

Über die Gesetzmäßigkeiten des Kraftflusses im Getriebe eines Schlepper-Anbaumähwerkes

Institut für landtechnische Grundlagenforschung, Braunschweig-Völkenrode

Die hohen Betriebsbelastungen, denen die Antriebsteile der Schleppermähwerke ausgesetzt sind und die deren Haltbarkeit und Betriebssicherheit herabsetzen, waren der Anlaß für die Messungen der Kräfte und anderer mechanischer Größen in den Schubkurbelgetrieben von Schleppermähwerken [1, 2]. Vor diesen Messungen hatte der Konstrukteur nur ungewisse Vorstellungen von der Größe und dem zeitlichen Verlauf der betriebsmäßig auftretenden Kräfte. Den in der Praxis vorgekommenen Schäden und Überbeanspruchungen des Triebwerkes sucht der Konstrukteur durch einstellbare Rutschkupplungen, elastische Zwischenglieder (Keilriemen), Scherbolzen und dergleichen zu begegnen. Solche Sicherheitsglieder begrenzen die außerordentlichen Störbelastungen, z. B. beim Verstopfen des Mähwerkes; man muß nur dafür sorgen, daß diese Sicherheitsglieder nicht selbst infolge zu oft ansprechens oder durch übermäßigen Verschleiß zu Stör- und Schwachstellen des Antriebes werden.

Die durch die Eigenart der Schubkurbelgetriebe bedingten Wechselbelastungen des Triebwerkes, die unter ungünstigen Verhältnissen zu Dauerbrüchen im Getriebe führen, können aber durch Sicherheitsglieder wie Rutschkupplungen nicht vermindert werden. Die Verringerung dieser Dauerbeanspruchungen durch konstruktive Maßnahmen setzt die Kenntnis der Größe und des Verlaufes der Kräfte im Triebwerk unter verschiedenen Betriebsbedingungen sowie eine sichere Analyse des gemessenen Kraftverlaufes hinsichtlich der Ursachen voraus. Die elektronischen Meßverfahren, die das gleichzeitige Messen bzw. die zeitliche Zuordnung mehrerer mechanischer Größen an verschiedenen Stellen eines Maschinengetriebes unter betriebsmäßigen Bedingungen ermöglichen, erleichtern ein Zergliedern des Kraftflusses hinsichtlich der Ursachen.

Im folgenden werden nun unter Zugrundelegung von Messungen von THIEL [3] die Ursachen der stoßartigen Belastungen und größeren Oberschwingungen, die periodisch im Drehmomentverlauf der Kurbelwelle eines Schleppermanbaumähwerkes auftraten, untersucht. Bei diesen Messungen lagen die Spitzenwerte der Oberwellen im Leerlauf wie beim normalen Mähen um ein Mehrfaches höher, als die theoretisch ermittelten Werte [2, 5] vermuten ließen. Gleichzeitig werden andere gesetzmäßige Zusammenhänge im Kraftfluß des Mähwerkgetriebes anhand der Messungen aufgezeigt¹⁾.

Das untersuchte Mähwerk

Das untersuchte Anbaumähwerk mit linksumlafendem Schubkurbelgetriebe ist in Bild 1 schematisch dargestellt. Eine ausführliche Beschreibung des Mähwerkes mit Angabe sämtlicher technischen Daten findet sich in der analytischen Betrachtung des

¹⁾ Auf Grund der Empfehlungen des Wissenschaftlichen Beirates des Vereins Deutscher Ingenieure wird in diesem Aufsatz das Internationale Einheitensystem [12] angewendet. Es beruht u. a. auf dem Meter (m) als Einheit der Länge, dem Kilogramm (kg) als Einheit der Masse und der Sekunde (s) als Einheit der Zeit. Die Kräfteinheit wird aus der Masseneinheit (kg) unter Zugrundelegung des Newtonschen Grundgesetzes der Mechanik:

Kraft = Masse × Beschleunigung abgeleitet und als Newton (N) definiert:
 $1 \text{ N} = 1 \text{ kgm/s}^2$

Die technische Kräfteinheit, das Kilopond, das in diesem Beitrag Anwendung findet, ist definiert durch die Gleichung
 $1 \text{ kp} = 9,80665 \text{ N} = 9,80665 \text{ kgm/s}^2$.

Durch die Einführung des Kiloponds als Kräfteinheit und des Kilogramms als Mengeneinheit ändert sich gegenüber dem seitherigen Technischen Maßsystem (mit dem Gewichtskg als Kräfteinheit) der Zahlenwert der Kräfte nicht, wohl aber der der Masse.

Ein Beispiel möge dies kurz veranschaulichen. Die mit der Beschleunigung b bewegte Messermasse m verursacht die Messerkopfkraft $P = m \cdot b$:
 seitheriger Rechnungsgang:

Messergewicht $G = 3,75 \text{ kg}$
 Messermasse $m = G/g = 3,75/9,81 = 0,382 \text{ kg s}^2/\text{m}$
 Messerkopfkraft $P = m \cdot b = 0,382 \cdot b \text{ kg}$

jetziger Rechnungsgang:

Messermasse $m = 3,75 \text{ kg}$
 Messerkopfkraft $P = m \cdot b = 3,75 \cdot b \text{ kgm/s}^2 = \frac{3,75 \cdot b}{9,81} \text{ kp}$
 $= 0,382 \cdot b \text{ kp}$

Verfassers über die Massenwirkungen in einem Schleppermähwerk²⁾. Es handelt sich um ein Mähwerk, das direkt von dem Zahnradgetriebe eines Schleppers, also ohne Zwischenschalten eines Keilriementriebes, betrieben wurde. Das Mähwerk hatte einen $4\frac{1}{2}$ '-Mittelschnittbalken, ein Messer mit 18 glatten Normklingen, eine hölzerne Schubstange mit Kugellager auf der Kurbelzapfenseite und federnden Kugelkalotten auf der Messerkopfseite.

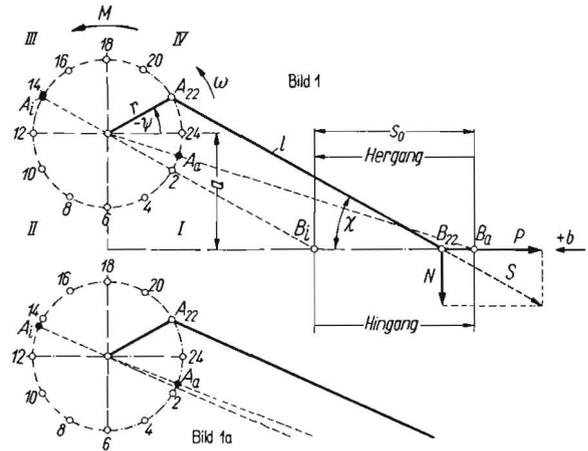


Bild 1: Schematische Darstellung des untersuchten Schleppermähwerkes mit geschränktem, linkslaufendem (in Fahrtrichtung gesehen) Schubkurbelgetriebe

Bild 1a: Maßstäblich richtige Lage der Punkte A_1 und A_4 auf dem Kurbelkreis des untersuchten Mähwerkgetriebes.

Kurbelwinkel	...	φ
Einfallwinkel der Schubstange	...	χ
Drehzahl der Kurbelwelle	...	$n = 806 \text{ U/min}$
Drehgeschwindigkeit	...	ω
Schubstangenlänge	...	$l = 810 \text{ mm}$
Kurbelradius	...	$r = 38 \text{ mm}$
Schrägung	...	$a = 310 \text{ mm}$
Messerhub	...	s_0
B_a äußere Totlage des Messerkopfes	...	
B_i innere Totlage des Messerkopfes	...	

Die technischen Daten des Mähwerkes sind in [5], Seite 118, Bild 1 und 2 zu finden. Dabei ist zu beachten, daß durch Einführung des Internationalen Einheitensystems¹⁾ sich einige dort aufgeführte Angaben wie folgt ändern:

Anstelle von

Messergewicht	...	$G_I = 3,75 \text{ kg}$
Schubstangenengewicht	...	$G_{II} = 2,65 \text{ kg}$
Kurbelscheibengewicht	...	$G_{III} = 3,45 \text{ kg}$
Messermasse	...	$m_I = G_I/g = 0,382 \text{ kg s}^2/\text{m}$
	...	$m_{II} = G_{II}/g = 0,270 \text{ kg s}^2/\text{m}$

Massenträgheitsmoment der Schubstange	...	$\theta_{II} = 0,02460 \text{ kgm s}^2$
der Kurbelscheibe	...	$\theta_{III} = 0,00098 \text{ kgm s}^2$

muß es jetzt heißen:

Messermasse	...	$m_I = 3,75 \text{ kg}$
Schubstangenmasse	...	$m_{II} = 2,65 \text{ kg}$
Kurbelscheibenmasse	...	$m_{III} = 3,45 \text{ kg}$
Massenträgheitsmoment der Schubstange	...	$\theta_{II} = 2410 \text{ kg cm}^2$
der Kurbelscheibe	...	$\theta_{III} = 96 \text{ kg cm}^2$

Die in [5] Bild 2 angegebene Formel für die experimentelle Bestimmung des Massenträgheitsmomentes muß jetzt heißen:

$$\theta = \frac{m \cdot g \cdot e^2 \cdot T^2}{4 \cdot a \cdot \pi^2}$$

Die Meßstellen

Für die Messung des Drehmomentes an der Kurbelwelle, der Messerkopfkraft und der Messerbeschleunigung wandte THIEL elektronische Meßverfahren an, bei denen die Meßgrößen gleichzeitig und phasenrichtig auf einem gemeinsamen Registrierstreifen eines Schleifenoszillographen aufgezeichnet wurden. Die Meßgenauigkeit der verwendeten Meßeinrichtungen wurde in der erwähnten Arbeit ([3] S. 105/6) eingehend erörtert. Die durch sie gegebene Meßunsicherheit ist bei den folgenden analytischen Betrachtungen berücksichtigt worden.

²⁾ siehe [5] und Unterschrift zu Bild 1.

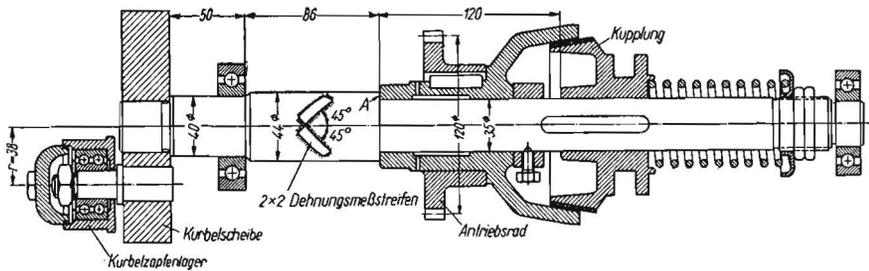


Bild 2: Vom Schleppergetriebe über Zahnräder angetriebene Kurbelwelle des untersuchten Mähwerkes und die Lage der (aufgeklebten) Dehnungsmeßstreifen als Drehmomentgeber. Die beiden anderen Meßstreifen sind um 180° versetzt auf der Welle angeordnet. Die einstellbare Sicherheitskupplung ist zugleich auch Schaltkupplung

Das Drehmoment in der Kurbelwelle wurde mittels vier Dehnungsmeßstreifen gemessen, die paarweise, wie in Bild 2 und 3 gezeigt, auf zwei einander gegenüberliegenden Stellen der Welle aufgeklebt waren. Dabei ist die Größe der elastischen Verdrehung der Welle ein Maß für die Drehmomentbelastungen der Welle [4]. Durch die Anordnung der vier Dehnungsmeßstreifen können Biege- und Torsionsdehnungen, die z. B. infolge der einseitig angreifenden Kurbelzapfenkraft auftreten können, elektrisch eliminiert werden. Wichtig ist, daß durch die Aufbringung der Dehnungsmeßstreifen die Kurbelwelle konstruktiv, und damit auch in ihren elastischen Eigenschaften, nicht verändert wurde.

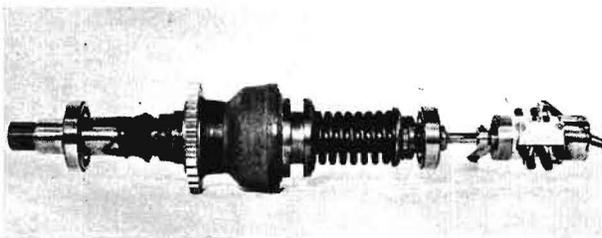


Bild 3: Kurbelwelle mit der Drehmoment-Meßeinrichtung (nach Thiel). Die Dehnungsmeßstreifen sind zum Schutz gegen das Getriebeöl mit Kunstharz überzogen. Für die Abnahme der Meßwerte von den Drehmomentgebern diente ein Schleifringgerät (rechts im Bilde)

Die horizontale Messerkopfkraft P wurde mittels eines Dehnungsmeßstreifens als Kraftgeber gemessen, der — ebenfalls ohne Eingriff in die Konstruktion — direkt auf die schräge Rippe des Messerkopfes aufgeklebt worden war (Bild 4). Die Eichung der horizontalen Messerkopfkraft erfolgte durch Belastung des Messerkopfes parallel zur Messerkopfführung. Zur Messung der Messerbeschleunigung b diente ein induktiver Beschleunigungsgeber.

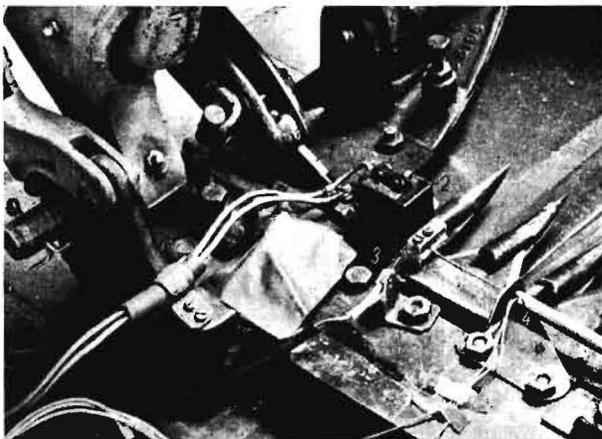


Bild 4: Meßgeber für die Messerkopfkraft und die Messerbeschleunigung

1. Dehnungsmeßstreifen als Kraftgeber, auf der schrägen Rippe des Messerkopfes aufgeklebt;
2. Induktiver Beschleunigungsgeber, auf dem hin- und hergehenden Messer befestigt;
3. Kontakt für die äußere Messertotlage B_a ;
4. Induktiver Geber für den Messerweg.

In diesem Zusammenhang interessiert noch, daß auf dem Oszillogrammstreifen nach jedem Messerdoppelhub die Messertotlagen B_a markiert und durch einen Zeitgeber gegeben wurden. Außerdem wurde durch eine Unterbrechung der Nulllinie für den Drehmomentschrieb, die von dem auf der Kurbelwelle sitzenden Schleifringgerät (Bild 3) gegeben wurde, fortlaufend eine be-

stimmte Stellung der Kurbel in den Oszillogrammen gekennzeichnet.

Die Thielschen Oszillogramme

In Bild 5 und 6 sind nun Nachzeichnungen von zwei Originaldiagrammen gezeigt, die von dem gleichzeitigen Verlauf des Drehmomentes in der Kurbelwelle, der Messerbeschleunigung und der Messerkopfkraft bei leerlaufendem Messer und beim Mähen von Rotschwingel mit einer Fahrgeschwindigkeit von 1,3 m/s aufgenommen wurden. Zum Vergleich dazu sind die Kurven der graphisch-numerisch ermittelten Massenkräfte und -momente [5] für den Leerlauf des Mähwerkes eingezeichnet.

Betrachtet man den Verlauf der Grundwelle der registrierten Messerbeschleunigung b mit der Messerkopfkraft P , so ist eine gute Übereinstimmung im Verlauf dieser beiden gleichzeitig, aber unabhängig voneinander aufgenommenen Meßgrößen — sowohl im Leerlauf (Bild 5) wie auch beim Mähen (Bild 6) — festzustellen.

Man erkennt außerdem bei jeder einzelnen gemessenen b - und P -Kurve eine verhältnismäßig gute Übereinstimmung der Grundwelle mit dem rechnerisch ermittelten Verlauf von b und P . Da bei der rechnerischen Ermittlung von P die Reibungs- und Schnittwiderstände nicht berücksichtigt werden konnten, ist naturgemäß diese zuletzt erwähnte Übereinstimmung im Leerlauf (Bild 5) besser als beim Mähen (Bild 6). Den Grundwellen der registrierten b - und P -Kurven sind sehr viele und verschiedene Oberschwingungen überlagert; auch bei den Oberschwingungen kann man an verschiedenen Stellen zwischen b und P gewisse Übereinstimmungen beobachten.

Bei den registrierten Drehmomentkurven in Bild 5 und 6 ist die Periodizität je Kurbelwellenumdrehung gut zu erkennen. Eine gewisse Übereinstimmung der Grundwelle der registrierten M -Kurven mit dem eingezeichneten, rechnerisch ermittelten Verlauf ist bei der Leerlaufkurve in Bild 5 deutlicher zu erkennen als beim Mähen nach Bild 6. Diese Grundwellen sind nun sowohl im Leerlauf als beim Mähen von periodisch wiederkehrenden, steilen Drehmomentanstiegen (in positiver und negativer Richtung) mit anschließenden Oberschwingungen mit teils beträchtlicher Amplitude überlagert, die in ihren Spitzenwerten mehr als das Dreifache der errechneten Maximalwerte betragen. Dabei unterscheidet sich hinsichtlich der Oberschwingungen die beim Mähen aufgenommene M -Kurve (Bild 6) nur verhältnismäßig wenig von der im Leerlauf (Bild 5).

Der Verfasser hat bereits früher ([3] S. 113) auf die Bedeutung des Zahnradspiels bei der stoßartigen Einleitung dieser hinsichtlich der Beanspruchung des Getriebes unerwünschten Oberschwingungen im Drehmomentverlauf hingewiesen. Es soll nun nachstehend in einer analytischen Studie der von THIEL aufgenommene Oszillogramme diese Auffassung begründet werden.

Die Oberschwingungen im Drehmomentenverlauf

Es wurde bereits darauf hingewiesen, mit welcher Regelmäßigkeit die Oberschwingungen bei jeder Meßgröße in den einzelnen Kurvenabschnitten zwischen den Totlagen B_a auftreten. Noch deutlicher wird dies, wenn man mehrere solcher Abschnitte für den Leerlauf (Bild 7) übereinanderzeichnet (Bild 7 bis 9). Um die zeichnerische Genauigkeit dabei zu erhöhen, wurden die Originaloszillogramme auf optischem Wege auf etwa das 4fache vergrößert³⁾.

³⁾ In diesem und den folgenden Abschnitten bis Bild 19 werden die Gesetzmäßigkeiten des Kraftflusses ausschließlich anhand der Leerlaufdiagramme untersucht und mit den theoretisch ermittelten Kurven [5], die ebenfalls den Leerlauf voraussetzen, verglichen. Von Bild 20 an werden dann die beim Mähen aufgenommenen Arbeitsdiagramme unter Hinzuziehung der beim Leerlauf gewonnenen Erkenntnisse untersucht.

⁴⁾ Die Wiedergabe der Diagramme in diesem Aufsatz entspricht etwa einer 1,5fachen Vergrößerung der Originaloszillogramme.

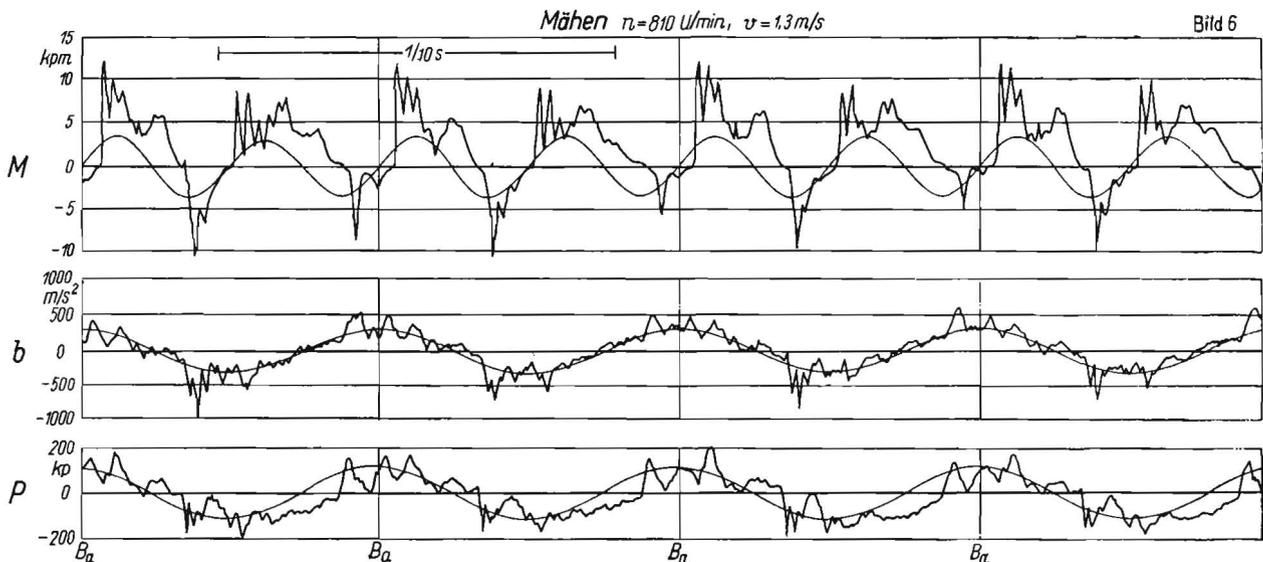
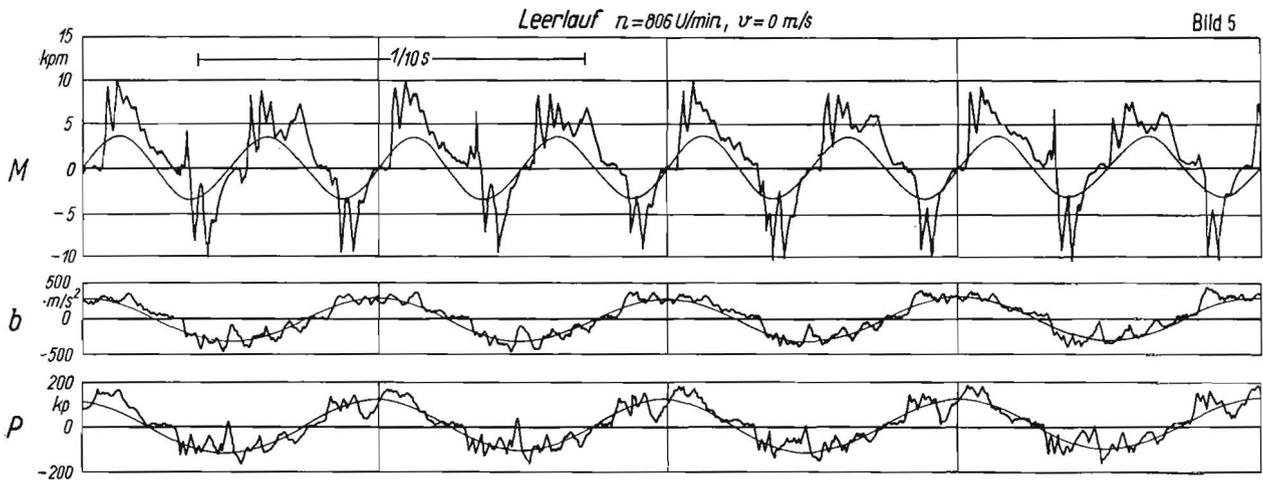


Bild 5 und 6: Verlauf des Drehmomentes M an der Kurbelwelle, der Messerbeschleunigung b und der Messerkopfkraft P im Leerlauf und beim Mähen (nach Thiel [3]).

Die Diagramme sind Nachzeichnungen von Oszillogrammen (auf etwa $\frac{2}{3}$ verkleinert). Die dünn ausgezogenen Kurven sind die errechneten Massenkräfte und -momente für den Leerlauf des Mähwerkes unter der vereinfachenden Annahme konstanter Drehgeschwindigkeit der Kurbelwelle und bei Vernachlässigung der Reibungskräfte in den Lagerungen und Führungen des Mähwerkes (s. a. [5] Bild 9 und 15)

Die Gesetzmäßigkeit der Oberschwingung ist unverkennbar; man hat nicht den Eindruck, als ob die Spitzenwerte, die vor allem in den Drehmomentdiagrammen sehr ausgeprägt sind, von Zufälligkeiten, z. B. einer schlechten Messerführung, herrühren. Man ist erstaunt, wie ähnlich sich die vier übereinandergezeichneten Kurvenabschnitte, die in Wirklichkeit zeitlich aufeinanderfolgen, in fast allen Einzelheiten sind, — und das trotz der großen Geschwindigkeit, mit der die Vorgänge ablaufen: die ganze Diagrammlänge, die einer Kurbelwellenumdrehung entspricht, wird in weniger als $\frac{1}{10}$ Sekunde durchlaufen.

Vor allem kann man bei dem Drehmomentdiagramm (Bild 7) feststellen, daß die Oberschwingungen (c) nach jedem Durchgang des Drehmomentes durch Null (a) besonders heftig einsetzen und dann bis zum nächsten Durchgang durch Null abklingen. Dies erfolgt viermal je Umdrehung. Das Drehmoment steigt an den erwähnten Stellen stoßartig auf 9 bis 11 kpm in etwa $\frac{1}{1000}$ s an (siehe kleine Pfeile b in Bild 7). Die Frequenz der anschließenden Oberwelle beträgt im Leerlauf (und beim Mähen) etwa 320 bis 400 Hz. Infolge Dämpfung in den Lagerstellen und im Werkstoff ist die erregte Oberschwingung nach 2 bis 4 Vollschnwingungen abgeklungen.

Diese im Drehmomentenverlauf der Kurbelwelle auftretenden Oberschwingungen, wie auch der sie einleitende stoßartige Anstieg, können nicht von der Motorseite her — etwa vom Arbeitstakt des Motors — angefacht sein, und zwar deshalb nicht, weil die Drehmomentspitzen in der Mähwerkskurbelwelle bei allen Versuchen viermal je Kurbelumdrehung kurz nach einem Nulldurchgang und dem stoßartigen Anstieg des Drehmomentes in

ganz bestimmten Kurbelstellungen der Mähwerkskurbelwelle einsetzen, die Stellung der Motorkurbelwelle zu der der Mähwerkswelle aber infolge der auf der Mähwerkswelle angeordneten Kegelpkupplung (Bild 2) nach jedem Schaltvorgang eine andere sein kann.

Eine andere Möglichkeit wäre, daß die Oberwellen im Drehmoment der Kurbelwelle von seiten des Schubkurbeltriebes herrühren. Die im Diagramm der Messerkopfkraft (Bild 9) mehr oder weniger deutlichen Oberschwingungen haben aber eine Frequenz von etwa 600 Hz (gegenüber 320 bis 400 Hz in der Kurbelwelle) und decken sich in der Phase nur gelegentlich mit denen im Drehmomentdiagramm. Eigen(biege)schwingungen der hölzernen Schubstange in ihrer Bewegungsebene kommen wegen der großen Dämpfung nicht in Frage.

So bleibt als einzige Möglichkeit, daß die auffallenden Oberwellen im Drehmomentdiagramm der Kurbelwelle Torsionseigen-schwingungen des Systems der Kurbelwelle (Bild 2) als federndes Element und der auf beiden Seiten der Welle wirkenden, rotierenden Massen sind.

Eigenfrequenz der Kurbelwelle

Um die Vermutung zu bestätigen, daß die Oberschwingungen in den Drehmomentdiagrammen Eigenschwingungen der Kurbelwelle sind, wird nachstehend die Eigenschwingungszahl des aus den Massen der Kurbelscheibe und des Motorschwungrades sowie der Kurbelwelle als Feder gebildeten Drehschwingungssystems berechnet.

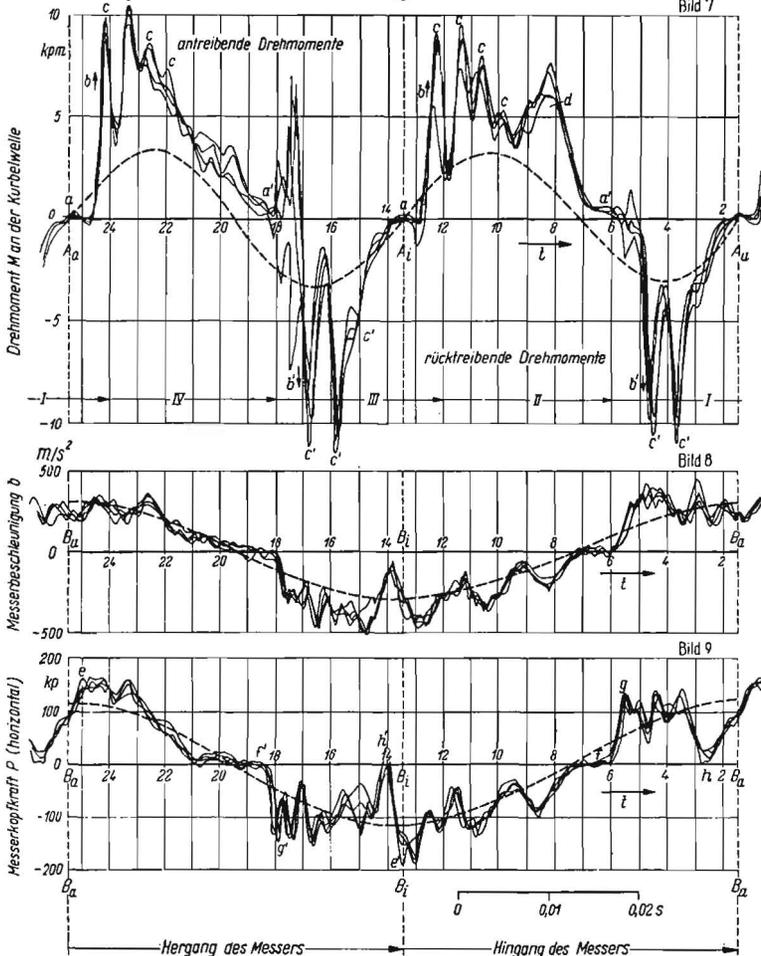
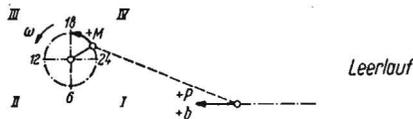


Bild 7 bis 9: Vier vergrößerte, übereinander gezeichnete Abschnitte aus dem Leerlaufdiagramm in Bild 5 [11]. Die Gesetzmäßigkeit des Verlaufes von M , b und P , insbesondere auch die der Oberschwingungen, ist gut zu erkennen.

- a, a' Nulldurchgänge des Drehmomentes. Schwebezustand im Zahnradeingriff
 - b, b' Kraftimpulse durch das Aufprallen der Zahnflanken
 - c, c' Amplituden der Eigenschwingungen der Kurbelwelle
 - d (ungeklärter Widerstand im Getriebe beim Hingang des Messers)
 - e, e' maximale Werte der Messerkopfkraft kurz nach den Totlagen
 - f, f' Nulldurchgänge der Messerkopfkraft. Schwebezustand des Messerkopfes zwischen oberer und unterer Führungsfäche
 - g, g' Oberschwingungen der Messerkopfkraft
 - h, h' Nullwert der Messerkopfkraft kurz vor den Totlagen
- Die Quadranten IV bis I sowie die Kurbelstellungen 24, 22, 20 ... des linksumlaufernden Kurbelgetriebes siehe Bild 1a

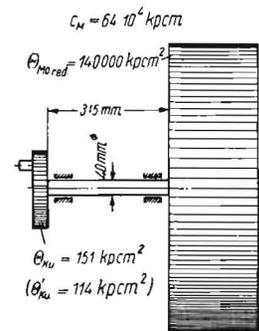


Bild 10: Vereinfachtes Ersatzsystem für das Schwingungssystem der Mähwerkskurbelwelle für die Berechnung der Eigenschwingungszahl [6].

- θ_{Ku} Massenträgheitsmomente auf der Kurbelscheibenseite
- $\theta_{Mo \text{ red}}$ Massenträgheitsmoment der rotierenden Motormassen auf die Kurbelwelle reduziert

Für die Berechnung wird das tatsächlich vorliegende Schwingungssystem der Mähwerkskurbelwelle in ein vereinfachtes Ersatzsystem eines Zweimassen-Drehschwingers übergeführt. In Bild 10 ist dieses Ersatzsystem gezeichnet; es besteht aus der Schwungmasse der Kurbelscheibe (einschl. der rotierenden Massen des Schubkurbelgetriebes) mit dem Trägheitsmoment θ_{Ku} , einem Schwungrad mit dem auf die Mähwerkskurbelwelle reduzierten Trägheitsmoment $\theta_{Mo \text{ red}}$ der rotierenden Motormassen (insbesondere des Motorschwungrades) und einer glatten, federnden Welle mit den auf einen Durchmesser reduzierten Abmessungen der Kurbelwelle. Das Ersatzsystem ist so zu bemessen, daß es dieselben schwingungstechnischen Eigenschaften besitzt wie das tatsächliche System.

Die Eigenfrequenz f_0 der Kurbelwelle errechnet sich dann nach der Gleichung

$$f_0 = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{c_M}{\theta_{\text{red}}}}, \quad (1)$$

worin c_M das spezifische Rückstellmoment⁵⁾ (Drehfederkonstante) und θ_{red} das reduzierte Massenträgheitsmoment der rotierenden Massen bedeuten. Das reduzierte Trägheitsmoment ist

$$\theta_{\text{red}} = \frac{\theta_{Ku} \cdot \theta_{Mo \text{ red}}}{\theta_{Ku} + \theta_{Mo \text{ red}}}. \quad (2)$$

Die Drehfederkonstante errechnet sich nach der Gleichung

$$c_M = \frac{J_p \cdot G}{l}, \quad (3)$$

worin J_p das polare Flächenträgheitsmoment des Wellenquerschnittes in cm^4 , $G = 8 \cdot 10^5 \text{ kp/cm}^2$ den Schubmodul für Stahl und l die (reduzierte) Wellenlänge in cm bedeuten.

Da bei der Kurbelwelle (Bild 2) drei Wellenabschnitte mit verschiedenen Durchmessern an der Eigenschwingung beteiligt sind, so müssen die Längen dieser

Wellenabschnitte auf ein polares Flächenträgheitsmoment reduziert werden. Die diesbezüglichen Daten der Kurbelwelle sind

$d_1 = 40 \text{ mm}$	$J_1 = 25,2 \text{ cm}^4 = \pi d^4/32$	$l_1 = 50 \text{ mm}$
$d_2 = 44 \text{ mm}$	$J_2 = 36,8 \text{ cm}^4$	$l_2 = 86 \text{ mm}$
$d_3 = 35 \text{ mm}$	$J_3 = 14,7 \text{ cm}^4$	$l_3 = 120 \text{ mm}$

Reduziert man nun die Wellenlängen für ein Trägheitsmoment von $J_1 = 25,2 \text{ cm}^4$, so ist die reduzierte Wellenlänge

$$l_{\text{red}} = l_1 + l_2 \text{ red} + l_3 \text{ red} = l_1 + \frac{J_1}{J_2} l_2 + \frac{J_1}{J_3} l_3 = 315 \text{ mm}. \quad (4)$$

Damit wird

$$c_M = \frac{25,2 \cdot 8 \cdot 10^5}{31,5} = 64 \cdot 10^4 \text{ kp/cm} \quad (= 630 \cdot 10^6 \frac{\text{kg cm}^2}{\text{s}^2}).$$

Das Trägheitsmoment θ_{Ku} der Massen des Schubkurbelgetriebes läßt sich nach LEUR [6] S. 150/3) nach folgender Formel berechnen:

$$\theta_{Ku} = \theta_{III} + r^2 [m_A + \frac{1}{2}(m_B + m_I)], \quad (5)$$

worin $\theta_{III} = 96 \text{ kg cm}^2$ das Trägheitsmoment der Kurbelscheibe, $r = 3,8 \text{ cm}$ den Kurbelradius, $m_A = 1,23 \text{ kg}$ den rotierenden Massenanteil der Schubstange, $m_B = 1,42 \text{ kg}$ den schwingenden Massenanteil der Schubstange und $m_I = 3,75 \text{ kg}$ die Messermasse bedeuten⁶⁾.

Setzt man die vorstehenden Werte in Gl. (5) ein, so erhält man

$$\theta_{Ku} = 151 \text{ kg cm}^2.$$

In der Nähe der Totlagen B_a und B_1 (Bild 1) werden die schwingenden Massen m_B und m_I keine nennenswerten Bewegungen ausführen, d. h. die Kurbelwellenschwingungen werden im wesentlichen so erfolgen, als wäre in Gl. (5) das Glied $m_B + m_I = 0$. Dann wird

$$\theta'_{Ku} = 114 \text{ kg cm}^2.$$

Für die Berechnung des reduzierten Trägheitsmomentes $\theta_{Mo \text{ red}}$ wurde das Massenträgheitsmoment der rotierenden Motormassen $\theta_{Mo} = 32500 \text{ kg cm}^2$ und das Übersetzungsverhältnis $\varphi = 1650 : 800 = 2,06$ zugrunde gelegt. Daraus ergibt sich das auf die Mähwerkskurbelwelle reduzierte Massenträgheitsmoment der Motormassen

$$\theta_{Mo \text{ red}} = \varphi^2 \cdot \theta_{Mo} = 140000 \text{ kg cm}^2.$$

(Die Massen des Übersetzungsgetriebes können demgegenüber als sehr klein vernachlässigt werden).

⁵⁾ d. i. das Drehmoment, das eine elastische Verdrehung der Welle um den Winkel „Eins“ im Bogenmaß (d. s. $360/2 \pi \approx 57^\circ$ im Winkelmaß) hervorruft.
⁶⁾ Nachweis der Daten siehe [5] S. 124, wobei hier die Massen entsprechend dem Internationalen Einheitensystem in kg (anstatt dort [5] in $\text{kg s}^2/\text{m}$) angegeben sind.

Setzt man die gefundenen Werte in Gl. (2) ein, so erhält man
 für $\theta_{Ku} = 151 \text{ kgcm}^2$ $\theta_{red} = 150 \text{ kgcm}^2$ *) und
 für $\theta_{Ku} = 114 \text{ kgcm}^2$ $\theta_{red} = 113 \text{ kgcm}^2$ *).

(Da $\theta_{Mo red}$ sehr groß gegenüber θ_{Ku} ist, wird $\theta_{red} \approx \theta_{Ku}$).

Damit erhält man die gesuchte Eigenschwingungszahl für die Mähwerkskurbelwelle nach Gl. (1)

$$f_0 = 330 \text{ bzw. } 375 \text{ Hz.}$$

Diese rechnerisch ermittelte Eigenschwingungszahl stimmt sehr gut mit den oszillographisch gemessenen Drehmomentschwingungen mit einer Frequenz von 320 bis 400 Hz überein, so daß mit großer Wahrscheinlichkeit gesagt werden kann, daß die Oberschwingungen in den Drehmomentdiagrammen Eigenschwingungen der Kurbelwelle sind.

Gefahr kritischer Drehzahlen

Zunächst soll untersucht werden, ob die gemessenen Oberschwingungen im Drehmomentenverlauf der Kurbelwelle dadurch erregt sein können, daß die Betriebsdrehzahl der Kurbelwelle in der Nähe einer sogenannten kritischen Drehschwingungszahl liegt. Kritische Drehschwingungszahlen durchläuft die Kurbelwelle dann, wenn die Betriebsdrehzahl n der Kurbelwelle mit einem Bruchteil ($1/2, 1/3, 1/4, 1/5 \dots$) der Eigenschwingungszahl f_0 der Kurbelwelle zusammenfällt. Im allgemeinen sind die in der kritischen Drehzahl auftretenden Schwingungen um so heftiger, je niedriger die Ordnungszahl der Schwingungen (kritische Drehzahlen 2., 3., 4., 5., ... Ordnung) ist ([6] S. 156).

Die Betriebsfrequenz der Kurbelwelle beträgt für $n = 806 \text{ U/min}$

$$f_1 = \frac{n}{60} = 13,5 \text{ Hz.} \quad (7)$$

Da das Drehmoment der Kurbelwelle (Bild 5 und 6) wegen der Eigenheiten des Schubkurbelgetriebes eine Grundschiwingung von der doppelten Frequenz der Kurbelwelldrehzahl (eine Doppelschiwingung je Kurbelumdrehung) hat, so ist die eigentliche Betriebsfrequenz

$$f_2 = \frac{2n}{60} = 27 \text{ Hz.} \quad (8)$$

In unserem Falle liegt also die Abstimmung zwischen Eigenschwingungszahl und Betriebsfrequenz zwischen

$$f_0/f_1 = 320/27 = 12 : 1$$

$$\text{und } f_0/f_2 = 400/27 = 15 : 1.$$

Bei einer kritischen Drehzahl 12. Ordnung sind aber Oberschwingungen der gemessenen Art nicht zu erwarten.

Wenn also die Oberwellen in den Drehmomentdiagrammen als Eigenschwingungen der Kurbelwelle nicht durch eine kritische Betriebszahl niedriger Ordnung erregt werden, so läßt der steile Drehmomentanstieg vor dem jeweiligen Auftreten der Oberwellen (siehe kleine Pfeile in Bild 7) periodische Kraftstöße als Erregung vermuten. Wie kommen nun diese Impulse *) nach jedem Durchgang des Drehmomentes durch den Nullwert zustande?

Drehmomentstöße infolge Zahnradspieles

Nach Bild 7 erfolgen während einer Kurbelumdrehung vier Nulldurchgänge des Drehmomentes mit einem anschließenden, steilen Anstieg des Momentes, und zwar die beiden Nulldurchgänge a (vom rücktreibenden) zum antreibenden Drehmoment in den Kurbelstellungen $A_a/1$ und $A_i/13$ und die beiden Nulldurchgänge a' (vom antreibenden) zum rücktreibenden Drehmoment in den

*) mit und *) ohne die hin- und hergehenden Schubstangen- und Messermassen ($m_B + m_I$) in Gleichung (5).

*) Hier ist der Begriff „Impuls“ im Sinne des „Kraftstoßes“ gebraucht (nach WESTPHAL [9]):

Ist m die Masse und v die Geschwindigkeit eines Körpers, so heißt das Produkt $m \cdot v$ der Impuls oder die Bewegungsgröße des Körpers.

Man kann die Gleichung für die Kraft folgendermaßen schreiben

$$P = m \cdot b = m \frac{dv}{dt} = \frac{d(m \cdot v)}{dt}.$$

Durch Integration dieser Gleichung folgt:

$$m \cdot v = m \cdot v_0 + \int_0^t P \cdot dt,$$

wobei $m \cdot v_0$ den Impuls bedeutet, den der Körper zur Zeit $t = 0$ besitzt. Die Impulsänderung $m \cdot v - m \cdot v_0$ ist also das zeitliche Integral der Kraft. Oft wird (auch sprachlich richtiger) unter Impuls nur das Integral $\int P \cdot dt$, auch Kraftstoß genannt, verstanden und in diesem Sinne zwischen Bewegungsgröße $m \cdot v$ und Impuls unterschieden.

Kurbelstellungen 19/18 und 7/6. Charakteristisch für diese Stellen ist nun, daß das Moment, bevor es stoßartig in etwa $1/1.000 \text{ s}$ von Null auf 9 bis 11 kpm ansteigt, einige Zeit (etwa $1/1.000 \text{ s}$) in der Nullstellung verharrt. Während dieser Zeit hat sich die Kurbelscheibe jeweils um einen Kurbelwinkel ψ von etwa 20° weitergedreht.

Dieses Verharren des Momentes in der Nulllage ist eine Folge des Zahnradspieles, das sich beim Richtungswechsel des Momentes auswirkt. Zwischen dem Zahnrad auf der Kurbelwelle und dem antreibenden Zahnrad auf der Vorgelegewelle tritt ein Schwebestand ein, währenddessen die Zähne infolge des Spieles außer Eingriff sind. Das Spiel, auf den Teilkreis der Zähne bezogen, braucht dabei nicht groß zu sein (etwa $1/10 \text{ mm}$).

Man könnte nun aus Gründen des Kraftflusses annehmen, daß während der Zeit, in der das Moment an der Kurbelwelle Null ist, am Messerkopf ebenfalls keine Kräfte wirksam sind. Schaut man sich im Messerkopfdiagramm (Bild 9) die betreffenden Stellen näher an, so stellt man fest, daß in den Nulldurchgängen a' des Drehmomentes in den Kurbelstellungen 19/18 und 7/6 auch die Messerkopfkraft gleich Null ist (f'), daß aber in den Nulldurchgängen a des Drehmomentes in den Kurbelstellungen $A_a/1$ und $A_i/13$ beachtliche Kräfte e am Messerkopf wirksam sind. Man muß also bei den Nulldurchgängen des Drehmomentes zwischen zwei verschiedenen Gleichgewichtszuständen im Kraftfluß des (leerlaufenden) Mähwerkes unterscheiden:

1. die beiden Nulldurchgänge a' des Drehmomentes, bei denen die Messerkopfkraft ebenfalls Null (f') ist und
2. die beiden anderen Nulldurchgänge a des Drehmomentes, bei denen die Messerkopfkraft zur selben Zeit ihre Höchstwerte (e) hat.

Diese Tatsache deckt sich mit der rechnerisch ermittelten Feststellung (gestrichelte Kurven im Bild 7 und 9), daß das Drehmoment vier und die Messerkopfkraft zwei Nulldurchgänge je Kurbelumdrehung hat.

Überlegt man sich zunächst den Fall 2, bei dem in den Kurbelstellungen $A_a/1$ (bzw.) $A_i/13$ große Kräfte (e) am Messerkopf wirksam sind, während zu derselben Zeit in der Kurbelwelle das Antriebsmoment Null (a) ist, dann kann aus Gründen des Gleichgewichtes die gemessene Messerkopfkraft nur aus dem Schwungmoment der (zwischen den beiden Meßstellen) rotierenden Kurbelscheiben- und Schubstangenmassen bei entsprechender kurzzeitiger Verringerung der Drehgeschwindigkeit entnommen sein¹⁰⁾. Das infolge der großen Schwungmassen auf der Motorseite mit konstanter Geschwindigkeit weiter umlaufende Antriebszahnrad auf der Vorgelegewelle trifft nun nach Durchlaufen des Zahnradspieles auf das Gegenzahnrad auf, wobei neben der kinematisch bereits eingesetzten Beschleunigung von Messer- und Schubstangenmasse die Beschleunigung der rotierenden Schwungscheibenmasse auf die „normale“ Drehgeschwindigkeit in sehr kurzer Zeit erzwungen werden muß. Dies erklärt den stoßartigen Anstieg b des Drehmomentes (und die entsprechend große, elastische Verdrehung der Welle), durch den die Eigenschwingungen der Kurbelwelle angefacht werden. Die Amplituden c der Eigenschwingung überhöhen die Drehmomente in der Kurbelwelle bis auf +10 kpm.

Erregung der Eigenschwingungen der Kurbelwelle

Es ist eine der bemerkenswertesten Feststellungen bei den Untersuchungen dieses Mähwerkes, daß die entscheidenden Beanspruchungen der Antriebswelle weder unmittelbar durch die Trägheitswiderstände der hin- und hergehenden Massen des Mähwerkes noch durch die Reibungswiderstände in den Lagerungen und Führungen, noch — wie wir in späteren Diagrammen sehen werden — durch die Arbeitswiderstände beim Mähen bedingt sind, sondern durch die infolge des Zahnradspieles ausgelösten Impulse, die ihrerseits die Eigenschwingungen der Kurbelwelle erregen.

Wenn auch im vorliegenden Fall sich diese Spitzenbeanspruchungen, wie die spätere Nachprüfung der Festigkeit der Kurbelwelle ergibt, in erträglichen Grenzen halten, so können diese bei einer

¹⁰⁾ THIEL zeigt in seiner Arbeit ([3] S. 112) ein Geschwindigkeitsdiagramm der Kurbelwelle (Bild 8), in dem bei den Nulldurchgängen a des Drehmomentes und gleichzeitig großen Messerkopfkraften P die Drehgeschwindigkeit eindeutig auf ein Minimum abfällt (Kurbelstellungen 1/24 bzw. 13/12).

Erhöhung der Drehzahl infolge der quadratischen Abhängigkeit von der Drehzahl sehr schnell Werte erreichen, die die Haltbarkeit, sei es durch Verschleiß, sei es durch Bruch, erheblich herabsetzen.

In diesem Zusammenhang sei auf eine ähnliche Beobachtung von GERLACH [7] hingewiesen, der bei Drehmomentmessungen in der Kupplungswelle eines Schleppers festgestellt hat, daß „wenn das Drehmoment vorübergehend Null wird, sich die Zahnflanken der Getrieberäder voneinander abheben können, und beim Wiederaufeinanderprallen Belastungsspitzen bis 130% des statischen Maximalmomentes entstehen können“.

Einfluß des Spieles in der Messerkopfführung

Schwieriger ist der oben erwähnte Fall 1 zu beurteilen, bei dem nach Bild 7 die beiden Nulldurchgänge a' des Drehmomentes mit den Nulldurchgängen f und f' der Messerkopfkraft in Bild 9 zeitlich zusammenfallen. Diesen Nulldurchgängen folgen die (negativen) Drehmomentstöße b' mit den Schwingungsamplituden c' und die Anstiege g und g' der Messerkopfkraft.

Zu den Auswirkungen des Zahnradspieles auf das Drehmoment bei dem Nulldurchgang von positiven zu negativen Werten kommt jetzt infolge der gleichzeitigen Nulldurchgänge der Messerkopfkraft zusätzlich auch das (senkrechte) Spiel in der Messerkopfführung zur Wirkung. Die Verhältnisse sind in Bild 11 schematisch dargestellt. Während vor und nach den Messertotlagen B_a

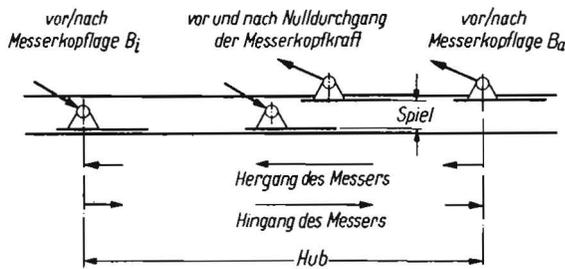


Bild 11: Zusammenhang zwischen der Richtung der Schubstangen- bzw. Messerkopfkraft und den Auswirkungen des Spieles in der Messerkopfführung auf die gemessenen Größen (schematische Darstellung)

und B_i die Schubstangenkräfte gleichgerichtet und deshalb der Messerkopf und die Messerkopfführung kraftschlüssig bleiben¹¹⁾, wechselt die Schubstangenkraft bei den dazwischenliegenden Nulldurchgängen f und f' sowohl beim Her- als auch beim Hingang des Messers die Richtung. Dabei durchheilt der Messerkopf das Spiel in der Führung, währenddessen die gemessene Messerkopfkraft Null ist (siehe Bild 9, Messerlagen 21/18 bzw. 7/6). Sobald nach diesen Nullagen der Messerkopfkraft in den Messerlagen 18 (bzw. 6) infolge der wachsenden Verzögerung des Messers die Messerkopfführung wieder kraftschlüssig wird, indem der Messerkopf an der Gegenseite der Führung zum Anliegen kommt, steigt die Messerkopfkraft steil auf die Werte g' und g an; dabei wird, wie in Bild 9 ersichtlich, auch in der Messerkopfkraft eine Oberschwingung von etwa 600 Hz erregt (Biegeschwingungen des Messers?).

Durch das zeitliche Zusammenkommen des Spieles in der Messerkopfführung mit dem in den Zahnradern herrscht im Verlauf des Drehmomentes (Bild 7) offensichtlich ein labiler Zustand, der sich in der Kurbelstellung 18/17 sehr deutlich durch einen nochmaligen Anstieg des Drehmomentes auf positive Werte (in einem Falle auch ein Anstieg zu rücktreibenden Momenten) anzeigt¹²⁾, währenddessen diese Störung in Kurbelstellung 6/5 nur gering ist.

Nun wiederholt sich alles, was oben im Falle 2 über die Auswirkung des Zahnradspieles auf das Drehmoment gesagt wurde, nur mit dem Unterschied, daß wegen der Verzögerung der Messermasse jetzt rücktreibende Momente an der Kurbelwelle auftreten. Nach Durchlaufen des Zahnradspieles prallen die Zahnräder in der Kurbellage 17 (bzw. 5) aufeinander, worauf der rücktreibende Stoß b' im Drehmomentverlauf mit Spitzenwerten bis $-11,5$ kpm einsetzt. Auch hier wird wieder

¹¹⁾ Siehe gestrichelte Kurve in Bild 9. Für den wirklichen Verlauf gilt das nur mit Einschränkung (s. nächster Abschnitt).

¹²⁾ In den später gezeigten Arbeitsdiagrammen beim Mähen (Bild 20 und 23) tritt diese Störung infolge der dämpfenden Wirkung des Schnittwiderstandes nicht in Erscheinung.

durch den Stoß die Eigenschwingung c' der Kurbelwelle erregt, wobei sich ein bis zwei Schwingungen deutlich ausbilden.

Vergleicht man in Bild 7 noch einmal die Nulldurchgänge der gemessenen Drehmomente mit den errechneten (gestrichelt gezeichnet), so erkennt man, daß diese Nulldurchgänge der Kurbellage nach in Wirklichkeit später erfolgen, als theoretisch in einem in jeder Lage kraftschlüssigen Getriebe zu erwarten ist. Dies ist im wesentlichen eine Folge des Spieles im Getriebe.

Dieses Spiel hat im Zusammenwirken mit dem Reibungswiderstand in der Messerführung noch eine weitere größere Abweichung vom theoretischen Verlauf der Messerkopfkraft zur Folge: Das kurzzeitige Zurückgehen h' bzw. h der Messerkopfkraft auf Null kurz vor den Messertotlagen B_i und B_a (Bild 9). Bevor auf dieses Zurückgehen der Kraft P eingegangen wird, sollen einige Feststellungen über den Reibungswiderstand des Messers gemacht werden.

Reibungswiderstand des Messers

Die Kurvenzüge der im Leerlauf gemessenen Messerkopfkraft P in Bild 9 folgen, im ganzen gesehen, der Grundschiwingung der durch die ungleichförmige Messerbewegung bedingten Messerkraft (gestrichelte Kurve). Einige typische Abweichungen von dieser Grundschiwingung sind bereits im Vorhergehenden ihrer Ursache nach erklärt worden. Vergleicht man den zeitlichen Verlauf der Messerkopfkraft P mit dem der Messerbeschleunigung b in Bild 8, so erkennt man, daß die beiden Kurvenscharen weitgehend synchron verlaufen. Dies wird noch deutlicher, wenn man aus der gemessenen Beschleunigung in Bild 8 mit Hilfe der Messermasse m_i die Massenkraft $P' = m_i \cdot b$ errechnet und die so aus der Beschleunigung ermittelte Massenträgheitskurve über den entsprechenden gemessenen Verlauf der Messerkopfkraft zeichnet¹³⁾, Bild 12. Es ist erstaunlich, wie gut sich die beiden, über zwei ganz verschiedene Meßverfahren (Dehnungsmeßstreifen und induktiver Beschleunigungsgeber) gewonnenen Kurven decken. Die Differenz aus der gemessenen Messerkopfkraft und der aus der gemessenen Beschleunigung errechneten Massenkraft entspricht dem Reibungswiderstand in der Messerführung (schraffierte Flächen in Bild 12). Zeichnet man die Reibungskraft P_R in ein besonderes Diagramm ein, Bild 13, so kann man die kleineren Differenzwerte zwischen den Amplituden der beiden Kurven unberücksichtigt lassen, da die registrierten Amplitudenwerte der Beschleunigung etwas verzeichnet sind. Nach diesem Bild läuft das Messer im Leerlauf über größere Zeitabschnitte praktisch reibungslos, nur dort, wo die Messerkopfkraft (und damit die Führungskräfte) groß wird, treten nennenswerte Reibungskräfte zwischen 30 und 70 kp auf. Der Reibungsfaktor μ muß dabei etwa 0,4 betragen haben. Die Leistungsaufnahme des Messers ist bei diesem Mähwerk verhältnismäßig klein ($\sim 0,3$ PS). Durch schlecht eingebaute Messer, klemmende Messerhalter und dergleichen können sehr viel höhere Reibungskräfte in das Messer

¹³⁾ Dabei mußte die von THIEL ([2] S. 106) erwähnte, geringfügige Phasenberichtigung bei den Oberwellen der Beschleunigung vorgenommen werden.

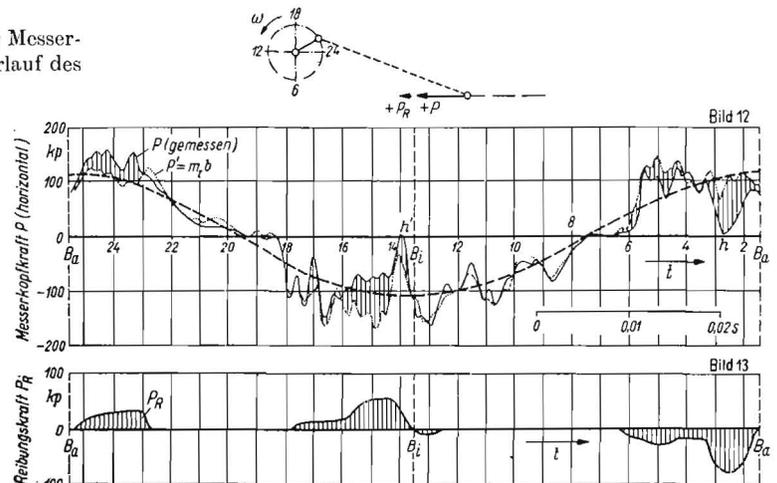


Bild 12 und 13: Reibungswiderstand P_R des Messers als Differenz aus der gemessenen Messerkopfkraft P (Bild 9) und aus der gemessenen Messerbeschleunigung b (Bild 8) errechneten Massenkraft ($P = m_i b$) des Messers bei Leerlauf über der Zeit aufgetragen [11]

kommen. Ergänzend sei bemerkt, daß die in Bild 13 von der P_R -Kurve eingeschlossenen Flächen keine Arbeitsflächen sind, da P_R über der Zeit aufgetragen ist. Erst über dem Weg (Hub) aufgetragen, werden diese Flächen zu Arbeitsflächen, wobei diese in der Nähe der Totlagen in Abszissenrichtung stark zusammenschrumpfen (Bild 14).

Nun läßt sich auch der Kraftrückgang h' bzw. h auf 0 kurz vor den Messertotlagen B_i und B_a erklären. Die theoretische Massenkraftkurve (gestrichelt gezeichnet) ist für reibungslosen Lauf des Messers entwickelt. Wie sich die Reibungskraft auf die Messerkopfkraft in der Messertotlage auswirkt, ist früher ([5] Bild 35) bereits qualitativ angedeutet worden. In Wirklichkeit wird nämlich vor den Totlagen des Messers bei Vorhandensein eines Reibungswiderstandes in der Messerführung an den in Bild 14 gezeigten Stellen des Messerhubes die Verzögerung des Messers teilweise durch diesen Reibungswiderstand bewirkt, so daß die am Messerkopf gemessene Kraft gegen Ende des Hubes auf Null abfällt. Ein Spiel in der Messerkopfführung begünstigt dieses momentane Abfallen der Kraft auf Null. Daß dieser Kraftabfall auf Null (h' bzw. h) vor und nicht genau in Totlagen erfolgt, täuscht in Bild 9 insofern, als die Kraft über der Zeit als Abszisse dargestellt ist. In Wirklichkeit erfolgt dieser Kraftabfall nur wenige Zehntel Millimeter vor der Totlage (Bild 14). (Bei geringem Spiel einer gut eingepaßten Messerführung, geringem Reibungswiderstand des Messers und höherer Drehzahl ist der Kraftabfall h bzw. h' nicht zu beobachten.)

Weitere Zusammenhänge zwischen M und P

Der Zusammenhang zwischen dem Verlauf der Messerkopfkraft P (Bild 9) und dem des Drehmomentes M (Bild 7) ist naturgemäß nicht so sinnfällig wie der Zusammenhang zwischen Messerkopfkraft (Bild 9) und Messerbeschleunigung (Bild 8). Wohl erkennt man, daß die Messerkopfkraft entsprechend den kinetischen Gesetzmäßigkeiten des Kurbeltriebes einer cosinusförmigen Grundschwingung je Doppelhub folgt, während das Drehmoment in der Kurbelwelle nach derselben Gesetzmäßigkeit in derselben Zeit nach zwei sinusförmigen Grundschwingungen verläuft. Ein unmittelbarer Vergleich zwischen diesen beiden Meßgrößen ist durch diese Verschiedenheit der Grundwellen erschwert. Dazu kommt, daß in den Drehmomentdiagrammen die Massenwirkungen der Schubstange (und auch der Schwungscheibe) mit enthalten sind.

Am besten läßt sich der Vergleich durchführen, wenn man aus der Messerkopfkraft während eines Doppelhubes (Bild 15) graphisch die entsprechende Radialkraft R_M und Tangentialkraft T_M (Bild 16 und 17) am Kurbelzapfen entwickelt und die Tangentialkraft T_M in das Moment $M_M = T_M \cdot r$ umwandelt (Bild 18). Vergleicht man nun den Verlauf dieses von der Messerkopfkraft P herrührenden Momentenanteils M_M mit dem entsprechenden gemessenen Gesamtdrehmoment M_{ges} in Bild 18, so erkennt man, daß einzelne der großen Amplituden des Gesamtmomentes M_{ges} in der

Bild 15: Die gemessene Messerkopfkraft P während einer Umdrehung; P_I die aus der Messermasse rechnerisch ermittelte Kraft am Messerkopf (siehe [5] Bild 6)

Bild 16 und 17: Aus der Messerkopfkraft P in Bild 15 ermittelte Radialkraft R_M und Tangentialkraft T_M am Kurbelzapfen. R_I und T_I die aus der Messermasse rechnerisch ermittelte Radial- und Tangentialkraft (siehe [5] Bild 11)

Bild 18: Das gemessene Gesamtdrehmoment M_{ges} an der Kurbelwelle im Vergleich mit dem aus der Tangentialkraft T_M in Bild 17 errechneten Momentenanteil $M_M = T_M \cdot r$; $M_I = T_I \cdot r$ der aus der Messermasse allein rechnerisch ermittelte Drehmomentanteil

Bild 19: Momentenanteil $M_S = M_{ges} - M_M$ nach Bild 18. Restmoment ohne den Einfluß der Messermasse und des Reibungswiderstandes der Messerführung. r ($T_{II} + T_{I'}^2$) der aus der Schubstangenmasse allein rechnerisch ermittelte Drehmomentanteil (siehe [5] Bild 12 und 13)

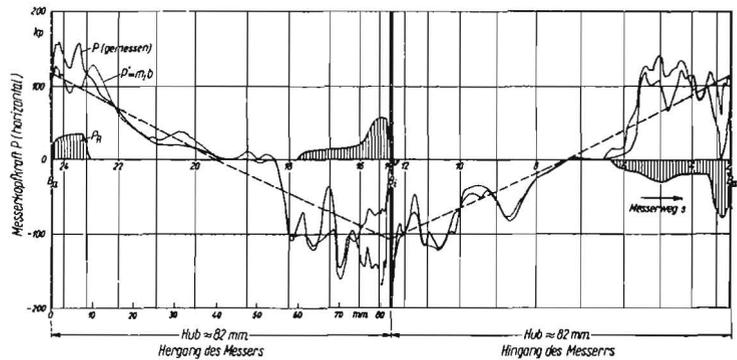


Bild 14: Reibungswiderstand P_R des Messers wie in Bild 12 und 13, nur sind die Werte über dem Messerweg s aufgetragen [11]. Die schraffierten Flächen entsprechen in diesem Bild der Reibungsarbeit

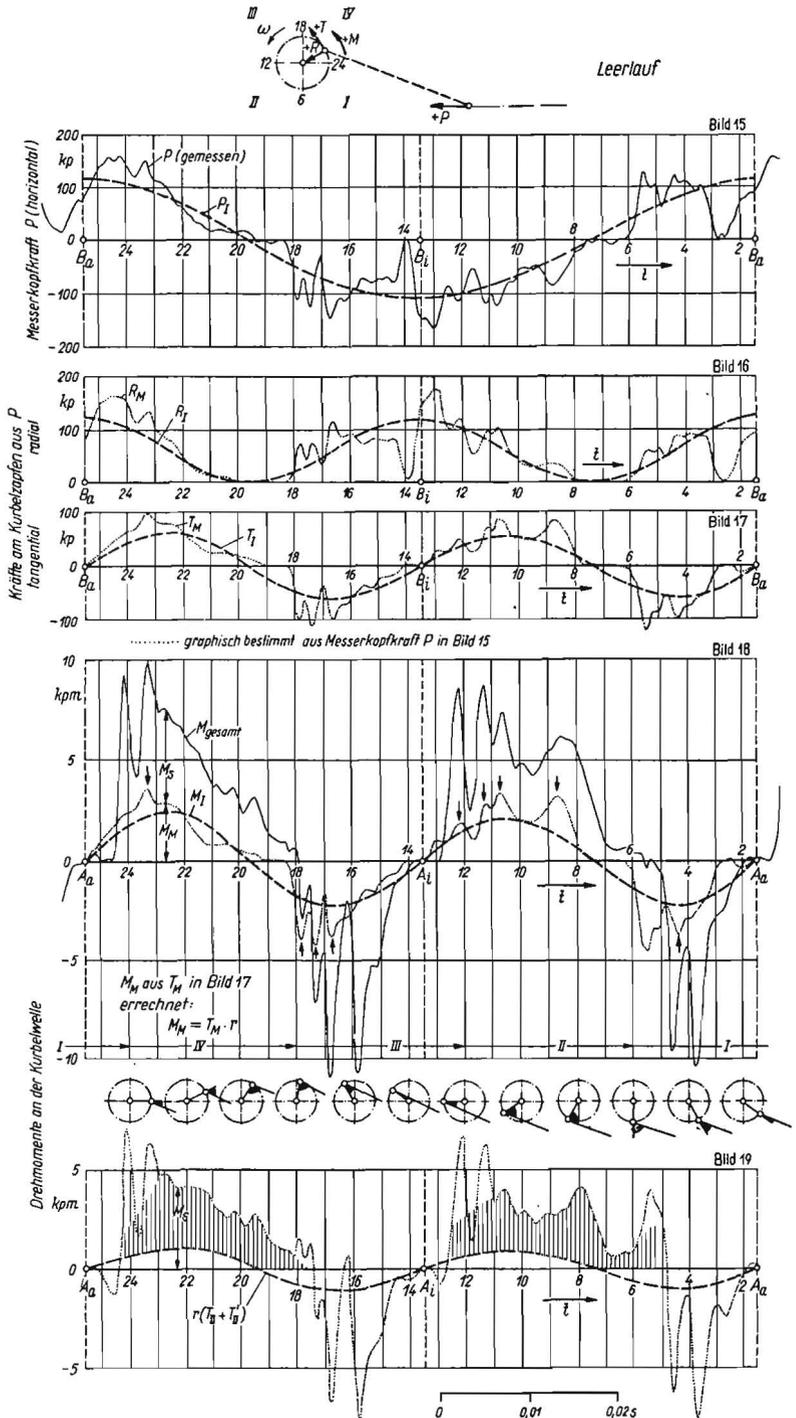


Bild 15 bis 19. Zusammenhänge zwischen dem Verlauf der Kraft P am Messerkopf und dem Drehmoment M an der Kurbelwelle im Leerlauf [11]

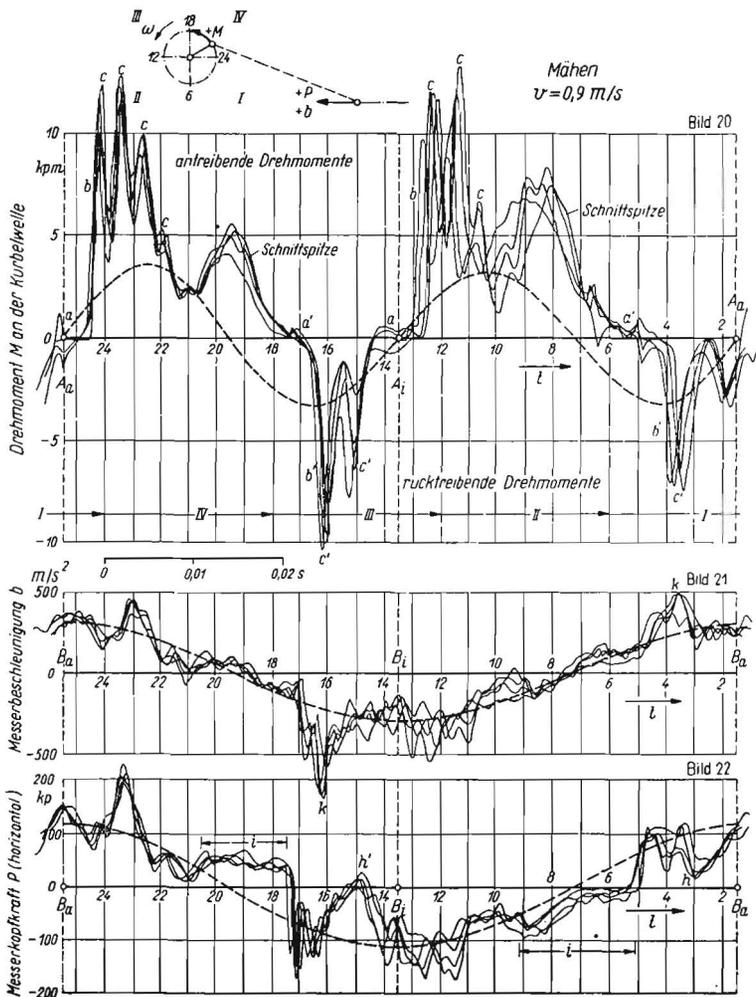


Bild 20 bis 22: Vier übereinandergezeichnete Abschnitte aus einem beim Mähren aufgenommenen Oszillogramm für eine Fahrgeschwindigkeit $v = 0,9 \text{ m/s}$ [11].

a bis h siehe Bild 7 bis 9
 i Schnittwiderstand
 k Beschleunigungsspitzen nach Überwindung des Schnittwiderstandes

M_M -Kurve mehr oder weniger deutlich wiederkehren (siehe Pfeile in Bild 18). Offenbar wird ein Teil der Oberschwingungen des Kurbelwellendrehmomentes, wenn auch nur schwach angedeutet, auf den Kraftverlauf am Messerkopf fortgepflanzt. Diese kurzzeitigen Geschwindigkeitsänderungen werden, kinematisch gesehen, um so besser übertragen, je größer der Winkel zwischen Kurbel und Schubstange ist (siehe die eingezeichneten Kurbelstellungen unter Bild 18).

Aus Bild 18 läßt sich weiter folgern, daß der Differenzbetrag M_S zwischen dem Gesamtmoment M_{ges} und dem der Messerkopfkraft entsprechenden Momentenanteil M_M auf die Einflüsse der Kurbelscheiben- und Schubstangenmassen sowie die Reibungswiderstände in den beiden Lagerungen der Schubstange und dem vorderen Kurbelwellenlager zurückzuführen ist. Zeichnet man diesen Momentenanteil M_S über der Zeit t in einem neuen Diagramm (Bild 19) auf und trägt in dieses Bild den aus der Massenwirkung der Schubstange rechnerisch ermittelten Momentenverlauf (gestrichelte Kurve) ein, so erkennt man, daß die Massenwirkung der Schubstange im Rahmen dieses Momentenanteils M_S verhältnismäßig gering ist. Der Verlauf der M_S -Kurve wird im wesentlichen durch die schraffierten Flächen der Reibungsarbeit und durch die Eigenschwingungen der Kurbelwelle bestimmt.

Ermittelt man durch Planimetrieren der Arbeitsflächen das mittlere Drehmoment und daraus den Leistungsaufwand $N_{PS} = \frac{1}{716} M_{kpm} \cdot n_{min}^{-1}$, so ergeben sich für den Leerlauf die Werte der Tafel 1.

Tafel 1: Leistungsaufnahme des Mähwerks im Leerlauf

	Leistungsaufnahme in PS für $n = 806 \text{ U/min}$		
	Messerkopfkraft $M_M \cdot n/716$	Kurbelstange + Kurbelwelle $M_S \cdot n/716$	gesamt
Positive Arbeitsflächen	1,05	1,75	2,80
Negative Arbeitsflächen	0,80	0,70	1,50
Effektive Leistungsaufnahme	0,25	1,05	1,30

Der Leerlaufleistungsbedarf von Kurbelwelle und Kurbelstange, der aus der Summe der Lagerreibungswiderstände resultiert, ist verhältnismäßig groß (etwa 1 PS). Da das vordere Kurbelwellenlager und das Kurbelzapfenlager als Wälzlager ausgebildet sind, wird das Kugelfopf-Gleitlager am unteren Schubstangene die Hauptanteile am Leistungsverbrauch im Leerlauf haben. Die kalottenförmig ausgebildeten beiden Bänder der Schubstange werden von Hand durch eine Verbindungsschraube angezogen und dadurch mehr oder weniger stark an die Kugelfläche des Messerkopfes federnd angedrückt, wodurch größere Unterschiede im Leistungsverbrauch möglich sind.

Schnittwiderstand beim Mähren

Die seitherigen Betrachtungen galten ausschließlich für das mit normaler Drehzahl leerlaufende Schneid-

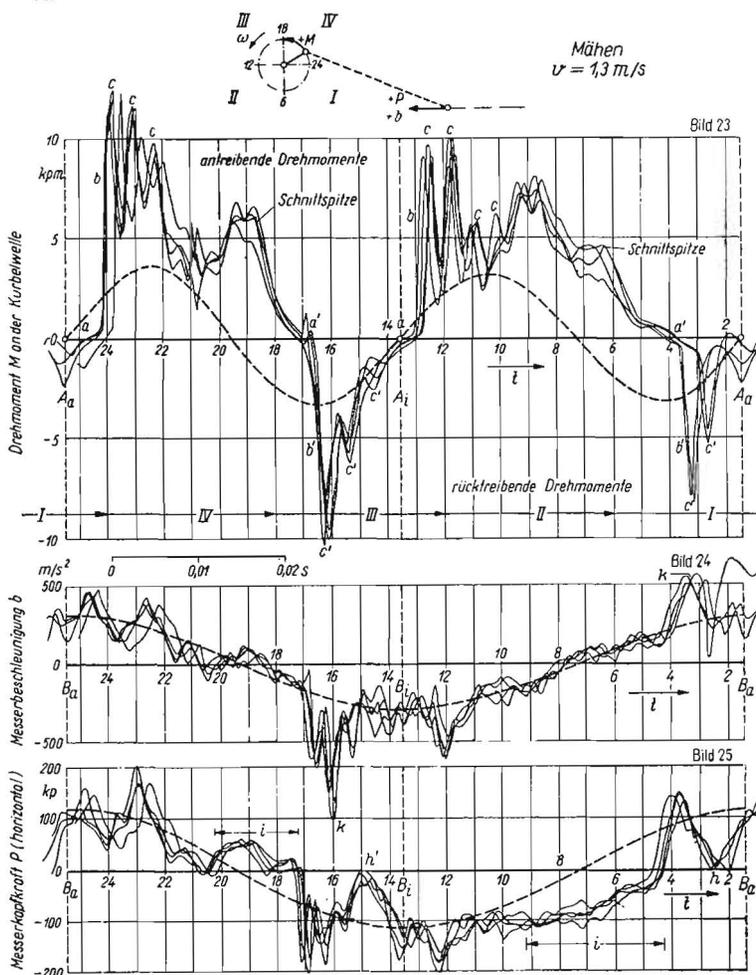


Bild 23 bis 25: Vier übereinandergezeichnete Abschnitte aus dem Oszillogramm beim Mähren in Bild 6 für eine Fahrgeschwindigkeit $v = 1,3 \text{ m/s}$ [11].

a bis k siehe Bild 20 bis 22

werk. Beim Mähen treten außer den Massenkräften und den Reibungswiderständen in den Lagerungen des Kurbeltriebes und Führungen des Mähmessers der Schnittwiderstand am Messer auf, der sich den beim Leerlauf gemessenen Kräften überlagert und eine erhöhte Leistungsaufnahme zur Folge hat. Um die Veränderung des Verlaufes der Meßgrößen beim Mähen gegenüber den beim Leerlauf des Mähwerkes zu erkennen, wurden wieder einzelne Abschnitte für eine volle Umdrehung, ausgerichtet nach der äußeren Totlage B_a des Messers, übereinandergezeichnet. In Bild 20 bis 22 ist dies für den Versuch bei einer Fahrgeschwindigkeit $v = 0,9 \text{ m/s}$ und in Bild 23 bis 25 bei $v = 1,3 \text{ m/s}$ geschehen. Wie auch schon frühere Versuche gezeigt haben [8], ist dabei der grundsätzliche Verlauf der Meßgrößen beim Mähen im Vergleich zu dem im Leerlauf sehr ähnlich. Es ist erstaunlich, wie gut sich bei diesem Mähwerk mit Zahnradantrieb auch beim Mähen die Kurvenzüge verschiedener Hubperioden bis in die Einzelheiten decken, was auf eine verhältnismäßig einfache Gesetzmäßigkeit, die streng periodisch an die jeweilige Messer- bzw. Kurbelstellung gebunden ist, schließen läßt. An keiner Stelle des Kurvenverlaufes ist ein willkürlicher, von außen kommender Einfluß zu erkennen.

Die in den Leerlaufdiagrammen gefundenen Ursachen für die periodisch wiederkehrenden Besonderheiten im Drehmoment- und Kraftverlauf sind auch in den Arbeitsdiagrammen (Bild 20 bis 25) beim Mähen wiederzufinden:

1. Die vier Nulldurchgänge a bzw. a' im Drehmomentverlauf; infolge des Schnittwiderstandes erfolgen die Nulldurchgänge a' in einer späteren Kurbellage als im Leerlauf. Dadurch verringert sich auch die Arbeitsfläche der rücktreibenden Drehmomente gegenüber dem Leerlauf (s. a. Tafel 2),
2. die Impulse b bzw. b' nach den Nulldurchgängen des Momentes beim Aufprallen der Zahnflanken,
3. die Eigenschwingungen der Kurbelwelle mit den Amplituden c bzw. c' .

In den b -Diagrammen (Bild 21 und 24) ist gegenüber dem Leerlauf während der Verzögerung des Messers kurz nach Überwinden des Schnittwiderstandes eine Beschleunigungsspitze k , die phasengleich mit einer Spitze c' der rücktreibenden Drehmomente ist.

Neu hinzugekommen sind die Schnittwiderstände im Drehmoment- und Kraftdiagramm.

Der Schnittwiderstand ist in den Drehmomentdiagrammen sowohl beim Hin- als auch beim Rückgang des Messers als Arbeitsfläche mit einer mehr oder weniger ausgeprägten Spitze kurz vor dem Nulldurchgang a' des Drehmomentes gut zu erkennen. Dies wird besonders deutlich, wenn man aus den Leerlaufdiagrammen (Bild 7 bis 9) und den Mähdiagrammen (Bild 23 bis 25) je eine kennzeichnende, gleichzeitig aufgenommene Kurvenschar M , b , P auswählt und in Bild 26 bis 28 übereinanderzeichnet. Die schraffierten Flächen zwischen den Leerlauf- und Arbeitsdiagrammen kennzeichnen die Größe und den Zeitpunkt des Schnittwiderstandes. Der Schnittwiderstand überlagert sich den Leerlaufdiagrammen an einer Stelle, wo sowohl die Kraft P als auch das Drehmoment M klein bzw. infolge der Massenwirkungen des Messers rücktreibend sind, so daß durch den Schnittwiderstand — belastungsmäßig gesehen — keine entscheidenden Werte auftreten. Die Mähversuche wurden in einem mittelmäßig dichten Grasbestand durchgeführt; in einem sehr dichten Grasbestand wird der Schnittwiderstand eine größere Rolle spielen, besonders dann, wenn es gelingt, die Stoßkräfte infolge des Zahnradspieles im Kraftfluß auszuschalten (s. nachstehenden Abschnitt).

In Bild 29 ist die Summe der am Messerkopf wirkenden Reibungs- und Schnittwiderstände unter Eliminierung der aus der Messerbeschleunigung errechneten Massenkräfte des Messers über dem Messerweg aufgetragen. Man erkennt die wesentlich größere Arbeitsfläche beim Mähen (senkrecht schraffiert) gegenüber

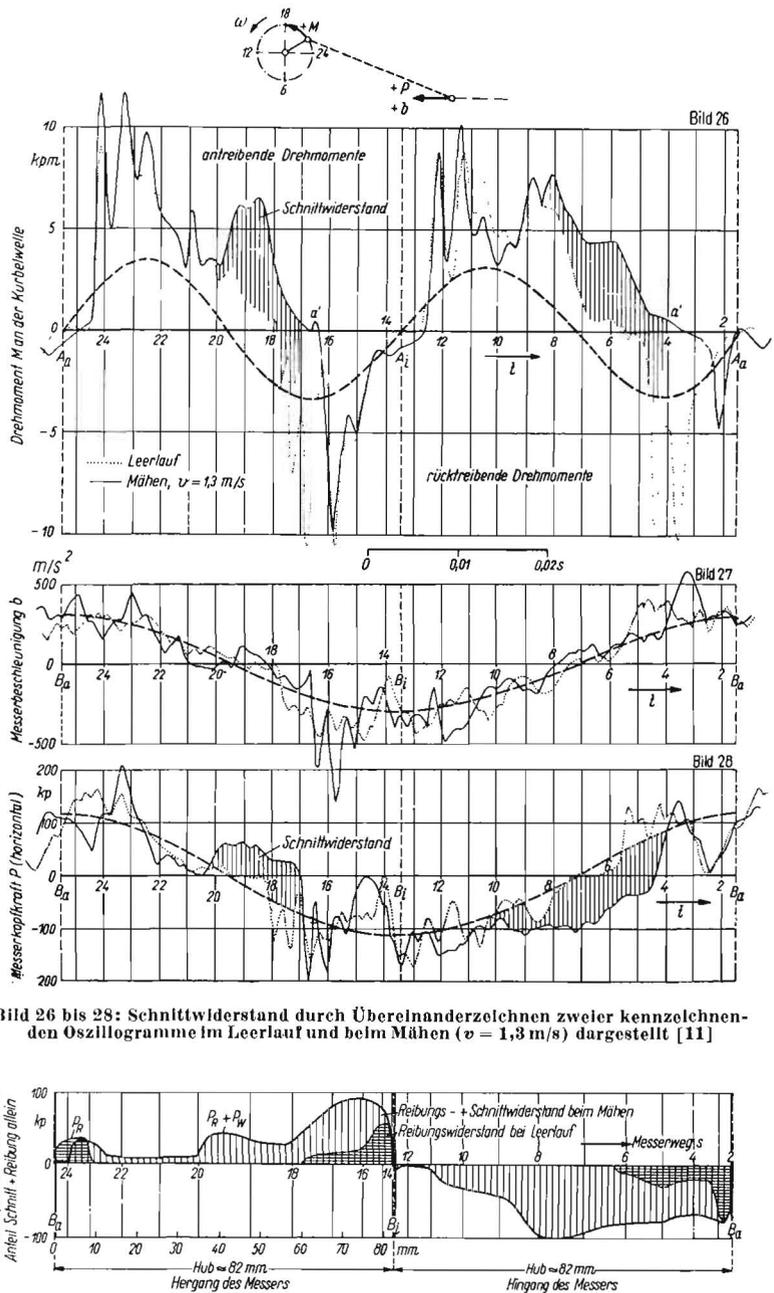


Bild 26 bis 28: Schnittwiderstand durch Übereinanderzeichnen zweier kennzeichnenden Oszillogramme im Leerlauf und beim Mähen ($v = 1,3 \text{ m/s}$) dargestellt [11]

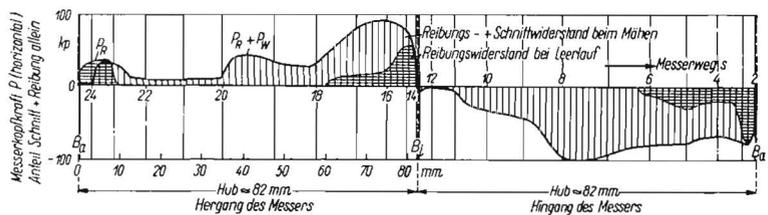


Bild 29: Reibungswiderstand P_R und Schnittwiderstand P_W am Messerkopf als Differenz aus der gemessenen Messerkopfkraft P beim Mähen (Bild 25) und aus der gemessenen Messerbeschleunigung b (Bild 24) errechneten Massenkräfte ($P = m_l b$) des Messers, über dem Messerweg s aufgetragen.

Zum Vergleich ist der Verlauf des Reibungswiderstandes bei Leerlauf nach Bild 14 eingezeichnet

dem Reibungswiderstand bei Leerlauf (querschraffiert) des Mähwerkes.

Einfluß eines elastischen Zwischengliedes

Würde es durch konstruktive Maßnahmen gelingen, die hohen Impulse b , die durch das Zahnradspiel ausgelöst werden, zu vermeiden, dann würde der Schnittwiderstand zusammen mit den anderen Widerständen in den Vordergrund treten und zur entscheidenden Belastung des Mähwerkes werden.

Einen Fingerzeig in dieser Richtung können die Versuche von THEIL mit einem Mähwerk, dessen Kurbelwelle ein (elastischer) Keilriementrieb vorgeschaltet war, geben. Die Impulse b bzw. b' , die für das Zahnradgetriebene Mähwerk charakteristisch sind, treten im Drehmoment an der Kurbelwelle des keilriemengetriebenen Mähwerkes nicht oder doch neben den Schnittspitzen kaum in Erscheinung ([2] S. 127, Bild 16). Die maximalen Drehmomente an der Kurbelwelle eines entsprechenden keilriemengetriebenen Mähwerkes, die im Augenblick des Schnittes auftreten, betragen

nur 5 kpm gegenüber 12 kpm bei dem in der vorliegenden Arbeit untersuchten zahnradgetriebenen Mähwerk.

Bei diesem Vergleich muß darauf hingewiesen werden, daß bei sonst gleichen Daten der beiden Mähwerke das keilriemengetriebene Mähwerk mit höherer Drehzahl lief ($n = 1150$ gegenüber $n = 800$ des zahnradgetriebenen). Bei gleicher Drehzahl würde also der Unterschied der maximalen Drehmomente zwischen keilriemen- und zahnradgetriebenem Mähwerk noch größer, das heißt günstiger sein. Dagegen muß aber beachtet werden, daß das Massenträgheitsmoment der Kurbelscheibe des keilriemengetriebenen Mähwerkes größer war (300 gegenüber 96 kgcm² bei dem zahnradgetriebenen Mähwerk). Die ausgleichende Wirkung der größeren Kurbelscheibe läßt daher die verhältnismäßig kleinen maximalen Drehmomente an der Kurbelwelle des keilriemengetriebenen Mähwerkes bei dem Vergleich etwas zu günstig erscheinen.

Auf jeden Fall bleibt aber die Tatsache bestehen, daß beim keilriemengetriebenen Mähwerk die hohen Impulse b nicht in Erscheinung treten. Eine ähnliche Wirkung müßte man durch Einbau eines richtig abgestimmten elastischen Zwischengliedes (Schwingmetall) zwischen Zahnrad, Kupplung und Kurbelwelle eines zahnradgetriebenen Mähwerkes erreichen können.

Festigkeit der Kurbelwelle

Einleitend wurde gesagt, daß die hohen Betriebsbelastungen des Schleppermähwerkes der Anlaß für die Messungen des Kraftflusses in den Mähwerksgetrieben waren. Bis hierher wurde dargelegt, daß die entscheidenden Belastungen der Kurbelwelle, des Zahnrades und von Nut und Feder der Kupplung des untersuchten Mähwerkes die periodischen Maxima nach den stoßartig ansteigenden Drehmomenten infolge des Zahnradspieles sind. Zuletzt wurde angedeutet, wie man diese Spitzenbelastungen vermeiden oder doch stark herabsetzen kann.

In einer Festigkeitsrechnung kann nun die Frage beantwortet werden, wieweit die ausgeführte Kurbelwelle den gemessenen Belastungen gewachsen ist. Es wird nach den Regeln der Festigkeitslehre aus der gegebenen Nennlast die „Nennspannung“ an den gefährdeten Stellen der Kurbelwelle errechnet und mit der „zulässigen Spannung“ verglichen [10]. Dazu ist zu bemerken, daß sich die wirklichen Betriebsspannungen im Gegensatz zu der errechneten Nennspannung mit dem zeitlichen Verlauf der Belastung (siehe die aufgenommenen Oszillogramme) fortwährend ändern. Außerdem kann die Spannungsverteilung von der bei der Festigkeitsrechnung angenommenen Verteilung örtlich mehr oder weniger stark abweichen. Trotzdem wird auch heute noch bei der Festigkeitsrechnung zweckmäßigerweise von der erwähnten „Nennspannung“ ausgegangen und die jeweiligen Spannungsunterschiede durch eine entsprechende Änderung der „zulässigen Spannung“ berücksichtigt.

Als Nennlast werden die periodisch auftretenden Impulse b im Drehmomentverlauf der Kurbelwelle mit den Maxima c (Bild 7, 20 und 23) angesetzt. Da diese Maxima bei jeder Kurbelwellenumdrehung je 2 Mal im Wechsel von positiven zu negativen Werten auftreten, ist der Belastungsfall für Schwingungsfestigkeit gegeben. Bei einer Drehzahl von $n = 800$ erhält man $9,6 \cdot 10^6$ Lastwechsel je 100 Betriebsstunden; damit muß bei der Festlegung der zulässigen Spannung nicht die Zeitfestigkeit, sondern die Dauerfestigkeit in Ansatz kommen.

Die Kurbelwelle wird durch das (gemessene) Drehmoment auf Verdrehung und durch den Zahndruck und die Kraft am Kurbelzapfen auf Biegung beansprucht. Die größte Drehspannung ist

$$\tau_t = M_t / W_t, \quad (9)$$

wenn M_t das Drehmoment und $W_t = \pi d^3 / 16$ das Widerstandsmoment gegen Drehung in cm³ für den Kreisquerschnitt ist.

Die Welle wird ferner im Augenblick der Drehmomentmaxima durch den am Umfang des Zahnrades angreifenden Zahndruck und die Kraft am Kurbelzapfen auf Biegung beansprucht. Dabei ist wegen der Kerbempfindlichkeit der Wellenabsatz bei A (Bild 2) mit dem kleinen Ausrundungshalbmesser der gefährdete Querschnitt der Welle. Wirkt in diesem Querschnitt das aus

Zahndruck und Kurbelzapfenkraft resultierende Biegemoment M_b , so ist die größte Biegespannung

$$\sigma_b = M_b / W_b, \quad (10)$$

wobei $W_b = \pi d^3 / 32$ das Widerstandsmoment bei Biegung in cm³ für den Kreisquerschnitt ist.

Nun berechnet man aus der Drehspannung τ_t und der Biegespannung σ_b die Vergleichsspannung σ_v und prüft nach, ob diese über der zulässigen Biegespannung $\sigma_{b\text{zul}}$ bleibt:

$$\sigma_v = \sqrt{\sigma_b^2 + (a \cdot \tau_t)^2} \leq \sigma_{b\text{zul}}, \quad (11)$$

worin $a = \sigma_{\text{zul}} / \tau_{\text{zul}} = 1,7$ ist.

Rechnet man für den Querschnitt A der ausgeführten Kurbelwelle die Vergleichsspannung (Nennspannung) für ein $M_t = \pm 12$ kpm aus, so erhält man

$$\sigma_v \approx 4,1 \text{ kp/mm}^2 \leq \sigma_{b\text{zul}}.$$

Bei der zulässigen Spannung

$$\sigma_{b\text{zul}} = \frac{\text{Nutzfestigkeit } \sigma_N}{\text{Nutzsicherheit } S_N} \quad (12)$$

wird ein bestimmter Faktor für die Sicherheit gegen Überschreiten der Nutzfestigkeit berücksichtigt, der je nach Unfallgefahr, Umfang der Betriebsstörung, Wirtschaftlichkeit u. ä. verschieden groß ist. Für eine Mähwerkskurbelwelle erscheint eine Nutzsicherheit von $S_N = 1,5$ angemessen zu sein.

Die Nutzfestigkeit σ_N (hier Biegewechselfestigkeit σ_{bW}) läßt sich für einen Stahl mit einer Zugfestigkeit¹⁴⁾ von $\sigma_B = 70$ kp/mm² mit Hilfe von Versuchswerten von LEHR und THUM ([10] S. 56) für einen Wellendurchmesser von $d = 35$ mm, für die Kerbwirkung des Wellenabsatzes $D/d = 44/35 = 1,25$ und die Ausrundung $r/d = 2,5/35 = 0,05$ (Querschnitt A) bestimmen zu

$$\sigma_{bN} = 14 \text{ kp/mm}^2.$$

Damit ergibt sich die zulässige Spannung

$$\sigma_{b\text{zul}} = \frac{\sigma_{bN}}{S_N} = \frac{14}{1,5} = 9,3 \text{ kp/mm}^2.$$

Sie ist mehr als doppelt so groß wie die oben errechnete Nennspannung $\sigma_v = 4,1$ kp/mm². Die wirkliche Nutzsicherheit ist also

$$S_N = \frac{\sigma_{bN}}{\sigma_v} = \frac{14}{4,1} = 3,5,$$

d. h. in diesem Querschnitt sind Dauerbrüche infolge der Wechselbelastung auf Biegung und Drehung nicht zu erwarten.

Bei einzelnen Störbeanspruchungen, z. B. infolge Verstopfens des Mähwerkes, ist der zulässigen Spannung die statische Fließgrenze σ_F zugrunde zulegen:

$$\sigma_{F\text{zul}} = \frac{\sigma_{FN}}{S_N} = \frac{35}{1,5} = 23 \text{ kp/mm}^2.$$

Die Kerbwirkung braucht in diesem Fall nicht berücksichtigt zu werden. Man erkennt, daß bei Störbelastungen die Vergleichsspannung σ_v wesentlich größer sein kann als bei der Wechselbelastung im vorhergehenden Belastungsfall. Zudem hat man es durch Einstellen der Sicherheitskupplung in der Hand, die Nennlast nach oben hin zu begrenzen.

Leistungsaufnahme des Mähwerkes

Für die Leistungsaufnahme beim Mähen erhält man (durch Planimetrieren der entsprechenden Arbeitsflächen in den Drehmomentdiagrammen) die in Tafel 2 angegebenen Werte.

In Bild 30 ist die Leistungsaufnahme des Mähwerkes (einschließlich Kurbeltrieb) in Abhängigkeit von der Fahrgeschwindigkeit dargestellt. Da die Flächen-

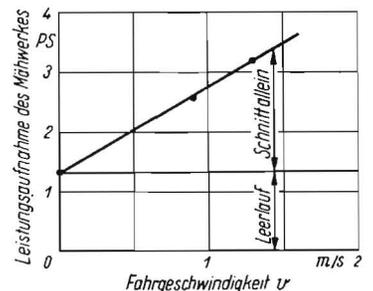


Bild 30: Leistungsaufnahme des Mähwerkes einschl. Kurbeltrieb in Abhängigkeit von der Fahrgeschwindigkeit

¹⁴⁾ Die Zugfestigkeit des Werkstoffes der ausgeführten Welle wurde aus der Härte HV 30 = 210 kp/mm² zu $\sigma_B = 72$ kp/mm² ermittelt.

Tafel 2: Leistungsaufnahme des Mähwerkes beim Mähen

	Leistungsaufnahme in PS		
	Leerlauf (Bild 7) $n = 806$ $v = 0$	Mähen	
	(Bild 20) $n = 804$ $v = 0,9$	(Bild 23) $n = 810$ U/min $v = 1,3$ m/s	
Positive Arbeitsflächen	2,80	3,25	3,80
Negative Arbeitsflächen (Blindleistung)	1,50	0,70	0,65
Effektive Leistungsaufnahme Schnittleistung allein	1,30	2,55	3,15
	—	1,25	1,85

leistung des Mähwerkes (in m² gemähter Fläche je Zeiteinheit) mit der Fahrgeschwindigkeit verhältnisgleich ist, so kann man mit einigem Vorbehalt diesem Bild entnehmen, daß die Leistungsaufnahme für das Schneiden allein proportional der Fahrgeschwindigkeit und damit der Flächenleistung des Mähwerkes ist.

Schlußbetrachtung

Der gemessene Kraftfluß in dem Getriebe eines Zahnradgetriebenen Mähwerkes zeigt einige unerwartete Maxima, die sich aus den üblichen Vorstellungen über die Massenkräfte am Schubkurbelgetriebe, dem Reibungswiderstand in den Lagerungen und dem Schnittwiderstand beim Mähen nicht herleiten lassen. Beim Richtungswechsel von positiven zu negativen Antriebsdrehmomenten (und umgekehrt), der durch die Bewegungsverhältnisse des Schubkurbelgetriebes viermal während einer Kurbelwellenumdrehung gegeben ist, treten Kraftstöße (Impulse) im Drehmomentverlauf auf, die etwa den doppelten Betrag der „normalen“ Betriebsmaxima erreichen. Es wurde nachgewiesen, daß diese Impulse nach Durchleiten des Zahnradspiels beim Aufprallen der Zähne ausgelöst werden. Anschließende Eigenschwingungen der Kurbelwelle mit Amplituden von derselben Größenordnung sind die Folge.

Nachdem die Ursachen dieser besonderen Beanspruchungen Zahnradgetriebener Mähwerksantriebe bekannt sind, ließen sich durch entsprechende konstruktive Maßnahmen (elastische Zwischenglieder, Vorspannen paarweise angeordneter Zahnräder u. dgl.) die dynamischen Auswirkungen von Spiel und Eigenschwingungen in dem stark oszillierenden Drehmomentverlauf eines Schubkurbelgetriebes mindestens auf die Größe der „normalen“ Betriebskräfte vermindern oder gar ganz vermeiden. Dies wird um so notwendiger sein, je mehr man an die obere Grenze der üblichen Kurbelwellendrehzahlen (800 bis 1200 U/min) herangeht, denn auch die Impulse werden wie die normalen, durch die Kinematik des Schubkurbelgetriebes bedingten Massenkräfte im Quadrat der Betriebsdrehzahl steigen. Durch systematische Versuche müßte der Erfolg einer solchen an die Ursachen des gemessenen Kraftverlaufes herangehenden Untersuchung unterbaut werden. Die Thielschen Oszillogramme und deren Interpretation mögen aber auch zeigen, wie vorsichtig man bei Schlußfolgerungen aus theoretisch ermittelten Massenwirkungen bei oszillierenden Getrieben unter vereinfachenden Annahmen, wie konstanter Abtriebsgeschwindigkeit, reibungslosem Lauf, spielfreier Lagerung u. ä., sein muß.

Schrifttum

- [1] RASSPE, GÜNTHER: Untersuchungen an Schleppermähwerken. Diss. T. H. Stuttgart 1955 (mit Anhang)
- [2] THIEL, ROMAN: Kräfte im Schubkurbelgetriebe von Schleppermähwerken. In: 15. Konstrukteurheft. Düsseldorf: VDI-Verlag. 1958. S. 96—142 (Grundlagen d. Landtechn. Heft 10)
- [3] THIEL, ROMAN: Kräfte und Drehmomente im Schleppermähwerk mit Zahnradantrieb. In: 15. Konstrukteurheft. Düsseldorf: VDI-Verlag. 1958. S. 109—121 (Grundlagen d. Landtechn. Heft 10)
- [4] THIEL, ROMAN: Messen dynamischer Vorgänge in Getrieben. VDI-Z. 99 (1957) Nr. 6, S. 234
- [5] STROPPEL, THEODOR: Analytische Betrachtung der Massenwirkungen in einem Schleppermähwerk. Landtechn. Forsch. 8 (1958) H. 5, S. 117—127
- [6] LEHR, ERNST: Schwingungstechnik Bd. I: Grundlagen. Die Eigenschwingungen eingliedriger Systeme. Berlin 1930

- [7] GERLACH, ALBRECHT: Über die Kräfte in Zahnradgetrieben von Schleppern. In: 13. Konstrukteurheft. Düsseldorf: VDI-Verlag. 1956. S. 109 (Grundlagen der Landtechnik Heft 7)
- [8] 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]
- [9] WESTPHAL, WILHELM H.: Physik. Springer-Verlag Berlin 1956. S. 38.
- [10] NIEMANN, GUSTAV: Maschinenelemente. Entwerfen, Berechnen und Gestalten im Maschinenbau. Bd. I: Grundlagen, Verbindungen, Lager, Wellen und Zubehör. Springer-Verlag Berlin-Göttingen-Heidelberg 1950. S. 37 bis 61 und 268 ff.
- [11] Darstellung des Verfassers nach Oszillogrammen von R. THIEL [3]
- [12] FLEGLER, EUGEN: Einheiten und Einheitensysteme. Bericht über Empfehlungen des Wissenschaftlichen Beirates des VDI. VDI-Z. 100 (1958) Nr. 23, S. 1100—1102
GRIGULL, U.: Neuere Entwicklungen auf dem Gebiet der Maßsysteme. Chemie-Ing.-Techn. 31 (1959) Nr. 4, S. 268—271
HANKE, WILLI: Das internationale System der Maßeinheiten. Landtechn. Forsch. 9 (1959) H. 1, S. 27

Résumé

Theodor Stoppel: "On the Interrelationship of the Stresses in the Mechanism of a Tractor-drawn Field Mower."

The stresses in the crankshaft of a tractor-drawn field mower powered from the power take-off of the tractor also include sudden increases (impulses). It was shown that these impulses are caused by the normal slight backlash in the gearwheels. The impulses create a natural slight frequency in the crankshaft, which, in turn, increase the stresses set up therein. These dynamic loads on the moving parts of the mechanism are greater than the normal loads due to internal friction and cutting resistance. This is particularly true when the operating speed is increased from 800 to 1200 r.p.m. The dynamic stresses can be reduced by the adoption of certain features in the design, i. e., interposing an elastic intermediate member. When investigating the limiting stresses in the crankshaft it will be found that the life of the shaft will be influenced by the design of the cross-section.

Theodor Stoppel: «A propos des règles fixes concernant la transmission de la force dans le mécanisme d'entraînement d'une barre de coupe incorporée au tracteur.»

Des pointes périodiques importantes de force impulsions surviennent dans la transmission de la force dans le vilebrequin d'une barre de coupe qui est directement entraînée par la boîte de vitesses du tracteur. L'auteur montre que les causes de ces impulsions doivent être recherchées dans le jeu normalement réduit des engrenages. Ces impulsions excitent des vibrations propres du vilebrequin qui représentent une charge supplémentaire. Ces charges dynamiques de la commande de la barre de coupe sont plus importantes que les charges «normales» de travail provenant du frottement et de la résistance à la coupe, en particulier, si le nombre de tours est porté de 800 l/min à 1200 l/min. On peut réduire les charges dynamiques par des mesures constructives appropriées comme par exemple par l'intercalation d'un élément intermédiaire élastique. A la suite d'essais de la résistance dans le temps du vilebrequin, l'auteur a étudié l'influence d'un dessin approprié du vilebrequin sur sa durée de vie.

Theodor Stoppel: «De la regularidad del flujo de fuerza en el engranaje de una cosechadora para montaje en un tractor.»

En el flujo de fuerza del cigüeñal de una cosechadora remolcada por un tractor se presentan impulsos periódicos considerables. Se demuestra que la causa de estos impulsos consiste en el juego entre los engranajes, normalmente muy pequeño. Estos impulsos excitan las oscilaciones propias del cigüeñal que deben considerarse como carga adicional del cigüeñal. Estas solicitaciones dinámicas de la impulsión del mecanismo son más elevadas que los esfuerzos normales de servicio por resistencias de roce y del corte, principalmente cuando se aumenta el número de revoluciones de 800 a 1200 r.p.m. — Estas solicitaciones dinámicas pueden reducirse con medios constructivos, p.e. intercalando una unión elástica. En una comprobación de la resistencia permanente del cigüeñal se trata de las influencias en la duración que ejerce la configuración.