

Landtechnische Forschung

HERAUSGEBER: KURATORIUM FÜR TECHNIK IN DER LANDWIRTSCHAFT
FACHGEMEINSCHAFT LANDMASCHINEN IM VDMA
MAX EYTH-GESELLSCHAFT ZUR FÖRDERUNG DER LANDTECHNIK

Heft 5/1958

Fahr A. G. ~~Schmidinger~~ MÜNCHEN

8. JAHRGANG

Eing. 6. NOV. 1958 L.E.F.

Erl.

Obering. Th. Strope

Analytische Betrachtung der Massenwirkungen in einem Schleppermähwerk

Institut für Landtechnische Grundlagenforschung, Braunschweig-Völkenrode

Die Kräfte, die in den Schleppermähwerken und deren Schubkurbelgetriebe wirken, sind verschiedener Natur. Vor allem haben die mit stark oszillierenden Geschwindigkeiten sich bewegenden Massen des aus Kopf, Stange und Klingen bestehenden Messers und der meist hölzernen Schubstange Massenkräfte zur Folge, die der Größe und Richtung nach stark schwanken. Diese Massenbeschleunigungskräfte kommen in den Führungen und Lagerungen des Mähwerkes zur Wirkung und haben dort entsprechend große Lager- beziehungsweise Führungskräfte zur Folge. Diesen Kräften überlagern sich je nach der Güte der Gleitflächen verschieden große Reibungskräfte, die der Bewegungsrichtung entgegengesetzt gerichtet sind. Beim Mähen wirken am Messer außerdem Schnittwiderstände, die im Antrieb zusätzliche Kräfte bzw. Momente auslösen.

Bei früheren Untersuchungen [1 bis 3] über die Kräfte im Mähwerksantrieb zeigte es sich, daß die Massenkräfte bei den schnellaufenden Grasmähwerken einen weit größeren Einfluß auf Größe und Verlauf der Kräfte haben als die Reibungs- und Schnittwiderstände. Sie vor allem bedingen den Verschleiß in den Lagern und Führungen.

Wie neuere Messungen im Feldbetrieb [4] zeigen, sind dies aber nicht die einzigen Ursachen von Kräften im Mähwerksantrieb. Durch Spiel in den Getriebepaarungen (Messerrführung, Kurbelzapfenlager, Kurbelwellenlager, Zahnräder) können beim Richtungswechsel der zwischen positiven und negativen Werten schwankenden Massenkräfte erhebliche Stoßkräfte auftreten, die um so größer sind, je größer das Spiel und je höher die Drehzahlen sind. Diese Stoßkräfte können wiederum Eigenschwingungen im Mähwerksantrieb auslösen, zum Beispiel Torsionsschwingungen des Schwingungssystems Kurbelwelle - Kurbelscheibe, die die betroffenen Konstruktionsteile erheblich zusätzlich beanspruchen.

Diese Eigenschwingungserscheinungen können bei den raschlaufenden Schleppermähwerken zu Dauerbrüchen im Getriebe führen, besonders wenn diese Schwingungen in Resonanz mit den erregenden Schwingungen der oszillierenden Massen sind.

Die Kräfte, die von den rotierenden und oszillierenden Massen des Mähwerkes herrühren, lassen sich unter gewissen Voraussetzungen analytisch bestimmen. Dagegen lassen sich die Schnitt- und Reibungswiderstände wie auch die infolge Lagerspiels entstehenden Stoßkräfte nur meßtechnisch erfassen. Da die Massenkräfte einen entscheidenden Einfluß auf den Verlauf der Gesamtkräfte im Mähwerk

haben, lohnt sich eine analytische Behandlung dieser Kräfte bei Untersuchungen der Beanspruchungen und der Haltbarkeit des Mähwerkantriebes wie auch bei der Ermittlung des Ausgleiches der freien Massenkräfte am Kurbelwellenlager durch zusätzliche, auf der Kurbelscheibe angeordnete Massen. In den früheren Untersuchungen wurden diese von den Massen des Messers und der Schubstange herrührenden Kräfte mit Hilfe von Näherungsgleichungen erfaßt, da eine genaue Ermittlung der Beschleunigungskräfte im geschränkten Schubkurbelgetriebe, insbesondere die der Schubstange, rechnerisch zu umständlich wäre.

Nachstehend werden nun für ein ausgeführtes Schleppermähwerk¹⁾ die von den oszillierenden Bewegungen des Messers und der Schubstangenmasse herrührenden Kräfte auf die Führungen und Lagerungen des Messerkopfes, der Schubstangenlager, des Kurbelzapfens und des vorderen Kurbelwellenlagers graphisch mit möglicher Genauigkeit ermittelt, um dann in einer besonderen analytischen Betrachtung über die von Thiel [5] in demselben Mähwerk beim Mähen und im Leerlauf gemessenen Kräfte (insbesondere über die stoßartigen Kräfte beim Richtungswechsel und die Schwingungserscheinungen im Kraftfluß) zum Vergleich herangezogen zu werden.

Die im Schubkurbelgetriebe der Mähwerke wirkenden Massenkräfte kann man für den Leerlauf unter der vereinfachenden Annahme konstanter Drehgeschwindigkeit der Kurbelwelle und bei Vernachlässigung der in den Lagerungen und Führungen auftretenden Reibungskräfte verhältnismäßig einfach und sehr genau graphisch [7] bestimmen. Die gleichförmige Drehgeschwindigkeit der antreibenden Kurbelwelle wird um so eher gegeben sein, je größer die rotierenden Schwungmassen auf der Antriebsseite (Motorschwungrscheibe, rotierende Getrieberäder, Kurbelscheibe usw.) sind und je starrer das Übertragungsgetriebe zwischen diesen Massen und der Mähwerkskurbelwelle ist. Das trifft bis zu einem gewissen Grad für den Zahnradantrieb zu, aber nicht, wenn z. B. ein elastischer Keilriemenantrieb dazwischengeschaltet ist [3, 6].

Wenn die gemessenen Leerlauf- und Betriebskräfte von den graphisch bestimmten Beschleunigungskräften der Messer- und Schubstangenmasse mehr oder weniger stark abweichen, so können gerade auf Grund der Art dieser Abweichungen Rückschlüsse auf die Ursachen, die diese Abweichungen bedingen, gezogen werden. Dies soll, wie erwähnt, in einem weiteren Bericht in dieser Zeitschrift geschehen.

¹⁾ Es handelt sich um dasselbe, von Thiel in seinen Untersuchungen [5] über die Kräfte und Drehmomente im Schleppermähwerk mit Zahnradantrieb verwendete Schubkurbelgetriebe (ohne Umlenkung)

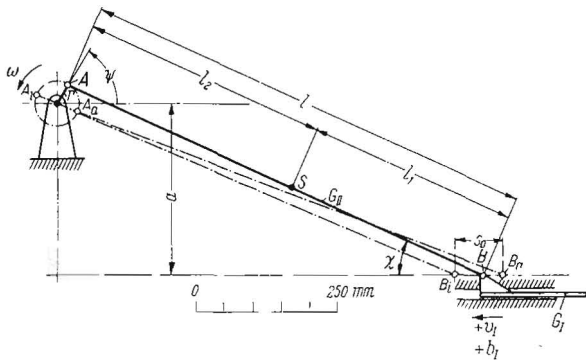
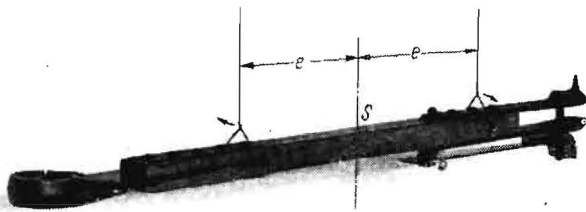


Abb. 1: Das untersuchte Schleppermähwerk mit geschränktem, entgegengesetzt dem Uhrzeigersinn sich drehendem Schubkurbelgetriebe (In Fahrtrichtung gesehen)

Kurbelwinkel	ψ
Einfallwinkel der Schubstange	χ
Drehzahl der Kurbelwelle	$n = 806 \text{ U/min}$
Drehgeschwindigkeit $\omega = 2\pi n/60 = \text{konst}$	$\omega = 84,5 \text{ 1/s}$
Kurbelradius	$r = 38 \text{ mm}$
Schubstangenlänge	$l = 810 \text{ mm}$
Schwerpunkt Abstand vom Messerkopf	$l_1 = 375 \text{ mm}$
Schwerpunkt Abstand vom Kurbelzapfen	$l_2 = 435 \text{ mm}$
Schränkung	$a = 310 \text{ mm}$
Schubstangenverhältnis	$\lambda = r/l = 0,047$
Schränkungsverhältnis	$\beta = a/l = 0,383$
Messerhub	s_0
B_a äußere Totlage des Messerkopfes	
B_i innere Totlage des Messerkopfes	
Messergewicht	$G_I = 3,75 \text{ kg}$
Messermasse	$m_I = G_I/g = 0,382 \text{ kgs}^2/\text{m}$
Schubstangengewicht	$G_{II} = 2,65 \text{ kg}$
Schubstangenmasse	$m_{II} = G_{II}/g = 0,270 \text{ kgs}^2/\text{m}$
Trägheitsmoment der Schubstange um den Schwerpunkt S (Bestimmung siehe Abb. 2)	$\Theta_{II} = 0,0246 \text{ kgms}^2$
Kurbelscheibengewicht (einschl. Wälzlager auf dem Kurbelzapfen)	$G_{III} = 3,45 \text{ kg}$
Trägheitsmoment der Kurbelscheibe	$\Theta_{III} = 0,00098 \text{ kgms}^2$



Schubstange
 $G_{II} = 2,65 \text{ kg}$
 $e_{II} = 200 \text{ mm}$
 $a_{II} = 2170 \text{ mm}$
 $T_{II} = 223/50 = 4,46 \text{ s}$
 $\Theta_{II} = 0,0246 \text{ kgms}^2$

Kurbelscheibe
 $G_{III} = 3,45 \text{ kg}$
 $e_{III} = 72 \text{ mm}$
 $a_{III} = 2000 \text{ mm}$
 $T_{III} = 208/100 = 2,08 \text{ s}$
 $\Theta_{III} = 0,00098 \text{ kgms}^2$

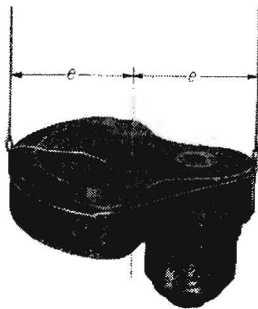


Abb. 2a und b: Bestimmung der Massenträgheitsmomente Θ der Schubstange und der Kurbelscheibe um ihre Schwerpunkte im Pendelversuch [8]

Die Schubstange beziehungsweise die Kurbelscheibe pendelt an zwei im Abstand e vom Schwerpunkt S (Drehachse) angebrachten Fäden von der Länge a . Es wird die Zeit für eine Anzahl Schwingungen im Pendelversuch gestoppt und daraus die Schwingungsdauer T einer vollen Schwingung errechnet. Der Schwerpunkt der Kurbelscheibe einschließlich Wälzlager auf dem Kurbelzapfen liegt in der Drehachse

$$\Theta = \frac{G \cdot e^2 \cdot T^2}{4 \cdot a \cdot \pi^2} \text{ [kgms}^2\text{]}$$

Das untersuchte Mähwerk

Die Schleppermähwerke haben im allgemeinen geschränkte Schubkurbelgetriebe, die im Uhrzeigersinn oder entgegengesetzt dazu angetrieben werden. Das untersuchte, linkslaufende Anbaumähwerk ist in Abbildung 1 und 2 unter Angabe der für die Untersuchung benötigten Daten dargestellt. Es handelt sich um ein Mähwerk, das direkt von dem Zahnradgetriebe eines Schleppers (also ohne Zwischenschalten eines Keilriementriebes) betrieben wird. Es hatte einen $4\frac{1}{2}$ '-Mittelschnittbalken, ein Messer mit 18 glatten Normklingen, eine hölzerne Schubstange mit Kugellager auf der Kurbelzapfen-seite und federnden Kugelkalotten auf der Messerkopfseite.

Für die Untersuchung wurde der Kurbelkreis nach Abbildung 3 in 24 Teile zu je 15° eingeteilt. Die 24 Kurbelstellungen, wie auch die vier Quadranten I bis IV, wurden von der waagerechten Kurbelstellung 0 ausgehend (auch für dieses linkslaufende Mähwerk) rechts herum durchnumeriert. Durchläuft die Kurbel den Winkel ψ von 0 bis 360° , so bewegt sich das Messer über die Hubstrecke s_0 einmal her und einmal hin. Zu der äußeren Messertotlage B_a gehört die Kurbellage A_a und zu der inneren Messertotlage B_i die Kurbellage A_i . Infolge der Schränkung decken sich die Kurbeltotlagen A_a und A_i nicht mit den Kurbelstellungen 0 und 12.

Die Beschleunigungskräfte und ihre Zerlegung

In Abbildung 3 bis 5 sind in der eingezeichneten Lage A B der Schubstange die von der translatorischen²⁾ Beschleunigung der Messermasse m_I und der Schubstangenmasse m_{II} , sowie die von der Drehbeschleunigung der Schubstangenmasse um ihren Schwerpunkt S herrührenden Kraftkomponenten an den beiden Schubstangenenden vektoriell dargestellt. Die Größe und der Verlauf der Messerbeschleunigung b_I , der Schwerpunktsbeschleunigung b_{II} der Schubstange sowie deren Winkelbeschleunigung $d^2\chi/dt^2$ um S werden graphisch [7] ermittelt und daraus

die Messerkopfkraft $P_I = -m_I b_I$ (Abb. 3),

die Schubstangenkraft $P_{II} = -m_{II} b_{II}$ (Abb. 4) und

das Moment $M_{II} = -\Theta d^2\chi/dt^2$ (Abb. 5)

errechnet, worin $\Theta = \Theta_{II}$ (Abb. 2a) das Massenträgheitsmoment der Schubstange um S ist.

Am unteren Schubstangenende (Abb. 3) wirkt infolge der Schräglage der Schubstange unter dem Winkel χ außer dem horizontalen Massenträgheitswiderstand P_I des Messers die vertikale Führungskraft N_I . Die vektorielle Summe von P_I und N_I ist gleich der Schubstangenkraft S_I . Am oberen Schubstangenende wirkt die Reaktionskraft S'_I , die sich radial (in Richtung der Kurbel) und tangential (zum Kurbelkreis) in R_I und T_I zerlegen läßt. Es gilt für die von der Messermasse herrührenden Kräfte an der Schubstange (vektoriell):

$$P_I + N_I + T_I + R_I = 0.$$

Im Schwerpunkt S der Schubstange (Abb. 4) wirkt die Massenträgheitskraft P_{II} , die mit den beiden Reaktionskräften S_{II} und N_{II} am oberen und unteren Schubstangenende im Gleichgewicht ist³⁾. Da von der Messerkopfführung (bei reibungslosem Lauf) nur vertikale Kräfte aufgenommen werden können, ergibt sich die Zerlegung von P_{II} in S_{II} und N_{II} in der in Abbildung 4 angegebenen Weise. S_{II} läßt sich wieder in radialer und tangentialer Richtung in R_{II} und T_{II} zerlegen. Für die von der translatorischen Bewegung der Schubstange herrührenden Kräfte an der Schubstange gilt dann (vektoriell):

$$P_{II} + N_{II} + T_{II} + R_{II} = 0.$$

²⁾ Bei der translatorischen Bewegung eines Körpers haben sämtliche Punkte desselben zu jeder Zeit gleich große und gleichgerichtete Geschwindigkeiten; der Körper behält also seine Ausrichtung im Raume bei, d. h. er führt nicht gleichzeitig eine Drehbewegung aus

³⁾ Der Trägheitswiderstand P_{II} der Schubstangenmasse ist der Größe und Richtung nach in dem Polardiagramm in Abb. 4a dargestellt

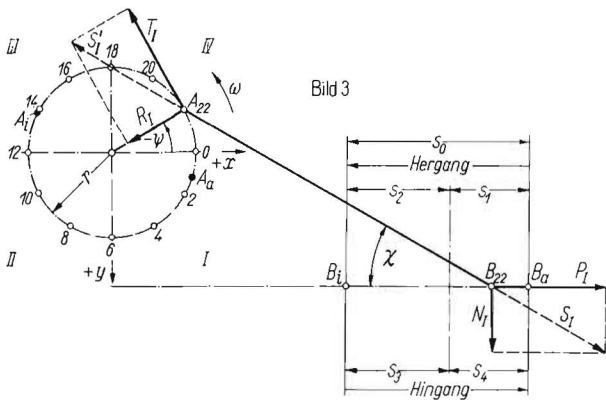


Abb. 3: Die von der Beschleunigung der Messermasse herrührenden Kräfte zwischen Schubstange, Messerkopf und Kurbelzapfen

$$S_I = \sqrt{P_I^2 + N_I^2} \text{ die auf die Schubstange wirkende Messerkopfkraft}$$

($P_I = -m_I b_I$ horizontale Komponente, N_I vertikale Komp.)

$$S'_I = \sqrt{T_I^2 + R_I^2} \text{ die auf die Schubstange wirkende Kurbelzapfenkraft}$$

(T_I tangentielle Komponente, R_I radiale Komponente)

$$S_I = S'_I$$

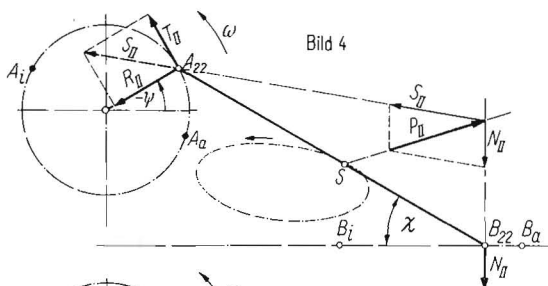


Abb. 4: Die von der translatorischen Beschleunigung der Schubstangenmasse herrührenden Kräfte zwischen Schubstange, Messerkopf und Kurbelzapfen

$$P_{II} = -m_{II} b_{II} \text{ der im Schwerpunkt S zusammengefaßte Beschleunigungswiderstand der Schubstangenmasse. Der Schubstangenschwerpunkt bewegt sich auf einer ellipsenförmigen Bahn}$$

N_{II} die auf die Schubstange wirkende (vertikale) Messerkopfkraft

$$S_{II} = \sqrt{T_{II}^2 + R_{II}^2} \text{ die auf die Schubstange wirkende Kurbelzapfenkraft}$$

(T_{II} tangentielle Komponente, R_{II} radiale Komponente)

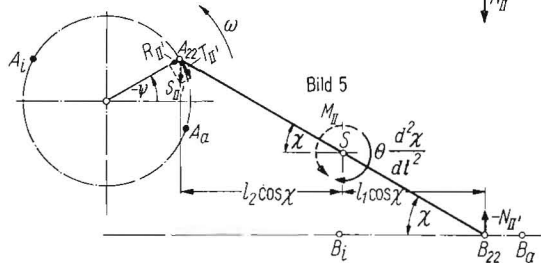


Abb. 5: Die von der Winkelbeschleunigung $d^2\chi/dt^2$ der Schubstange und ihrem Massenträgheitsmoment Θ um S herrührenden Kräfte bzw. Momenten zwischen Schubstange, Messerkopf und Kurbelzapfen

$$M_{II} = -\Theta \frac{d^2\chi}{dt^2} \text{ das der Massenträgheit der Schubstange entgegenwirkende Moment um S}$$

N'_{II} die auf die Schubstange wirkende Messerkopfkraft

$$S'_{II} = \sqrt{T'_{II}{}^2 + R'_{II}{}^2} \text{ die auf die Schubstange wirkende Kurbelzapfenkraft}$$

(T'_{II} tangentielle Komponente, R'_{II} radiale Komponente)

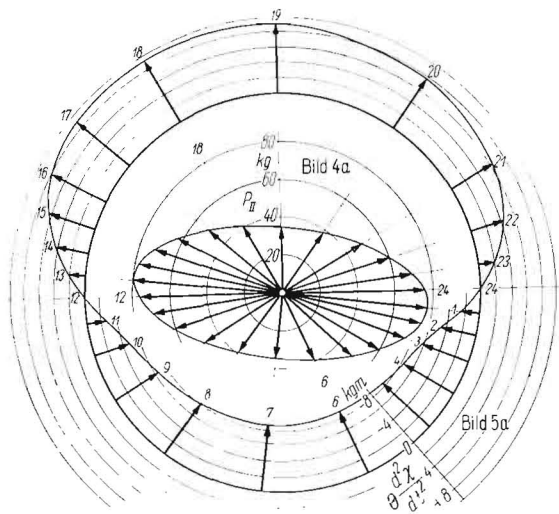


Abb. 4a und 5a: Polardiagramme der Massenträgheitskraft P_{II} der Schubstange nach Abb. 4 und des Massenträgheitsmomentes $\Theta d^2\chi/dt^2$ nach Abb. 5

Die Momentenvektoren muß man sich senkrecht zur Zeichenebene denken, wobei das positive Vorzeichen „rechtsdrehend, in der Fahrtrichtung gesehen“ bedeutet. Gewichte und Maße der Schubstange und des Mähwerkes siehe Abb. 1.

Da die Schubstange außer der translatorischen Bewegung des Schwerpunktes S auf der ellipsenförmigen Bahn auch eine Drehung um diesen Schwerpunkt mit der Winkelgeschwindigkeit $d\chi/dt$ ausführt, muß an der Schubstange ein Moment M_{II} entgegen dem Trägheitsmoment $\Theta d^2\chi/dt^2$ ausgeübt werden (Abb. 5⁴⁾). Diesem Moment M_{II} ist das am oberen und unteren Schubstangenende wirkende Kräftepaar S'_{II} und $-N'_{II}$, das wiederum aus dem vorsteh-

⁴⁾ Das Moment $\Theta d^2\chi/dt^2$ des Trägheitswiderstandes der Schubstangenmasse ist nach Größe und Drehsinn in dem Polardiagramm in Abb. 5a dargestellt

hend angegebenen Grund senkrecht zur Messerkopfleitfläche gerichtet ist, äquivalent. S'_{II} läßt sich ebenfalls in radialer und tangentialer Richtung in R'_{II} und T'_{II} zerlegen. Für die von der Drehbeschleunigung der Schubstange herrührenden Kräfte und Momente an der Schubstange gilt (vektoriell):

$$S'_{II} + N'_{II} = 0$$

$$\Theta \frac{d^2\chi}{dt^2} + N'_{II} l_1 \cos \chi + S'_{II} l_2 \cos \chi = 0$$

Zeitlicher Verlauf der Kräfte am Messerkopf

In Abbildung 6 bis 9 sind nun die Verläufe der von den Messer- und Schubstangenmassen herrührenden Kraftkomponenten am unteren Schubstangenlager (Messerkopf) während einer Kurbelumkehrung in Abhängigkeit von der Zeit dargestellt. Der Ermittlung der Kräfte wurden die in Abbildung 1 angegebenen Daten zugrundegelegt.

Die von der Messermasse herrührende Kraft P_I (Abb. 6) verläuft cosinusförmig. Von der äußeren Totlage B_a wird das Messer bis etwa Hubmitte beschleunigt (Messerbeschleunigung b s. Abb. 10), dann ist die höchste Messergeschwindigkeit erreicht, und die Beschleunigung hört auf. Dementsprechend nimmt die Zugkraft P_I von einem Höchstwert (115 kg) in der Totlage B_a nach der Hubmitte hin bis auf Null ab (Abb. 6). Von der Hubmitte ab wird die Messermasse von der Höchstgeschwindigkeit bis zur Ruhe in der inneren Totlage B_i verzögert, wobei die Verzögerung (negative Beschleunigung) vom Nullwert bis auf einen Höchstwert in B_i zunimmt (Abb. 10). Dementsprechend nimmt die Kraft P_I von Null in Hubmitte bis zu einer maximalen Druckkraft (-110 kg) in B_i zu. Der Rückhub verläuft ganz ähnlich, es ändern sich infolge der entgegengesetzten Bewegungsrichtung nur die Vorzeichen.

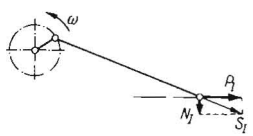
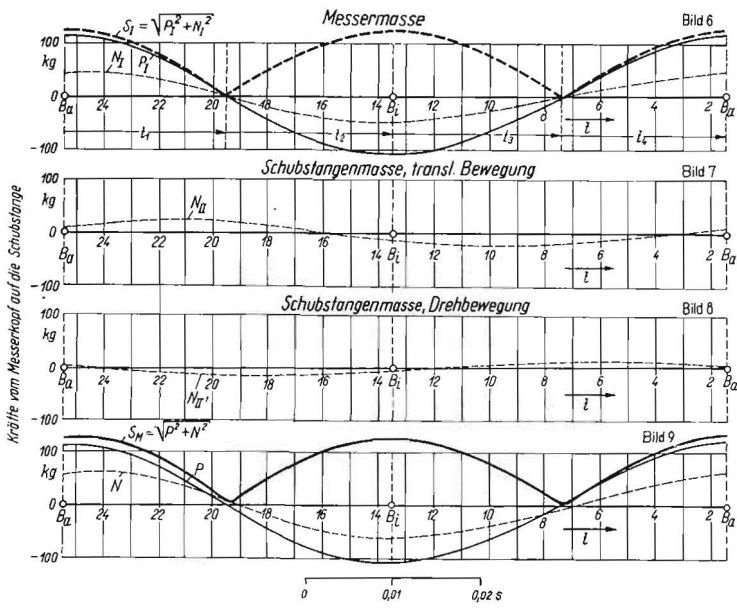


Bild 6: S_I , P_I und N_I von der Bewegung der Messermasse herrührend,

Bild 7: N_{II} von der translatorischen Bewegung der Schubstangenmasse herrührend,

Bild 8: N_{II}' von der Drehbewegung der Schubstangenmasse herrührend,

Bild 9: Summe der Kraftkomponenten aus Bild 6, 7 und 8:

$$P = P_I \quad N = N_I + N_{II} + N_{II}'$$

$$S_M = \sqrt{P^2 + N^2}$$

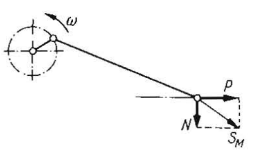


Abb. 6 bis 9: Verlauf der Massenkraften zwischen Messerkopf und Schubstange für das geschränkte Schubkurbelgetriebe nach Abb. 1 in Abhängigkeit von der Zeit

Die vertikale Führungskraft N_I , die sich aus der horizontalen Kraft P_I und der jeweiligen Schräglage der Schubstange ergibt, verläuft analog der Kraft P_I und erreicht Höchstwerte von ± 45 kg (Abb. 6).

Der Verlauf der von der Schubstangenmasse herrührenden Kraftkomponenten am unteren Schubstangenende ist in Abbildung 7 und 8 dargestellt. Da reibungsloser Lauf angenommen wurde, können infolge der Massenwirkungen der Schubstange nur die senkrechten Kräfte N_{II} und N_{II}' am Messerkopf wirken. N_{II} ist eine der Komponenten von der Beschleunigungskraft infolge der translatorischen Bewegung der Schubstangenmasse auf der ellipsenförmigen Schwerpunktsbahn (Abb. 4), während N_{II}' durch die Dreh-

beschleunigung der Schubstangenmasse um den Schwerpunkt ausgelöst wird (Abb. 5). N_{II} und N_{II}' verlaufen sinusförmig, wobei etwa in Hubmitte die maximalen Werte ($N_{II \max} = \pm 25$ kg; $N_{II' \max} = \mp 15$ kg) auftreten. N_{II} und N_{II}' haben während des Doppelhubes meist entgegengesetzte Vorzeichen.

Summiert man die Kraftkomponenten in Abbildung 6 bis 8, so erhält man P und N in Abbildung 9, worin

$$P = P_I \quad \text{und} \quad N = N_I + N_{II} + N_{II}'$$

ist. Die maximalen Kräfte am Messerkopf betragen

$$\text{horizontal} \quad P_{\max} = \pm 115 \text{ kg}$$

$$\text{vertikal} \quad N_{\max} = \pm 65 \text{ kg.}$$

Aus P_{\max} und N_{\max} ergeben sich die maximalen resultierenden Messerkopfkraften

$$S_{M \max} = \pm 125 \text{ kg,}$$

die in unmittelbarer Nähe der beiden Totlagen B_a und B_i auftreten. Der Einfluß der Schubstangenmasse auf die Gesamtkräfte am Messerkopf ist relativ gering gegenüber dem der Messermasse.

Zeitlicher Verlauf der Kräfte am Kurbelzapfen

In Abbildung 11 bis 15 ist der Verlauf der von der Messer- und der Schubstangenmasse herrührenden Kräfte und Momente am oberen Schubstangenende (Kurbelzapfen) während einer Kurbelumdrehung in Abhängigkeit von der Zeit dargestellt.

Die nur von der Messermasse herrührenden Komponenten T_I und R_I der Kurbelzapfenkraft am oberen Schubstangenende werden aus der Kraft S_I in Abbildung 6 graphisch entwickelt. Dabei erhält man den in Abbildung 11 wiedergegebenen Verlauf dieser beiden Komponenten. Während einer Kurbelwellenumdrehung verläuft die tangential Komponente T_I in einer sinusförmigen Doppelschwingung um den Nullwert; es treten also zwei antreibende und zwei rücktreibende Perioden der Tangentialkraft auf. Die radiale Komponente R_I verläuft in einer cosinusförmigen Doppelschwingung, hat aber im Gegensatz zu T_I immer positive Werte, d.h. die radial gerichteten Kräfte am oberen Schubstangenende sind immer nach der Kurbelwellenmitte hin gerichtet.

Die von der translatorischen Bewegung der Schubstangenmasse herrührenden Kurbelzapfenkräfte T_{II} und R_{II} in Abbildung 12 verlaufen ganz ähnlich wie die der Messermasse nach Abbildung 11. Die sinusförmige Doppelschwingung der Tangentialkraft T_{II} hat wieder vier Nulldurchgänge, wenn das Messer die Hubmitte beziehungs-

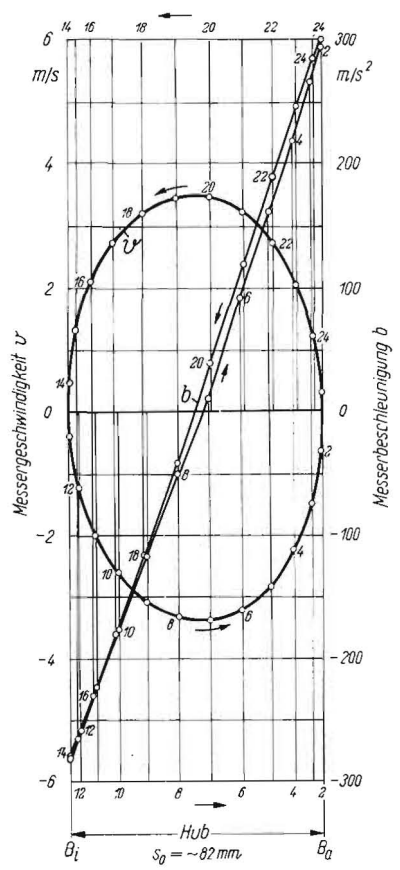


Abb. 10: Die Geschwindigkeit v und Beschleunigung b des Messers über dem Messerweg aufgetragen

weise die Totlagen passiert. Die cosinusförmige Doppelschwingung der Radialkraft R_{II} hat in den Messertotlagen zwei Maxima und in Messerhubmitte zwei Minima. Weit geringer ist der Einfluß der Drehbewegung der Schubstangenmasse auf die Kurbelzapfenkräfte. In Abbildung 13 ist der Verlauf von T_{II}' und R_{II}' wiedergegeben. Summiert man die Kraftkomponenten in Abbildung 11 bis 13, so erhält man den Verlauf von T und R nach Abbildung 14, worin

$$T = T_I + T_{II} + T_{II}' \quad \text{und} \quad R = R_I + R_{II} + R_{II}'$$

ist. Die maximalen Kurbelzapfenkräfte betragen

$$\begin{aligned} \text{tangential} \quad T_{max} &= \pm 90 \text{ kg,} \\ \text{radial} \quad R_{max} &= \pm 205 \text{ kg.} \end{aligned}$$

Aus T und R erhält man die resultierende Kurbelzapfenkraft S_K , deren Höchstwerte

$$S_{Kmax} = + 205 \text{ kg}$$

betragen und die — wie die maximalen Radialkraftkomponenten R — in unmittelbarer Nähe der beiden Totlagen A_a und A_z auftreten.

Zeichnet man den Verlauf des Drehmomentes an der Kurbelwelle $M = T \cdot r$ auf (Abb. 15), so ergibt sich wie bei T eine sinusförmige Doppelschwingung je Umdrehung, das heißt es treten zwei antreibende und zwei rücktreibende Momentenperioden auf. Das maximale Drehmoment an der Kurbelwelle beträgt dabei

$$M_{max} = \pm 3,5 \text{ kgm.}$$

Richtung und Größe der Kräfte relativ zu den Konstruktionselementen des Schubkurbelgetriebes

In Abbildung 16 bis 19 sind die resultierenden Kräfte der Größe und Richtung nach und in ihrer relativen Lage zu dem Messerkopf, dem unteren und oberen Schubstangenlager, dem Kurbelzapfen und dem Kurbelwellenlager dargestellt.

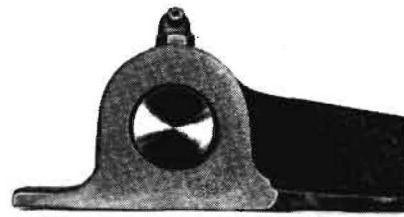


Abb. 20: Verschleißbild des zylindrischen Messerkopflagers eines Bindemähers zum Vergleich mit der Kraftverteilung in Bild 16

Die resultierenden Kräfte S_M am Messerkopf (Abb. 16) sind im wesentlichen nach der durch die Schränkung des Schubkurbelgetriebes gegebenen Schräglage der Schubstange ausgerichtet. Der Größe nach entsprechen die Vektoren den Kräften S_M in Abbildung 9. Eine Bestätigung der Lage und Verteilung dieser theoretisch ermittelten Kräfte am Messerkopf findet man in dem Verschleißbild eines zylindrischen (nicht zu dem untersuchten Mähwerk gehörenden) Messerkopflagers eines Bindemähers (Abb. 20). Die ellipsenförmige Form der ausgeschlagenen Lagerbohrung bzw. die Hauptachse der Verschleißellipse deckt sich gut mit der Hauptrichtung der Messerkopfkräfte in Abbildung 16.

Die Kräfte S_M wirken in einer ganz ähnlichen Verteilung auch auf die untere Lagerung der Schubstange (Abb. 17, rechts). Würden nur die von der Messermasse herrührenden Kräfte wirksam sein, so müßten die Schubstangenkräfte an dieser Stelle in jeder Bewegungsphase genau in der durch die Lagermitten der Schubstange gegebenen Richtung liegen. Der Grund für die Abweichung der Kräfte von dieser Richtung in Abbildung 17 ist in den Rückwirkungen der Schubstangenmasse auf dieses Lager zu suchen.

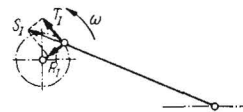
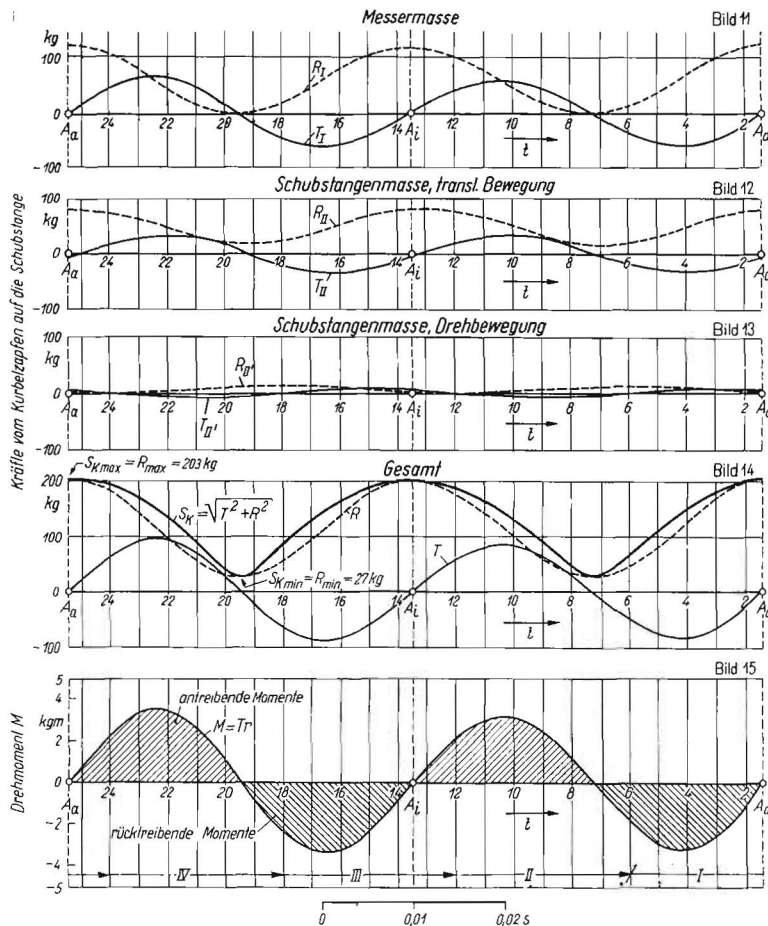


Bild 11: T_I und R_I von der Bewegung der Messermasse herrührend,

Bild 12: T_{II} und R_{II} von der translatorischen Bewegung der Schubstangenmasse herrührend,

Bild 13: T_{II}' und R_{II}' von der Drehbewegung der Schubstangenmasse herrührend,

Bild 14: Summe der Kraftkomponenten aus Bild 11, 12 und 13:

$$T = T_I + T_{II} + T_{II}' \quad R = R_I + R_{II} + R_{II}'$$

$$S_K = \sqrt{T^2 + R^2}$$

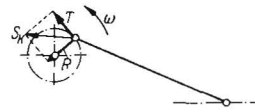


Bild 15: Drehmoment an der Kurbelwelle aus der Tangentialkraft T und dem Kurbelradius r

Abb. 11 bis 15: Verlauf der Massenkräfte zwischen Kurbelzapfen und Schubstange für das geschränkte Schubkurbelgetriebe nach Bild 1 in Abhängigkeit von der Zeit

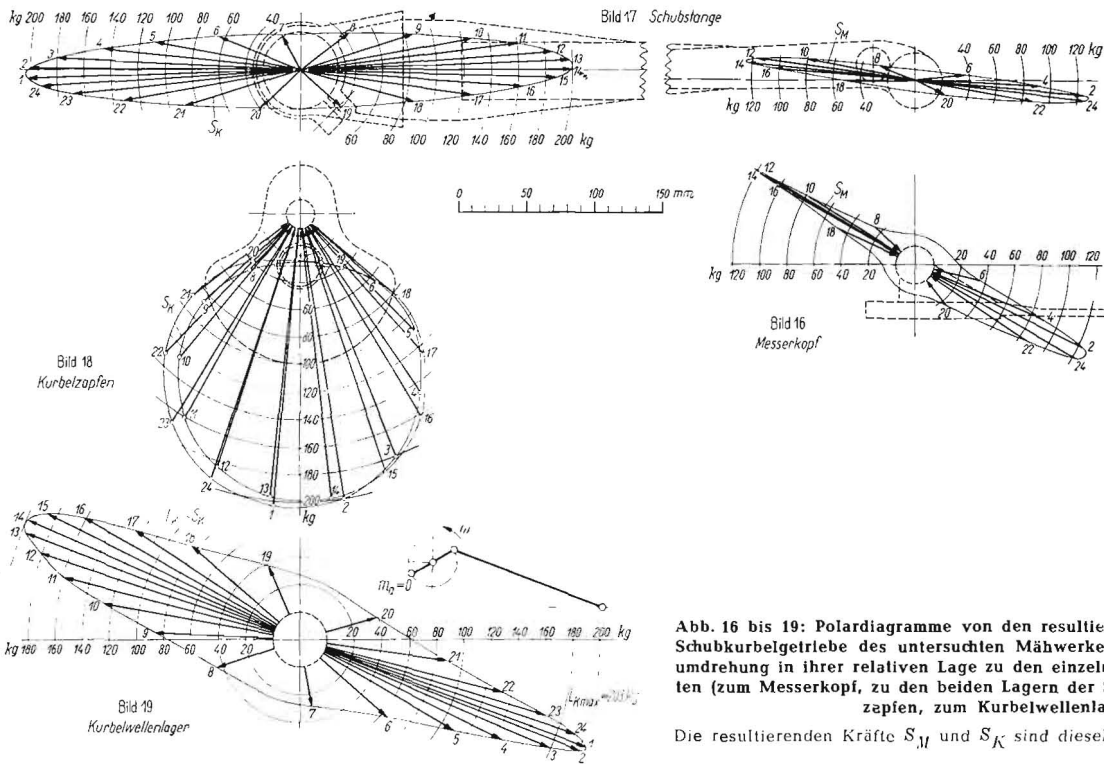


Abb. 16 bis 19: Polardiagramme von den resultierenden Massenkräften im Schubkurbelgetriebe des untersuchten Mähwerkes während einer Kurbelumdrehung in ihrer relativen Lage zu den einzelnen Konstruktionselementen (zum Messerkopf, zu den beiden Lagern der Schubstange, zum Kurbelzapfen, zum Kurbelwellenlager)

Die resultierenden Kräfte S_M und S_K sind dieselben wie in Bild 9 und 14

Dasselbe gilt für die Kräfte S_K am oberen Schubstangenlager im linken Teil von Abbildung 17. Wäre die Schubstange masselos und wäre nur die Messermasse wirksam, so müßten die Kräfte am oberen Schubstangenlager wohl entgegengesetzt, aber gleich denen am unteren Schubstangenlager sein. Daß die Kräfte am oberen Ende der Schubstange aber fast doppelt so groß sind (max. 200 kg) wie die Kräfte am unteren Schubstangenlager (max. 120 kg) und nicht in Richtung der Schubstangenmittellinie liegen, ist auf die zusätzliche Wirkung der Schubstangenmasse auf dieses Lager zurückzuführen.

Die Kräfte S_K auf das obere Schubstangenlager wirken auch als Reaktionskräfte auf den Kurbelzapfen. Ihre relative Lage zum Kurbelzapfen ist in Abbildung 18 dargestellt. Man erkennt, daß die Kräfte nur an der der Kurbelwelle zugekehrten Seite des Zapfens angreifen. Dies wird durch das Verschleißbild eines als Gleitlager ausgebildeten Kurbelzapfens eines Bindemähers in Abbildung 21 überzeugend bestätigt.

In Abbildung 19 sind nun die Massenbeschleunigungskräfte, die von der Kurbelwelle während einer Umdrehung auf das vordere Kurbelwellenlager ausgeübt werden, in

ihrer Lage zu diesem Lager dargestellt. Diese Kräfte L_K sind der Größe und Richtung nach gleich den entsprechenden Kräften S_K am Kurbelzapfen⁵⁾. Die maximalen Kräfte sind etwa nach der durch die Schränkung gegebenen Schräglage der Schubstange ausgerichtet und betragen bis zu 205 kg. Das Verschleißbild eines als Gleitlager ausgebildeten Kurbelwellenlagers (Abb. 22) zeigt wieder, daß die Beanspruchungen auch dieses Lagers im wesentlichen nach den Beschleunigungskräften im Schubkurbelgetriebe ausgerichtet sind.

Die drei gezeigten Verschleißbilder stammen von einem mit viel geringerer Drehzahl ($n = 300$) laufenden Mähwerk eines Bindemähers. Die Richtung und Verteilung der Kräfte dieses Schubkurbelgetriebes entsprechen dabei im großen ganzen denen des untersuchten Schleppermähwerkes in Abbildung 16 bis 19; nur sind die Kräfte des langsamlaufenden ($n = 300$) Bindemähers erheblich kleiner und betragen nur etwa 15 % des raschlaufenden ($n = 800$) Schleppermähwerkes. Dadurch, daß die Lager des Bindemähers aber als ungeschützte Gleitlager mit einfachem Schmierloch ausgebildet waren, entstanden trotz der verhältnismäßig kleinen Kräfte die Abnutzungserscheinungen in Abbildung 20 bis 22, an Hand derer man die Hauptrichtung der maximalen Kräfte gut erkennen und demonstrieren kann. Bei den schnelllaufenden Schleppermähwerken mit den großen Lager- und Führungskräften muß man selbstverständlich eine weit größere Sorgfalt bei der konstruktiven Durchbildung des Schubkurbelgetriebes aufwenden (Wälzlager, Staubschutz, Schmierung, Wartungsfreiheit) als bei den Getreidemähern für Gespannzug.

Die freien Massenkräfte⁶⁾ auf das Kurbelwellenlager und ihr Ausgleich

An zwei verschiedenen Stellen treten infolge der Massenwirkungen des Schubkurbelgetriebes freie Kräfte auf das

⁵⁾ Der Schwerpunkt der Kurbelscheibe nach Abb. 2b liegt in der Achse, so daß durch eine Unwucht der Scheibe keine zusätzlichen Lagerkräfte entstehen

⁶⁾ „Massenkräfte“ im engeren Sinne der „d'Alembertschen Scheinkraft“ sind die Trägheitswiderstände P_I und P_{II} der Messer- und Schubstangenmasse in Abbildung 3 und 4, durch die im Schubkurbelgetriebe die wirklichen Kräfte am Messerkopf, am Kurbelzapfen und im Kurbelwellenlager ausgelöst werden. Im folgenden werden der einfachen Ausdrucksweise wegen auch die „von den Massen herrührenden Kräfte“ Massenkräfte genannt, um sie in einfacher Weise von den Reibungs- und Schnittkräften zu unterscheiden. Mit den „freien“ Massenkräften sind die im Schubkurbelgetriebe nicht ausgeglichenen Kräfte auf das Maschinengestell gemeint

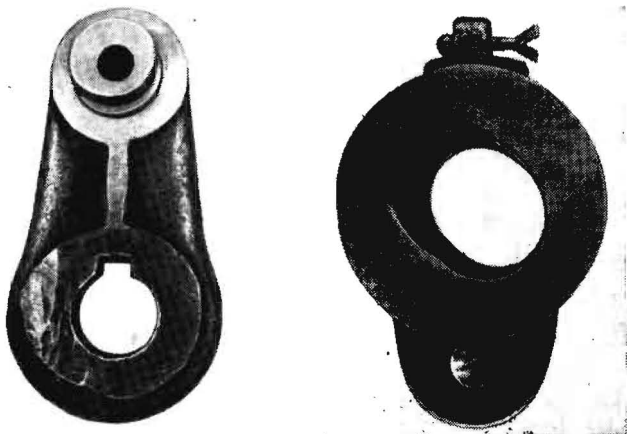


Abb. 21 (links): Verschleißbild des Kurbelzapfens eines Bindemähers zum Vergleich mit der Kraftverteilung in Bild 18 — Abb. 22 (rechts): Verschleißbild des Kurbelwellenlagers eines Bindemähers zum Vergleich mit der Kraftverteilung in Bild 19

Maschinengestell auf; die Kräfte L_K auf das Kurbelwellenlager im Getriebeblock und die Kräfte N auf die Messerkopfführung im Mähbalken (Abb. 23). Der Mähbalken des Schleppermäherwerkes ist in der Arbeitsstellung mit dem Schlepper nicht starr verbunden, sondern über ein Koppelgestänge in der Höhe frei beweglich an den Getriebeblock angelekt. Im folgenden wird der Ausgleich der Kräfte L_K auf den Getriebeblock besprochen. Auf die Kräfte N wird in einem anderen Zusammenhange später noch näher eingegangen.

Die in Abbildung 19 dargestellten Kräfte L_K auf das Kurbelwellenlager gelten für die praktisch ausgeführte Kurbelscheibe des Anbaumäherwerkes in Abbildung 2b. Ein Ausgleich der freien Massenkräfte auf das Kurbelwellenlager ist bei dieser Kurbelscheibe nur insoweit durchgeführt worden, als durch entsprechende Aussparungen der Kurbelscheibe der einseitig angebrachte Kurbelzapfen mit Wälzlager so ausgeglichen ist, daß der Gesamtschwerpunkt der kompletten Kurbelscheibe auf der Kurbelwellenachse liegt, das heißt, daß durch die Kurbelscheibe selbst keine zusätzlichen Massenkräfte auf das Kurbelwellenlager wirken. Daher sind auch die von den Massen herrührenden Kräfte S_K am Kurbelzapfen und L_K auf das Kurbelwellenlager an dem ausgeführten Schubkurbelgetriebe in jedem Augenblick gleich groß und parallel zueinander gerichtet.

Diese auf das Kurbelwellenlager wirkenden Kräfte L_K , die während einer Umdrehung der Kurbelwelle zweimal auf **203 kg** anschwellen, kann man durch eine zusätzliche Ausgleichsmasse auf der Kurbelscheibe, die um 180° versetzt zur Kurbel angeordnet wird, erheblich verringern. Diese Ausgleichsmasse erzeugt an der Kurbelscheibe eine Zentrifugalkraft R_a , die der am Kurbelzapfen angreifenden Radialkraft R in Abbildung 14 entgegenwirkt. Bei konstanter Drehgeschwindigkeit ω ist diese Zentrifugalkraft

$$R_a = m_a \omega^2 r = \text{konst.},$$

wenn m_a die auf den Kurbelradius r reduzierte Ausgleichsmasse ist. Verkleinert man nun die auf das Kurbelwellenlager wirkende Radialkomponente R (Abb. 14) durch die entgegengesetzt wirkende Zentrifugalkraft R_a einer Ausgleichsmasse m_a , so werden auch die auf dieses Lager wirkenden, resultierenden Kräfte L_K kleiner (die am Kurbelzapfen wirkenden Kräfte R bzw. S_K bleiben von der Wirkung der Ausgleichsmasse unberührt!).

Die während eines Umlaufes immer positiv gerichtete Kraftkomponente R ändert sich nach Abbildung 14 cosinusähnlich um einen Mittelwert, der etwa $R_{min} + (R_{max} - R_{min})/2$ beträgt. Man kann nun beim Vergleich der R -Kurven in Abbildung 11 bis 14 erkennen, daß das erste Glied R_{min} der vorstehenden Mittelwertsumme ausschließlich durch eine konstante zentripetale Beschleunigung der rotierenden

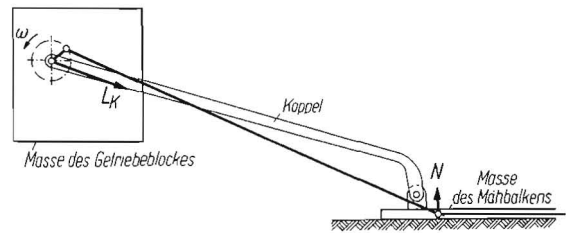


Abb. 23: Bei den Schlepper-Anbaumäherwerken ist der Mähbalken in der Arbeitsstellung über ein Koppelgestänge in der Höhe frei beweglich an den Getriebeblock des Schleppers angelekt

Der Mähbalken befindet sich dabei in der (zur Fahrtrichtung senkrechten) Kurbelscheibenebene in „Schwimmstellung“ gegenüber dem Schlepperumpf, um sich den Unebenheiten der Wiese sowohl in der Höhe als auch hinsichtlich eines seitlichen Neigungsunterschiedes zwischen Schlepperlaufstandfläche und Mähbalkenaufgabe anpassen zu können. Die Kräfte L_K auf das Kurbelwellenlager wirken gegen den Massenträgheitswiderstand des Getriebeblockes und die (vertikalen) Kräfte N auf die Messerkopfführung gegen den Massenträgheitswiderstand des Mähbalkens

Schubstangenmasse um das Kurbelwellenlager ausgelöst wird. Will man nur diesen um das Kurbelwellenlager rotierenden Massenanteil der Schubstange ausgleichen, so wählt man die Ausgleichsmasse m'_a so groß, daß deren Zentrifugalkraft $R'_a = R_{min} = 27 \text{ kg}$ wird:

$$\text{1ed. Ausgleichsmasse } m'_a = \frac{R_{min}}{\omega^2 r} = 0,100 \text{ kg s}^2/\text{m}.$$

Wie aus Abbildung 24 hervorgeht, sinkt dabei die maximale Kraft auf das Kurbelwellenlager von **203 kg** auf **176 kg**. Aus dem Polardiagramm der Lagerkräfte L_K in Abbildung 26 ist zu ersehen, daß diese in ihrer Richtung nur noch wenig streuen und etwa 22° gegen die Horizontale geneigt sind. Diese Neigung entspricht etwa der Richtung, die die Schubstange und die Kurbel in ihren Strecklagen $A_a B_a$ und $A_i B_i$ (Abb. 1) einnehmen.

Will man außerdem auch noch einen Teil der nach einer Cosinusfunktion verlaufenden Radialkraftkomponente R_1 (Abb. 24), die von den hin- und hergehenden Massen (Messermasse und oszillierender Anteil der Schubstangenmasse) herrühren, in ihrer Wirkung auf das Kurbelwellenlager ausgleichen, so fügt man eine weitere Ausgleichsmasse in 180° -Versetzung zur Kurbel hinzu, deren Zentrifugalkraft halb so groß ist wie die Schwingungsamplitude $R_{max} - R_{min}$. Damit ergibt sich eine reduzierte Gesamtausgleichsmasse

$$m_a = \frac{R_{max} + R_{min}}{2 \omega^2 r} = 0,424 \text{ kg s}^2/\text{m},$$

deren Zentrifugalkraft $R_a = R_{min} + (R_{max} - R_{min})/2 = 27 + 88 \text{ kg}$ ist (Abb. 25).

Nach Abbildung 25 sinkt bei dieser Ausgleichsmasse die maximale Kurbelwellenlagerkraft L_K auf **95 kg**, das ist

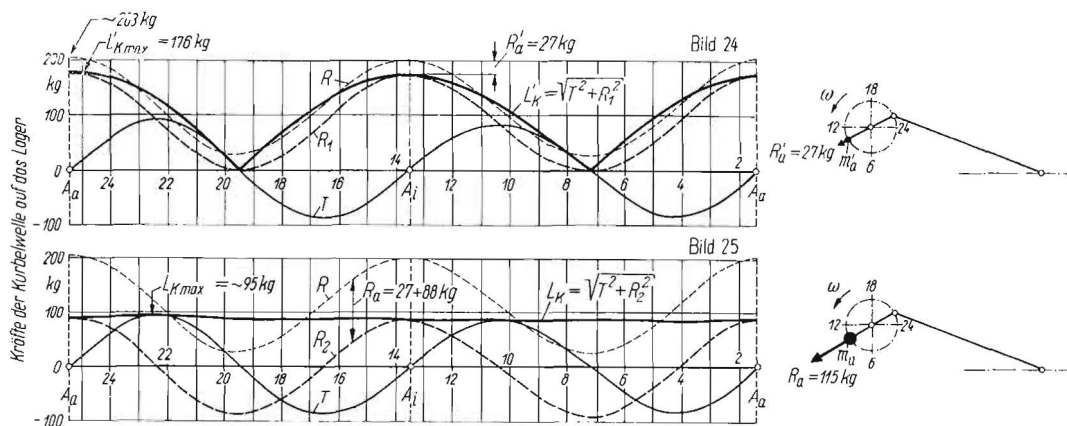


Abb. 24: Teilweiser Ausgleich der Massenkräfte auf das Kurbelwellenlager durch die Ausgleichsmasse m'_a mit der Zentrifugalkraft $R'_a = 27 \text{ kg}$. Es wird nur der rotierende Anteil der Schubstangenmasse ausgeglichen, wobei die maximalen Kurbelwellenlagerdrücke von 203 auf 176 kg verringert werden — Abb. 25: Größtmöglicher Ausgleich der Massenkräfte auf das Kurbelwellenlager durch die Ausgleichsmasse m_a auf der Kurbelscheibe mit der Zentrifugalkraft $R_a = 115 \text{ kg}$. Es werden der rotierende Anteil der Schubstangenmasse und die oszillierenden Messer- und Schubstangenmassen so ausgeglichen, daß die kleinstmöglichen maximalen Kräfte auf das Lager verbleiben. Die maximalen Lagerdrücke werden dabei von 203 auf 95 kg verringert

weniger als die Hälfte der ursprünglichen maximalen Lagerkraft. Das Polardiagramm der Kurbelwellenlagerkräfte mit der großen Ausgleichsmasse $m_a = 0,424$ in Abbildung 27 hat auch eine ganz andere Form als das Polardiagramm in Abbildung 26 für die kleine Ausgleichsmasse $m_a = 0,100$. Die Radialvektoren für sämtliche Kurbelstellungen sind alle etwa gleich groß und sind gleichmäßig auf den ganzen Lagerumfang verteilt. Bei einem solchen Kurbelgetriebe mit Massenausgleich könnte also ein nach Abbildung 22 ausgerichtetes Lagerverschleiß infolge der Massenwirkungen nicht eintreten.

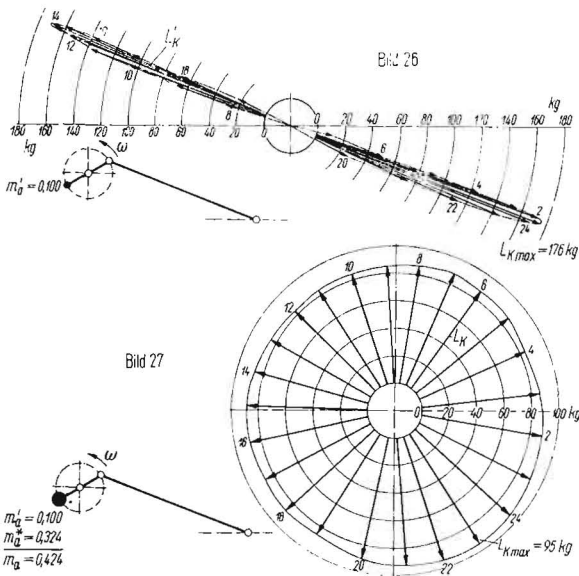


Abb. 26 und 27: Polardiagramme von den Kurbelwellenlagerdrücken für die reduzierten Ausgleichsmassen $m_a = 0,100$ und $m_a = 0,424$ (s. a. Abb. 19, 24 und 25)

Es kann also festgestellt werden, daß die Belastung des Kurbelwellenlagers nach Abbildung 27 wesentlich günstiger, weil kleiner und gleichmäßiger, ist als die nach Abbildung 19 und 26. Ob aber hinsichtlich der Standunruhe der Masse des Schleppergetriebeblockes infolge der oszillierenden und rotierenden Massen der Verlauf der freien Kräfte am Kurbelwellenlager nach Abbildung 26 oder nach Abbildung 27 günstiger ist, hängt sehr von den Schwingungsverhältnissen der auf Luftreifen ruhenden Schleppermasse in den verschiedenen Richtungen ab. Nach Abbildung 27 treten jedenfalls in jeder beliebigen Richtung periodische Wechselkräfte auf, während nach Abbildung 26 diese Wechselkräfte nur in einer Richtung, die im wesentlichen mit der Richtung Kurbelwellenlager - Messerkopf zusammenfällt, wirksam sind. Man wird also bei der Wahl der Ausgleichsmasse $m_a = 0,100$ auf der Schwungscheibe im allgemeinen die Belastung des Kurbelwellenlagers verbessern, ohne die Standunruhe des Schleppers wesentlich zu beeinflussen. Bei Vergrößern der Ausgleichsmasse auf $m_a = 0,424$ wird man die Belastung des Kurbelwellenlagers weiterhin verkleinern, ob aber die durch die Unwucht der zusätzlichen Ausgleichsmasse ($m_a - m'_a$) neu hinzugekommenen Wechselkräfte, zum Beispiel in senkrechter Richtung, die Standunruhe des Schleppers nicht wesentlich verschlechtern, kann ohne wei-

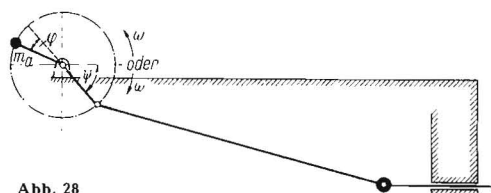


Abb. 28

teres nicht vorausgesagt werden. Jedenfalls ist eine Vergrößerung der maximalen freien Massenkräfte auf den Getriebeblock allein kein ausreichendes Kriterium für die Verbesserung der Standunruhe des Schleppers.

Die zusätzliche Versetzung der Ausgleichsmasse um einen Phasenwinkel φ (Abb. 28), die Mewes [9] für Mähwerke mit geschränktem Schubkurbelgetriebe vorschlägt, hat nur bei den Mähwerken Gültigkeit, bei denen die Voraussetzung zutrifft, daß „sich die auf das Gestell wirkende Führungskraft N und die Kurbelwellenkraft L_K nach den Gesetzen der Mechanik des starren Körpers zu einer resultierenden Kraft zusammenfügen lassen“. Dies trifft für alle Mähwerke, bei denen das Kurbelwellenlager und die Messerkopfführung fest mit dem Fahrgestell der Maschine verbunden sind, zu — nicht aber für die Grasmähmaschinen und Schlepper-Anbaumähwerke nach Abbildung 23.

In Abbildung 27 ist noch bemerkenswert, daß die Aufeinanderfolge der Radialvektoren entgegengesetzt der Drehrichtung der Kurbel erfolgt. Diese Radialvektoren ließen sich also durch eine zusätzliche, mit derselben Drehgeschwindigkeit aber in entgegengesetzter Drehrichtung wie die Kurbel umlaufende Masse ausgleichen, so daß auf das Kurbelwellenlager nur noch ganz verschwindend kleine freie Massenkräfte wirken würden. Der konstruktive Aufwand für diesen zuletzt genannten Ausgleich ist aber unverhältnismäßig viel größer als das einfache Hinzufügen einer Ausgleichsmasse auf der Kurbelscheibe.

Berechnung der Ausgleichsmasse

Aus dem vorigen Abschnitt geht hervor, daß man zur Ermittlung der Ausgleichsmasse m_a nicht den ganzen Verlauf der Kraftkomponenten R und T beziehungsweise der resultierenden Kraft S_K am Kurbelzapfen nach Abbildung 14 zu kennen braucht, sondern daß es genügt, den maximalen Wert $S_{Kmax} = R_{max}$ zu kennen. Dieser Größtwert von S_K tritt in der äußeren Totlage des Messerkopfes, das heißt, wenn sich die Kurbel und die Schubstange in der Strecklage $A_a - B_a$ befinden, auf (Abb. 29). In dieser Lage hat die Beschleunigung des Messers ihren Größtwert b_{max} (Abb. 10). Mit Hilfe eines Näherungsverfahrens läßt sich nun für diese Totlage die maximale Kraft S_{Kmax} in folgender Weise errechnen:

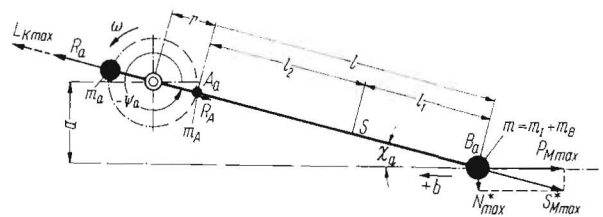


Abb. 29: Schematische Darstellung des Schubkurbelgetriebes des untersuchten Mähwerkes in der äußeren Totlage $A_a - B_a$ für die Berechnung der Ausgleichsmasse m_a

Sämtliche eingezeichneten Kraftvektoren sind in dieser Stellung als auf das Kurbelwellenlager wirkend zu denken:

$$L_{Kmax} = S_{Mmax} + R_A - R_a$$

$$\sin \chi_a = \frac{a}{l + t} = 0,365$$

$$\chi_a = 21,5^\circ$$

$$\psi_a = 360^\circ - \chi_a = 338,5^\circ$$

Die Schubstangenmasse m_{II} wird mit Hilfe der Schwerpunktlage in zwei Teilmassen auf den Kurbelzapfen beziehungsweise auf den Messerkopf reduziert, wobei man sich die Teilmasse m_A mit dem Kurbelzapfen rotierend und die Teilmasse m_B mit dem Messer hin- und herbewegend denkt. Der mit dem Kurbelzapfen rotierende Anteil der Schubstangenmasse ist für dieses Kurbelgetriebe

$$m_A = \frac{m_{II} l_1}{l} = 0,125 \text{ kg s}^2/\text{m}, \quad (1)$$

und der mit dem Messer hin- und hergehende Anteil der Schubstangenmasse

$$m_B = \frac{m_{II} l_2}{l} = 0,145 \text{ kg s}^2/\text{m}. \quad (2)$$

Für die Totlage B_a gilt dann in Richtung der Messerbewegung wirkend

$$P_{M \max} = m b_{\max} = (m_I + m_B) b_{\max} \quad (3)$$

und in Richtung Schubstange wirkend

$$S_{M \max}^* = P_{M \max} / \cos \chi_a = (m_I + m_B) b_{\max} / \cos \chi_a \quad (4)$$

Die Beschleunigung des Messers kann nach der Formel

$$b = r \omega^2 (\cos \psi + \lambda \cos 2\psi \pm \beta \sin \psi) \quad (5)$$

berechnet werden. Das positive Vorzeichen des letzten Gliedes in der Klammer gilt für Rechtslauf, das negative für Linkslauf der Kurbelwelle. Setzt man in diese Gleichung den Kurbelwinkel

$$\psi_a = 360^\circ - \chi_a = 338,5^\circ, \quad (6)$$

der der äußeren Totlage des Messers nach Abbildung 29 entspricht, sowie die übrigen Mähwerksdaten nach Abbildung 1 ein, so wird

$$b_{\max} = 300 \text{ m/s}^2 \text{ und } S_{M \max}^* = 170 \text{ kg.}$$

In derselben Richtung wie die Kraft $S_{M \max}^*$ wirkt die konstante Zentrifugalkraft der rotierenden Teilmasse m_A der Schubstange (Abb. 29); sie beträgt

$$R_A = m_A \omega^2 r = 34 \text{ kg.} \quad (7)$$

Damit bekommt man rechnerisch für die maximale, am Kurbelzapfen wirkende Kraft beim Durchgang durch die Totlage A_a den Wert

$$S_{K \max} = S_{M \max}^* + R_A = 204 \text{ kg,} \quad (8)$$

also fast genau denselben Betrag, wie bei der graphischen Ermittlung.

Nach den Ausführungen im vorhergehenden Abschnitt müßte durch eine um 180° zur Kurbel versetzte, auf den Kurbelkreis bezogene Ausgleichsmasse m_a bei der gewählten Drehgeschwindigkeit eine Zentrifugalkraft

$$R_a = -(S_{M \max}^* / 2 + R_A) = 119 \text{ kg} \quad (9)$$

wirksam sein, um zu dem größtmöglichen Ausgleich der freien Kräfte auf das Kurbelwellenlager zu kommen (s. a. Abb. 25 und 27).

Die Ausgleichsmasse ist dann

$$m_a = R_a / \omega^2 r = 0,438 \text{ kg s}^2/\text{m,} \quad (10)$$

ist also bei diesem rechnerischen Näherungsverfahren um etwa 3% größer als die graphisch ermittelte Masse (0,424). Legt man diese etwas größere (rechnerisch ermittelte) Ausgleichsmasse der Ermittlung von L_K in Abbildung 27 zugrunde, so ergibt sich auch in diesem Falle $L_{K \max}$ zu 95 kg, nur daß dieser Wert in einer anderen Kurbelstellung auftritt.

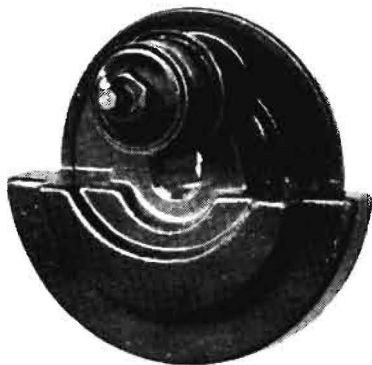


Abb. 30: Ausgeführte Kurbelscheibe eines Schlepper-Anbaumähwerkes mit einer um 180° zum Kurbelzapfen versetzten Ausgleichsmasse
Gesamtgewicht 7,35 kg

Abbildung 30 zeigt als Beispiel eine ausgeführte Kurbelscheibe eines anderen Schlepper-Anbaumähwerkes mit einer um 180° zum Kurbelzapfen versetzten Ausgleichsmasse, bei der die verbleibenden freien Kräfte auf das Kurbelwellenlager unter den oben angegebenen Voraussetzungen etwa gleich denen in Abbildung 27 sind.

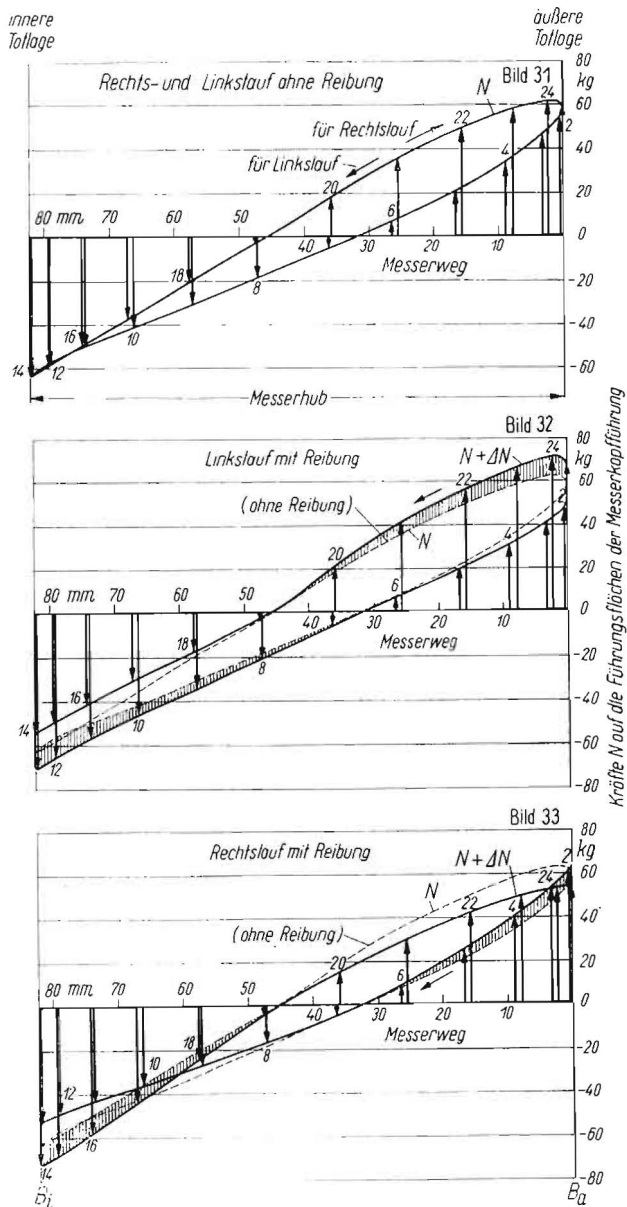


Abb. 31 bis 33: Führungskräfte N des Messerkopfes auf die Messerkopfführung im Mähbalken für Links- und Rechtslauf der Kurbelwelle bei reibungslosem Lauf und bei angenommener Reibung in der Messerkopfführung, aufgetragen über dem Messerkopfweg

Bei rechtsschneidenden Mähwerken bringt der Rechtslauf etwas günstigere Verhältnisse in der Messerkopfführung als der Linkslauf

Links- oder Rechtslauf der Kurbelwelle

Keht man den Drehsinn der Kurbelwelle, der in dem untersuchten Mähwerk linksumläufig ist, um, so daß die Kurbelwelle rechts herum läuft, so bleiben die Massenkräfte sowohl ihrem Verlauf, ihrer Größe als auch ihrer Richtung nach dieselben. Es sind also in jeder Kurbelstellung die Massenkräfte dieselben, gleichgültig in welcher Richtung diese Kurbelstellung durchlaufen wird. Die Massenkräfte in Abbildung 6 bis 15 wurden für Linkslauf ermittelt; die Diagramme werden dabei zeitlich von links nach rechts durchlaufen. Bei Rechtslauf ändert sich an den Diagrammen nichts, als daß der zeitliche Ablauf der Diagramme in umgekehrter Richtung, also von rechts nach links erfolgt, und daß in Abbildung 15 aus den rücktreibenden Momenten antreibende Momente werden und umgekehrt. Das ist fürs erste erstaunlich, weil in der Praxis die Auffassung vertreten wird, daß bei einem rechtsschneidenden Mähwerk der Rechtslauf der Kurbelwelle günstiger ist als der Linkslauf. Wenn also bei Rechts- oder Linkslauf der Kurbelwelle im Prinzip keine unterschiedlichen Massenkräfte am Messerkopf bzw. Kurbelzapfen auftreten, so kann ein solcher Unterschied nur noch von der Wirkung der Reibungs- und Schnittkräfte auf die Führung des Mähmessers herrühren.

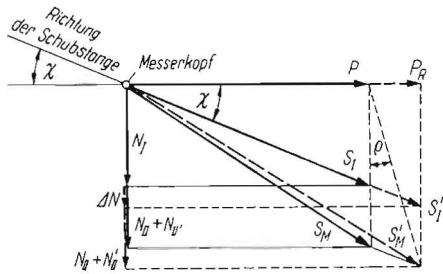


Abb. 34: Einfluß der Reibung in der Messerkopfführung auf die Größe der Kräfte am Messerkopf

- $P_I = -mb$ Trägheitswiderstand des Messers
- P_R Reibungswiderstand in der Messerkopfführung
- N_I Führungskraft von der Messermasse herrührend
- $N_{II} + N_{II}'$ Führungskraft von der Schubstangenmasse herrührend
- $\Delta N = P_R \cdot \operatorname{tg} \chi$ Vergrößerung der Führungskraft bei Reibung
- S_I Messerkopfkraft in Schubstangenrichtung, ohne Reibung
- S_I' Messerkopfkraft in Schubstangenrichtung, mit Reibung
- S_M resultierende Messerkopfkraft, ohne Reibung
- S_M' resultierende Messerkopfkraft, mit Reibung
- $\mu = \operatorname{tg} \varrho$ Reibungskoeffizient für die Messerkopfführung
- χ Einfallswinkel der Schubstange

	Messerkopfkraft in Schubstangenrichtung	Resultierende Messerkopfkraft
ohne Reibung	$S_I = P / \cos \chi$	$S_M = \sqrt{P^2 + N^2}$
mit Reibung	$S_I' = (P + P_R) / \cos \chi$	$S_M' = \sqrt{P^2 + (N + \Delta N)^2}$

($P = P_I + N_I + N_{II} + N_{II}'$, S_I und S_M für reibungslosen Lauf, siehe Bild 6 bis 9)

In Abbildung 31 sind die Führungskräfte N , die der Messerkopf auf die Messerkopfführung bei reibungslosem Lauf ausübt, über dem Messerkopfweg aufgezeichnet. In der rechten Hälfte des Diagrammes wird der Messerkopf gegen die obere Gleitfläche, in der linken Hälfte gegen die untere Gleitfläche der Messerkopfführung gedrückt. Der einzige Unterschied zwischen Links- und Rechtslauf besteht bei reibungslosem Lauf darin, daß die Kurve der vertikalen Messerkopfkraft N (Abb. 31) in entgegengesetzten Richtungen durchlaufen wird.

Berücksichtigt man nun in der Messerkopfführung die Reibung, so kommt zu der Massenkraft P des Messers noch der Reibungswiderstand P_R entgegen der Messerbewegung hinzu (Abb. 34), der seinerseits eine Vergrößerung der Kraft

S_I in Richtung der Schubstange auf S_I' und eine Vergrößerung der Führungskraft um ΔN verursacht. Ist $\mu = \operatorname{tg} \varrho$ der Reibungskoeffizient in der Messerkopfführung, so ist nach Abbildung 34 die Reibungskraft

$$P_R = \mu (N + \Delta N), \quad (11)$$

wenn $N = N_I + N_{II} + N_{II}'$

(siehe Abb. 9) ist. Außerdem muß die Bedingung

$$P_R = \Delta N / \operatorname{tg} \chi \quad (12)$$

erfüllt sein. Setzt man Gl. 12 in Gl. 11 ein, so erhält man

$$\Delta N = \frac{\mu \operatorname{tg} \chi}{1 - \mu \operatorname{tg} \chi} \cdot N. \quad (13)$$

Danach läßt sich der Zuwachs der Führungskraft N durch die Reibung errechnen. Nimmt man einmal einen verhältnismäßig hohen Reibungskoeffizienten in der Messerkopfführung von $\mu = 0,30$ (Stahl auf Stahl, trocken) an und für das untersuchte Mähwerk einen mittleren Einfallswinkel $\chi_m = 22,5^\circ$, so wird

$$\Delta N = 0,14 N. \quad (14)$$

In Abbildung 35 (Linkslauf) und 36 (Rechtslauf) ist nun neben der Führungskraft N für den reibungslosen Lauf die durch die Reibung vergrößerte Führungskraft $N + \Delta N$ in ihrem zeitlichen Verlauf dargestellt. Bei Linkslauf (Abb. 35) beginnt das Diagramm auf der linken Seite, bei Rechtslauf (Abb. 36) auf der rechten Seite. Bei Linkslauf wirken in den Beschleunigungsabschnitten a^* und c^* die Führungskräfte N und ΔN in derselben Richtung, das heißt, sie summieren sich. In den Verzögerungsabschnitten b^* und d^* ist aber ΔN entgegengesetzt der Kraft N gerichtet, das heißt, bei Reibung wird die Führungskraft in diesen Abschnitten kleiner als bei reibungslosem Lauf. Während beim reibungslosen Lauf die Führungskraft N vor und nach den Messertotlagen B_a und B_i stetig verläuft, springt die Führungskraft $N + \Delta N$ bei Reibung in der Messerkopfführung in den Totlagen beim Richtungswechsel auf einen höheren Wert ($+ 2 \Delta N$) über. Trägt man ΔN sinngemäß für den Rechtslauf in Abbildung 36 ein, so erkennt man, daß gegenüber dem Linkslauf im Verlauf eine Änderung eingetreten ist.

Der Unterschied im Verlauf wird besonders deutlich, wenn man die Führungskräfte $N + \Delta N$ wieder über dem Messerkopfweg aufträgt. Bei Linkslauf sind die nach oben gerichteten Führungskräfte $N + \Delta N$ (in Abb. 32 rechts) durch die Reibung im ganzen größer, bei Rechtslauf (in Abb. 33 rechts) kleiner geworden als bei reibungslosem Lauf (Führungskraft N). Die nach unten gerichteten Führungskräfte

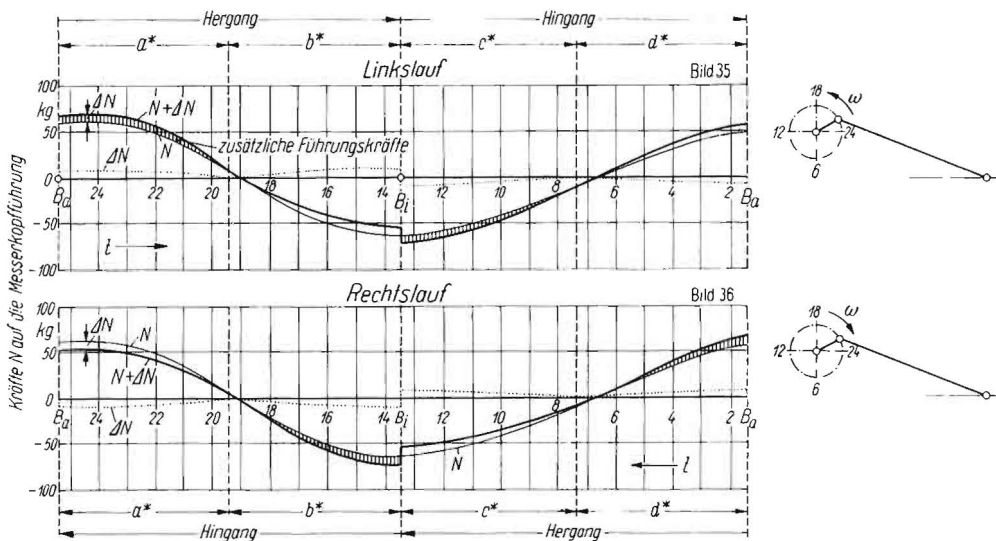


Abb. 35 und 36: Zeitlicher Verlauf der Führungskräfte N in der Messerkopfführung für Links- und Rechtslauf
Angenommener Reibungskoeffizient $\mu = 0,3$ (Stahl auf Stahl, trocken)

$N + \Delta N$ sind in beiden Fällen gleich groß. Da die oberen Gleitflächen (aufgeschraubte Führungsplatten) der Messerkopfführung weit weniger zur Aufnahme von Kräften geeignet sind als die untere Gleitfläche im Mähbalken, so ist jede Verringerung gerade der nach oben gerichteten Führungskräfte sehr erwünscht. Da die Reibung zwischen dem Messer und den Reibungsplatten und die Schnittwiderstände bis zu einem gewissen Grade die Führungskräfte in derselben Richtung beeinflussen, so darf man feststellen, daß der Rechtslauf der Kurbelwelle bei rechtsschneidenden Mähwerken günstiger ist als der Linkslauf.

Zusammenfassung

Es wurden für ein ausgeführtes Schlepper-Anbaumähwerk die von den Trägheitswiderständen der Messer- und der Schubstangenmasse herrührenden Kräfte auf die verschiedenen Konstruktionselemente des Schubkurbelgetriebes in ihrem zeitlichen und örtlichen Verlauf ermittelt, wobei gleichförmige Drehgeschwindigkeit der Kurbelwelle während einer Kurbelwellenumdrehung angenommen wurde.

Beim Ausgleich der „freien Massenkräfte“ auf den Getriebeblock durch eine um 180° zur Kurbel versetzte Ausgleichsmasse kann man durch einen Ausgleich der um die Kurbelwelle rotierenden Massen sowohl die Standruhe als auch die Belastung des Kurbelwellenlagers verbessern. Durch einen zusätzlichen Ausgleich eines Teils der von den hin- und hergehenden Massen verursachten Kräfte kann man die Lagerbelastung weiterhin verringern; durch das Auftreten von Wechselkräften in ganz anderen Richtungen kann aber auch die Standruhe durch einen solchen weitergehenden Ausgleich ungünstig beeinflusst werden — je nach den Eigenschwingungsverhältnissen des Schleppers in den verschiedenen Richtungen.

Die in Bild 6 bis 19 gezeigten Kräfte werden etwa in demselben Verhältnis verändert, als man die Gesamtmasse von Messer und Schubstange ändert. Wird also diese Masse

um 5 % verkleinert, so werden auch die Massenkräfte um etwa diesen Betrag kleiner. Gewisse Möglichkeiten scheinen in dieser Richtung gegeben zu sein, da z. B. als Gewichte für die Schubstangen von Grasmähwerken 2,4 bis 3,8 kg festgestellt worden sind.

Einen weit größeren Einfluß auf die Kräfte hat die Kurbelwellendrehzahl, wachsen doch die Massenkräfte im Quadrat der Drehzahl. Erhöht man zum Beispiel die Drehzahl von 800 auf 1000 U/min, das heißt um 25 %, so steigen die maximalen Kräfte in Bild 6 bis 19 um fast 60 %. Eine Beschränkung der Drehzahl auf das notwendige Maß ist also geboten.

Schrifttum:

- [1] Göttmann, Adolf: Untersuchungen über den Schneidvorgang beim Gras- und Getreidemähen. Diss. T.H. Berlin-Charlottenburg 1933. (s. a. Techn. i. d. Landw. 14 (1933) S. 114/120)
- [2] Veit, Theo: Messungen über den Kraftverlauf und den mittleren Leistungsbedarf bei Grasschnitt mit verschiedenen Schneidwerken. Diss. T.H. Stuttgart 1933
- [3] Rasse, Günther: Untersuchungen an Schleppermähwerken. Diss. T.H. Stuttgart 1955
- [4] Thiel, Roman: Kräfte im Schubkurbelgetriebe von Schlepper-Anbaumähwerken. In: 15. Konstrukteurheft. Düsseldorf: VDI-Verlag 1958. S. 96 bis 142 (Grundlagen d. Landtechn. H. 10)
- [5] Thiel, Roman: Kräfte und Drehmomente im Schleppermähwerk mit Zahnradantrieb. In: 15. Konstrukteurheft. Düsseldorf: VDI-Verlag 1958. S. 109/121 (Grundlagen d. Landtechn. H. 10)
- [6] Thiel, Roman: Kräfte und Drehmomente im Schleppermähwerk mit Keilriemenantrieb. In: 15. Konstrukteurheft. Düsseldorf: VDI-Verlag 1958. S. 122—132 (Grundlagen d. Landtechn. H. 10)
- [7] Kraemer, Otto: Getriebelehre. Karlsruhe, Verlag G. Braun 1950. S. 163 bis 171 und 181/182
- [8] Kamm, W. und C. Schmidt: Das Versuchs- und Meßwesen auf dem Gebiet des Kraftfahrzeuges. Berlin 1938. S. 199
- Haug, Kurt: Die Drehschwingungen in Kolbenmaschinen. Springer-Verlag, Berlin/Göttingen/Heidelberg 1952. S. 62 ff. (Konstruktionsbücher Nr. 8/9)
- [9] Mewes, Ernst: Massenkräfte in Landmaschinen und ihr Ausgleich. In: 12. Konstrukteurheft. Düsseldorf: VDI-Verlag 1955. S. 127 ff. und Bild 35 ff. (Grundlagen d. Landtechn. Heft 6)

Résumé:

Obering. Th. Stroppel:

„Analytische Betrachtung der Massenwirkungen in einem Schleppermähwerk.“

Für ein ausgeführtes Kurbelgetriebe eines Schlepperanbaumähwerkes werden die Kräfte und Drehmomente, die in den einzelnen Konstruktionselementen des Kurbelgetriebes (Messerkopf, Schubstange, Kurbelzapfen, Kurbelwelle und Kurbelwellenlager) infolge der Beschleunigung der Messer- und Schubstangenmasse wirken, in ihren Komponenten ermittelt, graphisch dargestellt und besprochen. Verschleißbilder von Lagerungen zeigen, daß die Massenkräfte den Verschleiß bedingen. Durch Massenausgleich auf der Kurbelscheibe können die Kräfte auf das Kurbelwellenlager wie auch die Standruhe verringert werden. Größe und Verlauf dieser für gleichförmige Winkelgeschwindigkeit ermittelten Kräfte dienen als Vergleichsbasis für oszillographisch gemessene Kräfte im Kurbelgetriebe dieses Mähwerkes. Der infolge Spieles in den Getriebepaarungen, ungleichförmiger Winkelgeschwindigkeit und Eigenschwingungen der Kurbelwelle abweichende Verlauf der gemessenen Kräfte wird in einer demnächst folgenden Betrachtung behandelt.

Obering. Th. Stroppel: „An Analysis of the Effects of Moving Masses in Towed Grass Mowers.“

The forces and torques involved in the moving parts of the rotary drive of a towed grass mower (cutter-head, connecting rod, crank pin, crankshaft and crankshaft bearings) due to the acceleration of the cutter and connecting rod masses were resolved into their components. Diagrams were made and discussed. Curves showing wear in bearings clearly indicate that the wear is governed by the masses and forces involved. Balancing of masses at the crank disc reduced the forces at the crankshaft bearings and also reduced vibration in the frames. The magnitude and direction of these forces as determined for equal angular velocities serve as a basis for comparison with the forces involved in the crank-drive mechanism of the mower. The latter had been determined by the aid of an oscillograph. The variations in the forces at the crankshaft due to play in the transmission pairs, irregularities in the angular velocity and the natural frequencies of the shafts will be discussed in a later paper.

Obering. Th. Stroppel:

«Considérations analytiques sur les effets de masse dans une barre de coupe portée.»

L'auteur détermine, dans leurs composantes, représente par diagramme et discute les efforts et couples qui se développent, par suite de l'accélération de la masse de la lame et de la bielle dans les différents éléments de construction d'un mécanisme à manivelle d'une barre de coupe portée (tête de lame, bielle, bouton-manivelle, arbre manivelle et paliers de l'arbre manivelle). Les représentations graphiques de l'usure des paliers montrent que l'usure est la conséquence des efforts de masse. Les efforts exercés sur le palier de l'arbre manivelle ainsi que les trépidations peuvent être diminués par l'équilibrage des masses dans le plateau manivelle. La grandeur et la courbe des efforts déterminés à une vitesse angulaire uniforme servent de base de comparaison aux efforts mesurés par méthode oscillographique dans le mécanisme à manivelle de cette barre de coupe. Les déviations de cette courbe provenant du jeu dans les couples d'engrenages, d'une vitesse angulaire irrégulière et des vibrations propres de l'arbre manivelle feront l'objet d'un prochain article.

Ing. jefe Th. Stroppel:

«Consideraciones analíticas de la acción de las masas en una segadora para tractor.»

Se calculan las componentes, se ilustran de forma gráfica y se discuten los esfuerzos y los momentos de giro que se presentan, como consecuencia de la aceleración de la masa de la biela y de la barra de cuchillas, en los diferentes elementos constructivos de un mecanismo de biela y manivela fabricado, como cabezal de cuchillas, biela, botones de manivela, cigüeñal y cojinetes del cigüeñal. Gráficos que ilustran el desgaste de los cojinetes, demuestran que son los esfuerzos de masa los que causa del desgaste. Resulta factible reducir los esfuerzos que influyen en los cojinetes de biela, así como en la inestabilidad, compensando las masas en el plato de manivela. El valor y las variaciones de estos esfuerzos, calculados para una velocidad angular uniforme, sirven de base para la comparación con los esfuerzos, medidos con oscilógrafo en el mecanismo de biela y manivela de la segadora. En otro trabajo que publicaremos en uno de los números próximos, se tratará de las variaciones producidas por las diferencias de velocidad angular variable y por las oscilaciones propias en consecuencia del juego en los pares de transmisión.