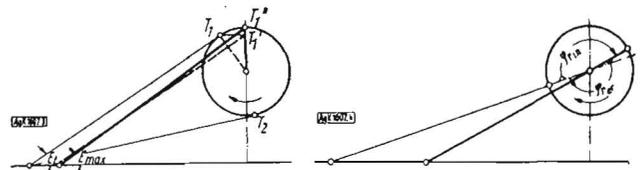


Bild 3

Bild 4

messer dagegen, ohne zu begründen warum, ein solcher von $\mu = 0,1$. Ferner wird als Wirkungsgrad beim üblichen Mähmesser 90 %, beim Kettenmesser dagegen mit dem Hinweis auf mögliche Rollenlagerung 95 % angenommen. Ebenso gut kann man aber den Kurbeltrieb des üblichen Messers mit Rollenlagern ausstatten. Setzt man in die Gleichung (39) $\mu = 0,2$ und $\eta = 90$ % ein, dann ergibt sich ein Leistungsbedarf des Kettenbalkens von 9,81 PS, der damit über dem des üblichen Messerbalkens läge.

Diese ganze Berechnung erscheint aber müßig, solange ihre Ergebnisse so weit von den tatsächlichen Werten entfernt liegen, wie sie sich für den üblichen Messerbalken herausgestellt haben. Denn dann ist auch die Vergleichbarkeit der Rechenergebnisse, selbst wenn man sie nur als Relativzahlen auffaßt, sehr in Frage gestellt.

Man sollte dem Problem des Kettenbalkens durch Versuche zu Leibe gehen. Wichtig wäre z. B. die Frage, wie man die als sehr hoch erscheinende Geschwindigkeit der Messerkette durch zweckmäßigste Gestaltung der Winkel γ und δ und der Maße b und i verringern kann.

Literatur

Kloth und Göttmann: Der Schneidvorgang beim Gras- und Getreidemähen. Technik in der Landwirtschaft, Berlin (1933) S. 114.

AK 1607

Nochmals „Mähmechanismen“

DK 631.354.022

Unser Autor, Dipl.-Ing. A. Wicha, übersendet uns zu dem vorstehenden Diskussionsbeitrag von Dipl.-Landw. R. Winter folgende Entgegnung:

Im zweiten Absatz führt Winter an, „daß auch die vertikale Geschwindigkeitskomponente des Kurbelendes der Kurbelstange Einfluß auf die Größe der horizontalen Geschwindigkeit des Messerendes der Kurbelstange . . . hat“. Dies ist nicht richtig, da eine vertikale Geschwindigkeitskomponente gar nicht vorhanden ist. Eine Untersuchung der Messergeschwindigkeit mit Hilfe von Differentialwegstrecken ist nicht erforderlich, wenn man die Geschwindigkeitsabhängigkeit nach den Formeln der Polarradien ermittelt, wie dies allgemein bei kinematischen Rechnungsgängen in der Technik der Fall ist.

Zur Erläuterung diene die Darstellung in Bild 1.

Die Messergeschwindigkeit $c = v \frac{\sin(\alpha + \beta)}{\cos\beta}$ [m/s],

$$\frac{r}{a} = \frac{v}{c} = \frac{R}{A}$$

Die maximale Messergeschwindigkeit c tritt dann auf, wenn

$$\sphericalangle(\alpha + \beta) = 90^\circ$$

ist,

$$c_{max} = v \cdot \frac{1}{\cos\beta} \text{ [m/s].}$$

Im Rechnungsgang wurde der Faktor $\cos\beta$ nicht im Messer, sondern im Zähler eingesetzt.

Diese Umsetzung erfolgte mit Absicht, da dadurch die wirkliche Messergeschwindigkeit am einfachsten ermittelt werden kann. Die wirkliche Messergeschwindigkeit ist von verschiedenen Faktoren abhängig, die rechnerisch sehr schwer ermittelt werden können und durch die Umsetzung des Faktors $\cos\beta$ noch am genauesten zu errechnen sind.

Einflüsse, die eine Reduktion der theoretischen Messergeschwindigkeit herbeiführen, sind:

- Lagerspiel im Messerkopf und Kurbelkopf,
- elastische Materialverformung,
- spezifischer Ungleichförmigkeitsgrad der Winkelgeschwindigkeit,
- hervorgehoben durch ungenügenden Massenausgleich,

spezifischer Ungleichförmigkeitsgrad der Winkelgeschwindigkeit, hervorgerufen durch die ungleichen Beugungswinkel im Kardantrieb.

Winter fordert sodann, „ . . . eine mittlere Messergeschwindigkeit . . .“. Eine Messergeschwindigkeit von 2 bis 2,2 m/s generell festzusetzen, ist nicht richtig.

Die Wahl der jeweiligen Messergeschwindigkeit ist vielmehr abhängig von:

- Schnittgut,
- Feuchtigkeitsgehalt des Schnittgutes,
- Anstellwinkel des Messers,
- Anstellwinkel der Führungsplatten,
- Anstellwinkel der Fingerplatte,
- Schneidhaltigkeit der Schnittwerkzeuge,
- Ausführung der Schneidkante, ob glatt oder gezahnt.

Bei dem von Winter angestellten Leistungsvergleich zwischen Gespann- und Schlepperzug ist zu beachten:

Das Leistungsverhältnis anmalische zu mechanische PS liegt innerhalb der Grenzwerte 1 : 4 bis 1 : 8 je nach Einsatzdauer der Tiere. Der von Winter angegebene Schneidleistungsbedarf von 0,5 PS für einen Grasmäher von 4 1/2 Fuß Arbeitsbreite ist natürlich eine Unmöglichkeit, denn dann könnte man ja einen 4 1/2 Fuß Grasmäher manuell betätigen, wenn für die mechanischen und Vortriebsarbeiten eine Fremdleistungsquelle herangezogen wird.

In bezug auf den Reibungskoeffizienten μ ist folgendes zu sagen: Bei Fingerschnittwerken treten mehrere Reibungswiderstände auf, und zwar zwischen dem Messerrücken und der Messerrückenführung und zwischen den Druckplatten und Messerklingen.

Außerdem ist der Reibungskoeffizient zwischen ungehärteten Materialien größer als zwischen gehärteten Werkstoffen, wie dies bei Kettengliedern und gehärteter Gleitschiene der Fall ist.

Ich gehe mit den Ausführungen von Winter im letzten Absatz den gleichen Weg, wenn ich besonders betone und wie auch die Redaktion der gleichen Meinung ist, daß der Mähmechanismus des Ketten-schneidwerks noch einer gründlichen, praktischen Versuchsfolge bedarf.

AK 1626 A. Wicha

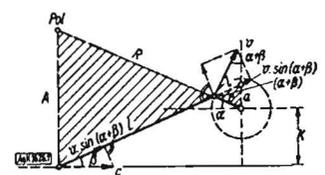


Bild 1