

# Landtechnische Forschung

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

Heft 2/1958

MÜNCHEN

8. JAHRGANG

Professor Dr.-Ing. K. Marks:

## Hydraulische Mähantriebe

*Institut für Landmaschinen der TU Berlin*

Mit dem Vordringen der Hydraulik im Ackerschlepperbau mehren sich die Vorschläge, auch das Mähwerk hydraulisch anzutreiben. Einige Konstruktionen sind auch bereits praktisch ausgeführt worden. Ganz allgemein hat der nicht-mechanische Messerantrieb verschiedene Vorzüge. Man könnte daher auch an pneumatische oder elektrische Antriebe denken. Druckluft hat aber den Nachteil, wegen der geringen Drücke große Querschnitte und Volumina zu benötigen; er wird sich daher wohl ebenso wenig durchsetzen wie beim Kraftheber. Allerdings kann die Zusammendrückbarkeit, die beim Kraftheber im allgemeinen unerwünscht ist, bei Schwingantrieben von Vorteil sein; weiter ist die Möglichkeit, mit einer Leitung auszukommen, hier besonders willkommen. Der Preßluftantrieb hat sich bei den mannigfaltigsten schwingenden und drehenden Hand-Werkzeugen seit langem bewährt. Entschließt man sich daher zu einer zweiten, von der Schlepperhydraulik unabhängigen Kraftanlage, so hat der pneumatische Mähantrieb doch ebenfalls gewisse Aussichten. Hingegen scheidet der elektrische mindestens so lange aus, als es keine diesel-elektrischen Schlepper gibt, denn die Kapazität der Batterie reicht keinesfalls aus, und selbst wenn die erste Voraussetzung erfüllt sein sollte, steht das hohe Leistungsgewicht eines Elektromotors seiner Verwendung als Mähantrieb entgegen. Bei diesem kommt es entscheidend darauf an, kleine, leichte Motoren zu verwenden, welche, am Mähbalken selbst angebracht, dessen Kipp- und Hubbewegungen mitmachen können. In bezug auf das Leistungsgewicht steht der mit hohen Drücken arbeitende hydraulische Antrieb unerreichbar da.

Welche Gründe sprechen nun überhaupt für einen nicht-mechanischen Antrieb? Ausschlaggebend ist der eben genannte: Das Messer soll möglichst in allen Winkelstellungen des Mähbalkens arbeiten können, und diese Aufgabe ist mit mechanischen Antrieben nicht so elegant zu lösen wie mit einem Sonderantrieb, der nur Schläuche als Zuleitungen benötigt. Keine Rücksicht auf Schränkung des Kurbelstangenantriebs, zum Beispiel bei Ausrüstung des Schleppers mit Rädern verschiedenen Durchmessers, keine Einschränkung der Bodenfreiheit sind weitere Gründe. Willkommen ist ferner die Verkleinerung der schwingenden Massen infolge Fortfalls der Kurbelstange auf etwa die Hälfte und ihre Auswirkung auf die Laufruhe. Ein wunder Punkt beim mechanischen Antrieb, insbesondere bei hoher Messerfrequenz, ist der Überlastungsschutz. Er ist hydraulisch einfacher und zuverlässiger zu gestalten als mechanisch. Schließlich zeichnet sich auch die Möglichkeit ab, mit geringerem technischen Aufwand und deshalb mit einem niedrigeren Preis auszukommen, wenn man die normale Hydraulikpumpe benutzt, auf den mechanischen Antrieb ganz verzichtet und den hydraulischen Schwingantrieb aufs äußerste vereinfacht. Schließlich ist der hydraulische Mähantrieb unerlässlich bei Schleppern mit vollhydraulischem Antrieb, wie sie geplant und auch schon versuchsweise gebaut wurden.

Gegenstand der Betrachtung sollen nur die üblichen Mähwerke mit geradlinig schwingendem Messer sein. Sonderkonstruktionen, wie zwei gegenläufige Messer oder rotierende Schneidwerke, werden nicht untersucht. Der Hub beträgt normal 76 bis 80, in Einzelfällen 105 mm, die Frequenz 700 bis 1100 je Minute. Die Messergewichte bewegen sich zwischen 3 und 5 kg ( $4\frac{1}{2}$  und 7 Fuß Schnittbreite). Die am Messer auftretenden Kräfte sind, wie man erfahrungsgemäß und auf Grund von Messungen weiß, größtenteils Massenkkräfte [5, 8 u. 10]. Die Reibungs- und Schnittkräfte treten demgegenüber in den Hintergrund, jedoch gilt das nur, solange keine Verstopfungen sich anbahnen oder auftreten. Vor allem addieren sich im allgemeinen die Spitzenwerte der Massen- und Schnittkräfte nicht. Da die Massenkkräfte mit dem Quadrat der Frequenz wachsen und die Tendenz dahin geht, mit immer höherer Frequenz zu fahren — um auch bei größerer Fahrgeschwindigkeit einen sauberen Schnitt zu erzielen — wurde die Verwendung von Messern geringeren Gewichts diskutiert. Möglichkeiten hierzu sind vorhanden, ich habe darauf früher bereits einmal hingewiesen [6]. Neuerdings sollen in der UdSSR Mähmesserklängen mit Ausparungen zwecks Materialersparnis verwendet werden [11]. Diese Dinge spielen vor allem bei reinen Schwingantrieben ohne Arbeitsspeicher eine Rolle.

Hydraulische Mähantriebe haben zahlreiche Patente zum Gegenstand. Einen Schwingantrieb zeigte im Jahre 1955 auf der DLG-Ausstellung in München die Firma Gutbrod. Auf der Ausstellung in Hannover im Jahre 1956 waren zwei Mähantriebe zu sehen, die einen Olmotor in Trommelbauart der Firma Bosch verwendeten. Im Institut für Landmaschinen der Technischen Universität Berlin wurden mehrere hydraulische Schwingantriebe entwickelt. Die mit ihnen auf dem Prüfstand und der Wiese in mehrjährigen Versuchen gemachten Erfahrungen bilden im wesentlichen die Unterlagen für die nachfolgenden Ausführungen.

### Schwingantriebe mit besonderer Pumpe

Schwingantriebe erscheinen deswegen für eine Entwicklung besonders aussichtsreich, weil sie den Umweg über eine Drehbewegung vermeiden, die in der Regel einen mehrzylindrigen Kolbenmotor voraussetzt. Der Kolbenmotor ist fertigungstechnisch einfacher als der Drehflügelmotor und hat einen wesentlich besseren Wirkungsgrad als die Zahnradpumpe, wenn sie als Motor laufen soll. Nachteilig ist nur, daß er zur Erzielung einer gleichmäßigen Drehbewegung mit mehreren, meist fünf oder sieben Zylindern ausgeführt zu werden pflegt. Demgegenüber benötigt der Schwingantrieb nur einen doppeltwirkenden Zylinder. Man hat auch schon daran gedacht, auf die Doppelwirkung zu verzichten und statt dessen eine Rückholfeder vorzusehen (Abb. 1), jedoch hat diese Ausführung neben anderen den entscheidenden Nachteil, daß die Feder so stark wie der höchste zu erwartende Widerstand bemessen werden muß

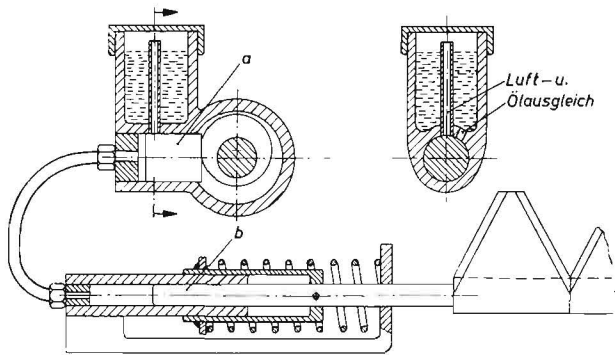


Abb. 1: Schwingtrieb mit einfachwirkendem Kolben und Rückholfeder  
a) Pumpenkolben  
b) Arbeitskolben

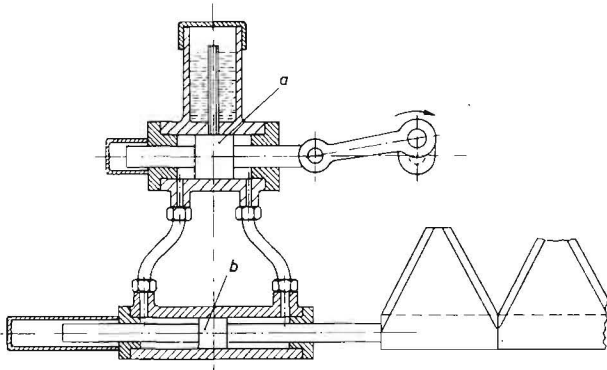


Abb. 2: Schwingtrieb mit doppeltwirkender Kolbenpumpe (hydraulisches Gestänge)  
a) Pumpenkolben  
b) Arbeitskolben

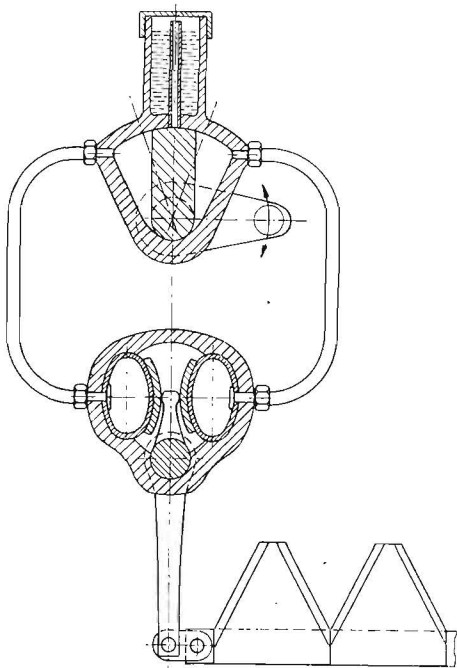


Abb. 3: Schwingtrieb mit Flügelpumpe und Membranmotor

und die Pumpe immer gegen diesen Druck zu fördern hat. Aussichtsreich ist deshalb nur der doppeltwirkende Antrieb. Einen Schwingmotor mit zugeordneter Pumpe kann man als hydraulisches Gestänge bezeichnen (Abb. 2). Die Ausführung mit besonderer Pumpe erfordert den Mehraufwand eben dieser Pumpe einschließlich des zugehörigen Antriebs, ist aber im übrigen einfacher zu lösen. Es genügt ein Kolben (bzw. Flügel oder Membran), da ja pulsierender Ölstrom erzeugt wird, es erübrigen sich Umsteuerrichtungen; Motor und Pumpe können einander weitgehend

gleichem oder sogar identisch sein. Betrieblich ist die Unabhängigkeit von anderen Verbrauchern ein Vorteil. Was die Pumpen und Motoren anbelangt, so spricht für die Kolbenpumpe die einfache und genaue Herstellungsmöglichkeit. Bei der doppeltwirkenden Bauart brauchen beide Kolbenseiten nicht unbedingt gleiche Hubvolumina zu haben, es müssen nur die entsprechenden Kolbenflächen von Pumpe und Motor gleich sein. Dies bedeutet eine gewisse konstruktive Vereinfachung. Schwierigkeiten bietet der Ersatz von Lecköl; man wird kaum ohne eine dritte Leitung auskommen. Allerdings gibt es auch die Möglichkeit, das Lecköl über Rückschlagventile in die jeweils als Rückleitung arbeitende Leitung zu speisen.

Flügelpumpen sind schwerer zu fertigen und dicht zu halten und erfordern größere Abmessungen, da sie sich nicht für so hohe Drücke bauen lassen wie Kolbenpumpen. Günstig ist ihre gedrängte Bauart, die Fördervolumen-Symmetrie, die einfache Abdichtung der Drehschwingungen ausführenden Welle. Für Leckölersatz muß ebenfalls gesorgt werden.

Membran- und Wellrohrpumpen haben den Vorteil absoluter Dichtheit, es brauchen keine Vorkehrungen für den Ersatz von Lecköl getroffen zu werden, die Gefahr der Abnutzung durch Staub usw. entfällt. Sie lassen sich aber nur für kleine Hübe bauen und benötigen große äußere Übersetzungen. In bezug auf die möglichen Drücke (und damit Verringerung der Abmessungen) stehen sie nach den Kolben- und Flügelpumpen an letzter Stelle. Jedoch ist dieser Punkt vor allen Dingen eine Werkstoff-Frage und noch sehr entwicklungsfähig. Abbildung 3 zeigt schematisch ein hydraulisches Gestänge mit Flügelpumpe und Membranmotor.

Flügel-, Membran- und Wellrohrpumpen erfordern stets die Zwischenschaltung eines Getriebes zur Hubvergrößerung. Bei Kolbenpumpen liegt es nahe, darauf zu verzichten und den Kolben direkt auf das Messer wirken zu lassen. Doch dürfte diese einfache Lösung an dem relativ großen Hub von 80 mm scheitern, der eine etwa dreimal so große Baulänge des Motors bedingt, vor allem aber an der Schwierigkeit des Staubschutzes. Im Gegensatz zu rotierenden Wellen lassen sich aus einem Zylinder austretende Stangen nur durch einen Faltenbalg schützen, der kaum für so hohe Frequenzen und gleichzeitig große Hübe herstellbar ist. Man kann nun zwar bei Kolben von Frontladern auf Staubschutz verzichten, kaum aber bei Mähwerken, die in einer Stunde etwa ebenso viele Arbeitsspiele machen wie der Frontlader während seiner ganzen Lebensdauer und dazu dicht über dem Boden in Staub und Maulwurfshaufen.

Eine Regelung der Messerfrequenz ist bei allen Schwingpumpen nur durch Regelung der Antriebsfrequenz, nicht durch Beeinflussung des Ölstroms möglich. Sie erfordert daher einen erheblichen technischen Aufwand (regelbarer Keilriementrieb oder dergleichen). Die Dinge liegen hier ähnlich wie bei mechanischem Antrieb, wo man auf eine Frequenzregelung allgemein verzichtet.

Versuche mit hydraulischen Gestängen haben gezeigt, daß die Bezeichnung „Gestänge“ sehr euphemistisch ist. Von Spielfreiheit und Hubkonstanz, die ein Gestänge charakterisieren, kann keine Rede sein. Elastizitäten in den Schläuchen und Leitungen, eventuell auch Undichtigkeiten haben zur Folge, daß der Hub mit der Frequenz zunimmt, wie aus Abbildung 4 ersichtlich (der eigenartige Kurvenverlauf ist versuchsmäßig belegt und vermutlich auf das Zusammenwirken von Feder- und Massenkräften zurückzuführen). Dies gilt selbst dann, wenn mit einer erheblichen Ölvorspannung von 20 atü gefahren wird, die durch einen Druckspeicher aufrechterhalten wurde. Sie sollte im Öl vorhandene Luftmengen auf einen vernachlässigbar kleinen Betrag zusammendrücken und die Schläuche vorspannen. Schwingantriebe reagieren um so empfindlicher auf Volumenänderungen, je kleiner das Hubvolumen ist. Nun muß man diese aber so gering wie möglich wählen, jedenfalls wenn die Motoren aus der normalen Schlepperhydraulik gespeist werden sollen, wie es für weiter unten beschriebene Schwingantriebe der Fall war. Bei ihnen betrug das Hubvolumen etwa

7 cm<sup>3</sup>, beim hydraulischen Gestänge 10 cm<sup>3</sup>. Bei einer Frequenz von 900 Doppelhuben je Minute — 15 Hz — sind dies immerhin schon Fördervolumina von 12,6 beziehungsweise 18 Liter je Minute. Der oberste Wert liegt schon höher, als ihn viele handelsübliche Schlepperhydrauliken aufweisen. Bei 7 cm<sup>3</sup> Hubvolumen bedeutet 1 cm<sup>3</sup> Änderung zum Beispiel infolge von Dehnung der Rohrleitungen schon rund 14 % Hubänderung, bei 70 mm also 10 mm. Bei allen Versuchen, auch den mit selbstumsteuernden, aus der Schlepperhydraulik gespeisten Schwingantrieben stieg der Hub mit der Frequenz an. Eine Ausnahme bilden nur die Antriebe mit Fremdumsteuerung, hier konnte sich bei sehr hohen Frequenzen nicht mehr der volle Hub ausbilden. Die Hubvergrößerung ist auf die Massenkräfte zurückzuführen, die ja mit dem Quadrat der Frequenz steigen (Abb. 5). Nach früheren Anschauungen ist ein konstanter Hub mit Totpunkten, die sich gegenüber der Fingerteilung in bestimmter, unverrückbarer Lage befinden, unerlässlich. Zahlreiche, über drei Jahre ausgedehnte Mähversuche mit Schwingantrieben haben gezeigt, daß es genügt, wenn ein bestimmter Mindesthub nicht unterschritten wird.

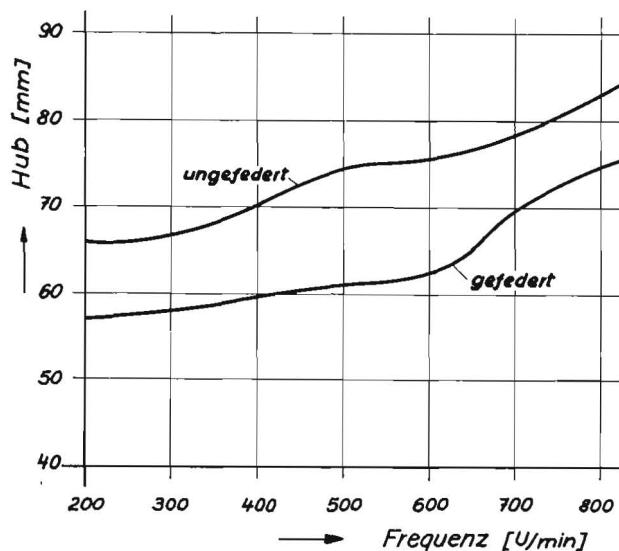


Abb. 4: Hub bei verschiedenen Frequenzen im hydraulischen Gestänge

### An die Schlepperhydraulik angeschlossene Mähantriebe

Die Pumpen der Schlepperhydraulik erzeugen im Gegensatz zu den bisher behandelten hydraulischen Gestängen einen mehr oder minder gleichförmigen Ölstrom. Bei Kolben- und Flügelzellenpumpen kann seine Menge meistens durch Verändern des Fördervolumens geregelt werden, bei Zahnradpumpen muß die jeweilige Überschußmenge möglichst verlustlos im Kurzschluß kreisen. Das stößt auf keine sonderlichen Schwierigkeiten, wenn Verbraucher kurzzeitig in Betrieb genommen und dann abgeschaltet werden, wie es mit Hubzylindern der Fall zu sein pflegt. Anders sieht es aus, wenn ein Ölmotor wie zum Beispiel der Mähantriebsmotor ständig laufen soll, und außerdem noch zeitweise Hubzylinder vom Ölstrom mitversorgt werden sollen. Dann muß erstens die Pumpe entsprechend größer ausgelegt werden, und zweitens ergibt sich die schwierige Aufgabe, das unter Druck befindliche Überschußöl möglichst verlustlos wieder in die Saugleitung zu leiten. Am einfachsten geht das über Drosselwiderstände, jedoch kostet es Energie, und selbst wenn man dies in Kauf nehmen wollte, ergibt sich die weitere Schwierigkeit, die im Öl erzeugte Verlustwärme wieder abzuführen. Bemißt man die Pumpenfördermenge nur so groß, wie sie für den Betrieb des Motors erforderlich ist, so sinkt dessen Frequenz oder sein Hub ab, wenn zum Beispiel das Mähwerk in die Schwadstellung ausgehoben wird, was mit Rücksicht auf die Verstopfungsgefahr unerwünscht ist. Man kann das zum Betrieb eines Hubzylinders benötigte Öl auch speichern und dazu einen handelsüblichen Hydraulikspeicher einbauen, die in verschiedenen Ausführungen mit Feder- oder Gasblasenbelastung hergestellt werden. Diese Speicher sind jedoch recht teuer. Man könnte auch an eine verlustarme Rückspeisung des Überschußöls durch einen Injektor denken, aber derartige Konstruktionen sind noch nicht erprobt. Am besten dürfte es daher sein, Pumpen mit veränderlicher Fördermenge zu verwenden.

Bei den Motoren steht man vor der Wahl, Dreh- oder Schwingmotoren zu verwenden. Erstere entsprechen in ihrer Bauart weitgehend den Pumpen, zum Teil können diese direkt als Motoren laufen. Die Ausgangswelle macht eine Drehbewegung, welche in die Schwingbewegung des Messers umgewandelt werden muß. Mit Rücksicht auf die beschränkten Platzverhältnisse ist dies nicht ganz einfach. Man will ja, um die lange Kurbelstange zu vermeiden, den Motor auf dem Gelenkstück des Mähbalkens anordnen. Ein einfacher Kurbeltrieb ist dort kaum unterzubringen, man muß daher zu komplizierteren Anordnungen greifen. Trotzdem verwenden die bisher auf Ausstellungen gezeigten Musterstücke (im Handel ist noch kein hydraulischer Mähantrieb zu haben) dieses Konstruktionsprinzip. Kurbeltrieb bedeutet konstanten Hub, der bisher bei Mähantrieben für unerlässlich angesehen wurde; außerdem ist die Aufgabe der Energiespeicherung der schwingenden Messermasse einfach zu lösen, indem man ein Schwungrad anordnet. Es treten also keine unbekanntenen Probleme auf, und es ist nur eine

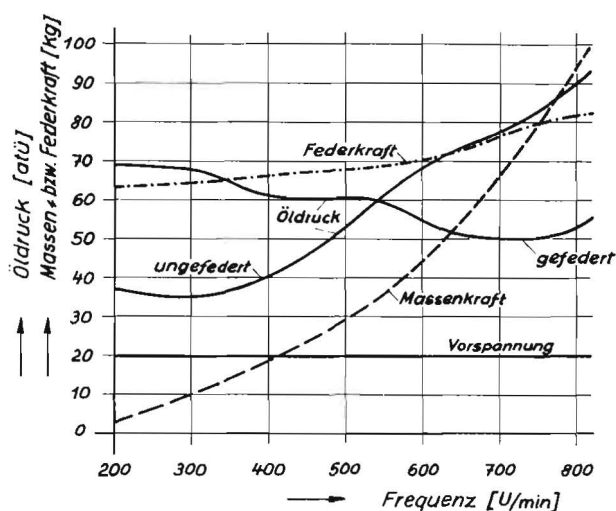


Abb. 5: Maximale Öldrücke, Massen- und Federkräfte in Abhängigkeit von der Frequenz im hydraulischen Gestänge

Frage der Dimensionierung der Hubvolumina beziehungsweise der Wahl des Öldruckes, um die Anforderungen zu erfüllen, die der Mähantrieb stellt. Allerdings ist der technische Aufwand sehr hoch, und es sieht so aus, als ob man bisher mit Rücksicht auf diesen die Pumpenvolumina kleiner bemessen hat, als es bei schwierigen Mähbedingungen notwendig wäre.

Der Schwingantrieb dagegen ermöglicht konstruktive Vereinfachungen, jedoch betritt man mit ihm Neuland, dessen Schwierigkeiten bisher noch nicht gemeistert zu sein scheinen. Er läßt sich wesentlich leichter und gedrängter konstruieren und ist dementsprechend einfacher am Mähbalken unterzubringen. Dies ist auch deswegen erwünscht, weil ja auch der Abbau des Mähwerks vom Schlepper bedacht sein will. Einen kleinen und leichten Schwingantrieb kann man in ständiger Verbindung mit den Schläuchen lassen und bei Demontage des Mähwerks am Schlepper verstauen. Da selbstschließende Schlauchverschraubungen konstruktiv aufwendig und teuer sind und offene beim Lösen Ölverluste bedingen und alles andere als Schnellverschlüsse darstellen, ist dieser Punkt sehr wichtig. Bei nicht zu kurzen Schwinghebeln kann man unter Umständen auf die Geradföhrung an dem angetriebenen Messerende verzichten und dadurch ein Gelenk sparen.

Die Umsteuereinrichtung kann vom Schleppermotor angetrieben werden und beispielsweise als Drehschieber ausgebildet sein (Abb. 6). Dann ist die Frequenz konstant (soweit man den Antrieb nicht regelbar gestaltet, was bei dem geringen Leistungsbedarf mit einfachen Mitteln geschehen

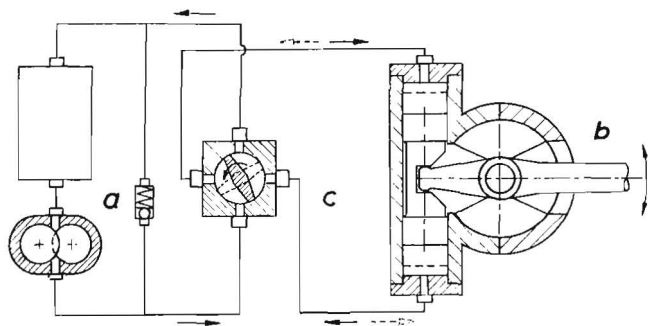


Abb. 6: Schwingtrieb mit mechanischer Fremdumsteuerung  
 a) Schlepperhydraulik  
 b) Schwingtrieb  
 c) Drehschieber

kann), der Hub jedoch von der Frequenz abhängig. Erwünscht ist jedoch möglichst konstanter Hub, eventuell regelbare Frequenz. Ein Vorteil der Fremdumsteuerung ist, daß das Messer bei Verstopfungen weiter Impulse von beiden Seiten erhält und sich freiarbeiten kann. Dies ist auch eine Überlegenheit gegenüber dem mechanischen Antrieb und insbesondere demjenigen mit umlaufenden Olmotor und Kurbelantrieb, weil dieser nur mit erheblichem Aufwand für so große Kräfte ausgelegt werden kann wie der rein mechanische. Der Schwingantrieb mit Selbstumsteuerung ist hinsichtlich des Freiarbeitens nicht ganz so zuverlässig, weil es denkbar ist, daß Arbeits- und Steuerkolben in einer neutralen Mittelstellung stehen bleiben. Die Umsteuerung darf erst einsetzen, wenn der Arbeitskolben und das mit ihm verbundene Messer einen gewissen Weg aus der Mittellage zurückgelegt haben. Bleibt das Messer innerhalb dieses Bereiches stehen, so erfolgt keine Umsteuerung, falls man nicht durch künstlichen Eingriff von außen her auf die Steuerelemente einwirkt. Die ersten selbstumsteuernden Schwingtriebe des Landmaschinen-Instituts waren mit einem Minimum an bewegten Teilen konstruiert, sie besaßen außer dem Arbeitskolben nur einen hydraulisch betätigten Steuerkolben. Beide Kolben sind mit Nuten und Schlitzen versehen, welche die Ölzu- und -ableitung abwechselnd mit den Hubräumen an den Stirnflächen der Kolben verbinden. Sie steuern sich also wechselseitig

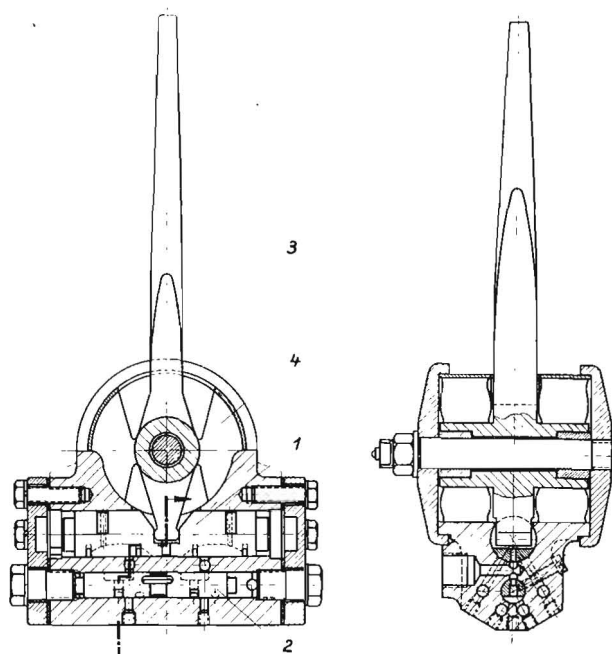


Abb. 7: Schwingtrieb mit Selbstumsteuerung  
 1 Arbeitskolben  
 2 Steuerkolben  
 3 Schwinghebel  
 4 Gummihülsefeder, auf Schwinghebel vulkanisiert

um, wenn einer von ihnen sich außerhalb der neutralen Mittelstellung befindet. Die schematische Abbildung 9 läßt dies erkennen. Abbildung 7 stellt einen Schnitt durch einen der ausgeführten Schwingantriebe dar.

### Ölstrom- und Massenausgleich

Schwingantriebe verlangen Maßnahmen in bezug auf den Ölstrom- und den Massenausgleich. Bei einer harmonischen (sinusförmigen) Schwingbewegung verläuft die Kolbengeschwindigkeit über dem Kolbenweg aufgetragen halbkreisförmig, und das gleiche gilt für die Schluckfähigkeit des Motors. Sie geht in den Totpunkten durch Null und erreicht in Hubmitte ihr Maximum. Ausgleichend wirkt der Ölbedarf des Steuerschiebers, dessen Maximum kurz vor den Totpunkten liegt (Abb. 8). Da die Pumpe einen annähernd

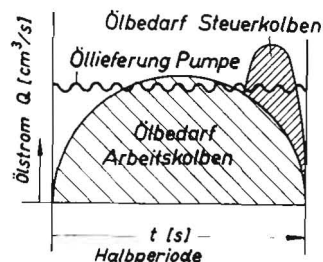


Abb. 8: Öllieferung und -bedarf bei harmonischer Schwingbewegung (schematisch)

gleichförmigen Ölstrom liefert, muß das Überschußöl gespeichert werden. Es beträgt nur etwa 2 bis 3 Kubikzentimeter, die von den früher erwähnten Elastizitäten unter Druckanstieg aufgenommen werden. Wichtiger ist die Sorge für die Aufnahme der durch die Massenkräfte bedingten Drucksitzen. Die Massenkraft steigt bei sinusförmigem Schwingungsverlauf geradlinig von Null in Mitte Hub bis zu einem Maximum in den Totpunkten an. Dieses beträgt zum Beispiel bei einer Frequenz von 16 Hz = 960/min, einem Messergewicht von 3,7 kg und einem Hub von 80 mm

$$P = m \cdot r \cdot \omega^2 = 150 \text{ kg,}$$

$$\text{die dazugehörige Energie } A = \frac{m \cdot r^2 \cdot \omega^2}{2} = 300 \text{ cmkg.}$$

Dies ist wesentlich mehr als die Größe der Reibungs- und Schnittkräfte im normalen Betrieb. Jedoch können sich die Schnittkräfte vorübergehend, etwa bei Verstopfungen, wesentlich erhöhen, was eine zusätzliche Energiespeicherung wünschenswert macht. Mechanisch angetriebene Mähwerke erreichen dies mit einfachen Mitteln durch entsprechende Bemessung der den Messerkurbelzapfen tragenden Schwingscheibe. Außerdem steht ja letzten Endes die ganze Massenwucht des Motorschwungrades bis zu der Drehmomentenspitze zur Verfügung, die an der Rutschkupplung eingestellt wird.

Im hydraulischen Schwingantrieb, bei dem die Energiespeicherung nicht so einfach zu gestalten ist wie beim Kurbelantrieb, könnte man auch daran denken, die Massenenergie durch frühzeitiges Umsteuern, Öldruck und anschließende Drosselung zu vernichten. Dies ist jedoch nicht empfehlenswert. Zwar kommt es wirtschaftlich auf einige wenige PS nicht so sehr an — im obigen Beispiel ist die Bremsleistung zur Vernichtung der Massenenergie 1,3 PS —, denn der Schleppermotor ist beim Mähen meistens so wenig belastet, daß er diese zusätzliche Leistung ohne weiteres hergeben kann. Jedoch ist es schwierig, die entstehende Wärme aus dem Öl abzuführen. Dessen Temperatur soll 60—70°C nicht übersteigen. Vor allem braucht man aber die Massenenergie zur Überwindung von vorübergehend auftretenden größeren Schnittkräften. Auf Grund der bisherigen Versuche erscheint es sogar möglich, daß die früheren Überlegungen, man solle beim Schwingantrieb die Massen klein halten, nicht richtig sind. Speichert man die Massenenergie, so kann es sogar zweckmäßiger sein, die Messermasse künstlich zu vergrößern, am besten natürlich in Gestalt einer Gegenmasse, um die Laufruhe zu verbessern. Entsprechende Versuche sind in Vorbereitung.



Als Speicher kommen in Frage: Stahl-, Gummi- und pneumatische Federn. Abbildung 9 zeigt einen Schwingantrieb, in dem die drei Möglichkeiten maßstäblich angedeutet sind. Stahlfedern haben die gleiche lineare Charakteristik wie die Massenkräfte, können sie also in jedem Punkt des Hubes ausgleichen. Dies gilt für reine Sinusschwingungen. Jedoch ist es wahrscheinlich zweckmäßiger, mit progressiver Charakteristik, das heißt größerer Beschleunigung und Verzögerung in den Totpunkten, zu arbeiten. Die für einen glatten Schnitt erforderliche Mindestgeschwindigkeit soll über einen möglichst großen Bereich des Hubes zur Verfügung stehen. Die beste Werkstoffausnutzung haben Schrauben- und Drehstabfedern, sie fügen sich auch am besten in die Konstruktion ein. Das gilt vor allem für die Drehstabfeder, die ohne weiteres in beiden Schwingrichtungen beansprucht werden kann. Letztere Forderung ist bei einer Schraubenfeder schwieriger zu erfüllen, sie ist aber weniger sperrig als der Drehstab und stellt im Gegensatz zu diesem bei der Ausgestaltung als Druckfeder keine Ansprüche an Einspannung oder Lagerung. Biegefedern sind wegen der schlechteren Werkstoffausnutzung, der Einspannung, den Reibstellen in der Lagerung und zwischen den Blättern bei Schichtfedern weniger zweckmäßig. Das erforderliche Federvolumen beträgt bei einer maximalen Massekraft von 150 kg und einem halben Hub von 40 mm, das heißt einer zu speichernden Arbeit von 300 cmkg je Hub-

hälfte beim Torsionsstab  $V = \frac{4 G \cdot A}{\tau^2} = 64 \text{ cm}^3$ , wenn man eine Torsionsbeanspruchung von 40 kg/mm<sup>2</sup> zuläßt. Für die Schraubenfeder gilt der gleiche Wert. Ubrigens geben diese Zahlen nur einen ungefähren Anhalt für einen Vergleich, es kommt auch noch sehr auf die erforderlichen Gestellteile an. In dieser Beziehung ist die druckbeanspruchte Schraubenfeder am anspruchlosesten.

Bei Gummi als Federwerkstoff kommt die auf Torsion beanspruchte Hülsenfeder in Frage. Ihre Charakteristik ist leicht progressiv, paßt sich also den Erfordernissen gut an. Vorteilhaft ist ihre große Dämpfung, die einen stabilen Betrieb auch im Resonanzbereich ermöglicht. Sehr angenehm ist die Möglichkeit, sie gleichzeitig als vollkommene Abdichtung der Ölräume zu benutzen. Sie gleicht in dieser Beziehung dem Antrieb mit Membran-Schwingmotor. Ihr Volumen ist allerdings wesentlich größer. Um 300 cmkg zu speichern, benötigt man bei einer zulässigen Schubspannung von 7 kg/cm<sup>2</sup>, einem Schubmodul von 16 kg/cm und einem Ausnutzungsfaktor von 1/3 (bei einer Scheibe ist er 1/4, bei einem Ring mit kleiner Wandstärke 1/2) ein Gummivolumen von 300 cm<sup>3</sup>. Beim Vergleich mit der Stahlfeder ist jedoch zu beachten, daß deren spezifisches Gewicht etwa siebenmal so groß und daß eine Gummi-Feder unübertroffen kompakt gestaltet ist.

Pneumatische Federn lassen sich nur dann rechtfertigen, wenn man vorgespannte Luft (bzw. Stickstoff) verwendet. Sonst werden sie zu voluminös, vor allem aber passen sich ihre sehr stark progressiven Federungseigenschaften zu schlecht den Massenkräften an. Technisch ist es kein Problem, den mittleren Speicherdruck mit 100, ja 150 atü zu bemessen, wenn man das Gas (am besten Stickstoff) durch eine Beutelmembran von dem Drucköl trennt, wie aus Abbildung 9 ersichtlich. Man kommt dann mit wenigen Kubikzentimetern Speicherraum aus. Allerdings wird die Federung mit zunehmender Vorspannung härter, die Beschleunigungen und Verzögerungen werden größer. Das Optimum der Vorspannung, das auch mit dem Umsteuerzeitpunkt zusammenhängt, kann nur durch Versuche geklärt werden.

Derartige Speicher, allerdings wesentlich größerer Abmessungen, sind in Hydraulikanlagen gebräuchlich. Der Speicherdruck ist bei Verwendung eines zusätzlichen Kolbens unabhängig vom Betriebsöldruck. Auf diese hydraulische Übersetzung kann man nicht verzichten, da sonst ständig mit hohem Öldruck entsprechend dem Speicherdruck gefahren werden muß.

Bei den Versuchsausführungen der Schwingantriebe wurde zunächst angestrebt, die gesamte Messerwucht in einer Gummischeidenfeder zu speichern, jedoch gelang dies bei

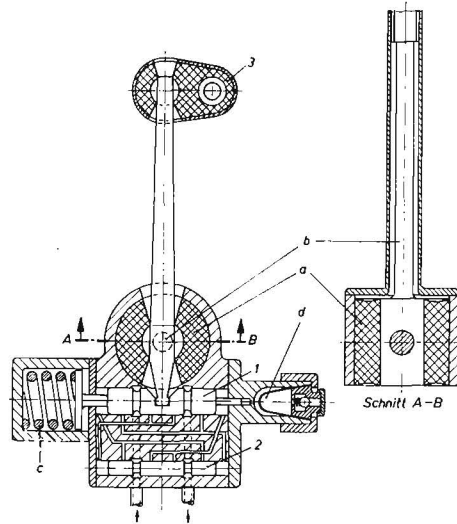


Abb. 9: Schwingtrieb mit Arbeitsspeicherung durch

- |   |                      |
|---|----------------------|
| 1 Arbeitskolben                         | a) Gummi-Hülsenfeder |
| 2 Steuerkolben                          | b) Drehstabfeder     |
| 3 Gummigelenk als Verbindung zum Messer | c) Schraubenfeder    |
|   | d) Luftfeder         |

den hohen Frequenzen nicht im erwünschten Maß. Jedemfalls erwiesen sind die zunächst ausgeführten Gummivolmina als zu klein. Vor allem ergaben sich auch Herstellungsschwierigkeiten (Sonderherstellung von Formen). Auf alle Fälle sollte man jedoch den Weg weiter verfolgen. Gummifedern werden ja in Förderanlagen noch mit weit höheren Frequenzen — bis 50 Hz — wenn auch kleineren Amplituden betrieben. Bewährt hat sich das aus Abbildung 9 ersichtliche Gummigelenk zwischen Schwinghebel und Messer. Versuche wurden ferner mit gewundenen Biegefedern ausgeführt, die direkt auf den Schwinghebel wirkten, und mit Schraubenfedern, die unter Zwischenschaltung einer hydraulischen Übersetzung vom Ölstrom betätigt werden (Abb. 10). Andere Konstruktionen mit Drehstabfedern und Luftfedern sind in Vorbereitung. Wichtig ist, daß der Energiespeicher ohne Zwischenschaltung längerer Ölleitungen mit der Masse verbunden ist. Falls man mehrere Federn beziehungsweise Zwischenglieder anwendet, lassen sich bekanntlich beliebige Federcharakteristiken verwirklichen.

Bei weitgetriebenem Massenausgleich und großen Massen, insbesondere dann, wenn zur Erzielung von Laufruhe eine Gegenmasse angeordnet wird, ergeben sich Anlaufschwierigkeiten bei Selbstumsteuerung. Solange beim Anfahren noch keine nennenswerten Massenkräfte wirksam sind, muß der Öldruck den vollen Federdruck überwinden. Ist er dazu nicht imstande, ehe die Umsteuerung einsetzt, läuft der Motor nicht an. Eine Maßnahme dagegen ist die Einschaltung eines Freilaufs vor Wirksamwerden der Feder. Eine weitere Möglichkeit besteht darin, die Feder erst nach Zurücklegung eines bestimmten Hubes durch Freigabe von Kanälen, die vom Arbeitskolben gesteuert werden, wirksam werden zu lassen. Ein solcher Antrieb, schematisch in Abbildung 10 dargestellt, wurde erprobt. Er hat neben Überwindung des

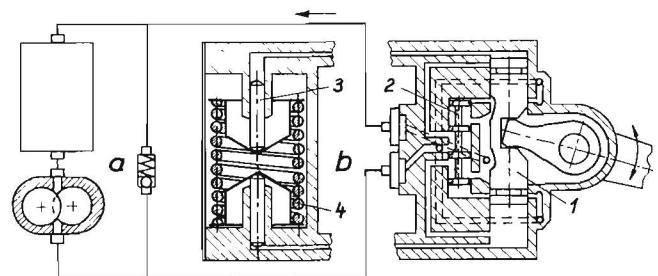


Abb. 10: Mähnantrieb mit Selbstumsteuerung und hydraulisch betätigter Speicherfeder

- |                 |                       |
|-----------------|-----------------------|
| 1 Arbeitskolben | 4 Speicherfeder       |
| 2 Steuerkolben  | a) Schlepperhydraulik |
| 3 Federkolben   | b) Schwingtrieb       |

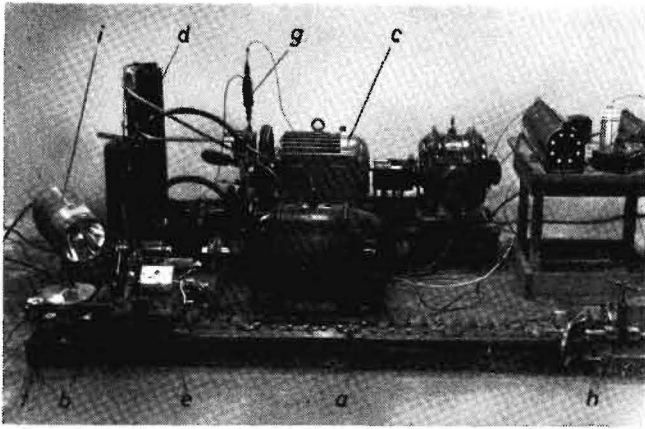


Abb. 11: Labor-Prüfstand für hydraulischen Schwingtrieb

- |  |                                |
|--|--------------------------------|
| a) Mähbalken   | d) Meßbehälter für Oldurchlauf |
| b) Schwingmotor mit Schlauchleitungen                        | e) Hubschreiber, mechanisch    |
| c) Bohringer-Getriebe für stufenlos regelbaren Pumpenantrieb | f) Weggeber                    |
| g) Oldruckgeber  | } elektronisch messend         |
| h) Belastungsbremse  |                                |
| i) Blitzlichtstroboskop                                      |                                |

Anlaufproblems den weiteren Vorteil, daß die hydraulische Übersetzung zwischen Arbeitskolben und Federkolben es ermöglicht, die Federcharakteristik weitgehend zu variieren. Auf diese Weise lassen sich große Beschleunigungen in den Totpunkten verwirklichen und damit ein rascher Anstieg der Geschwindigkeit über dem Hubverlauf. Ferner ist es möglich, den Umsteuerzeitpunkt automatisch in Abhängigkeit von der Frequenz zu verstellen. Ein solcher Schwingtrieb befindet sich in der Entwicklung. Ob und wie weit dadurch die angestrebte Konstanthaltung des Hubes erreichbar ist, müssen Versuche lehren. Auf keinen Fall darf man natürlich den Hub durch feste Anschläge begrenzen. Sie würden in kurzer Zeit zerschlagen werden. Dagegen dürfte eine brauchbare Lösung die Regelung des Ölstroms an der Förderpumpe sein, die allerdings gleichzeitig die Frequenz beeinflusst.

### Bisherige Erfahrungen mit Schwingtrieben

Wie bereits erwähnt, wurden in den letzten drei Sommern mit hydraulischen Schwingtrieben erfolgreich Mähversuche durchgeführt. Die Mähwerke — 5-Fuß-Mittelschnittbalken — waren teils an einem Hanomag-Schlepper R 12, teils an einem Unimog montiert. Der letztere bietet die Möglichkeit, den hydraulischen Antrieb schnell gegen einen mechanischen auszuwechseln, außerdem können auf der Ladefläche Meßeinrichtungen montiert werden. Die obere Grenze der erreichten Frequenz lag bei etwa 14 Hertz. Das ist für Schleppermähwerke etwas wenig, vor allem, wenn man mit hohen Geschwindigkeiten fahren will. Es mag vielleicht überraschend erscheinen, daß günstige Ergebnisse erzielt worden sind, wenn man sich der schlechten Erfahrungen

erinnert, die mit dem von Schieferstein [3] angegebenen Schwingantrieb gemacht worden sind, der ebenfalls mit veränderlichen Amplituden arbeitet. Jedoch ist dabei zu bedenken, daß Schieferstein eine lose Kopplung zwischen mechanisch angetriebener Schubstange und Messer in Gestalt einer U-förmig gebogenen Blattfeder verwendete, welche das Messer zu Schwingungen mit seiner Eigenfrequenz anregte. Bei den untersuchten hydraulischen Schwingtrieben wirkt dagegen der Oldruck unmittelbar auf das Messer, und die Feder ist parallel geschaltet.

An sich sollte man annehmen, daß eine Schwinganordnung, bestehend aus Masse, Feder, erregender Kraft und Widerstand, verhältnismäßig einfach der Rechnung zugänglich sei, auch dann, wenn der Widerstand — Reibungs- und Schnittkräfte — in seinem zeitlichen Verlauf nur annähernd bekannt ist. Mehrere Arbeiten über die beim Mähen mit mechanischen Antrieben auftretenden Schnittkräfte sind ja bereits veröffentlicht worden [5, 8 und 10]. Jedoch liegen die Dinge nicht so einfach, wie es zunächst den Anschein hat, unter anderem wegen der veränderlichen Leitungsquerschnitte und der damit verbundenen Drosselungen, die sich beim Umsteuern ergeben. Auch gab es bisher keine hydrostatischen Vorgänge mit hoher Frequenz und zugleich mit relativ großen Massen, aus denen man Erfahrungswerte entnehmen könnte. Bei Einspritzpumpen und überhaupt bei den meisten Kolbenpumpen für hydraulische Antriebe liegen die Frequenzen ja gewöhnlich noch erheblich höher, dafür sind aber die Massen sehr gering. Umgekehrt sind zwar die von der Umsteuerung betroffenen Massen bei den meisten technischen Anwendungen wesentlich größer, dafür aber die Frequenzen kleiner.

Am Landmaschinen-Institut sind seit längerer Zeit Untersuchungen im Gange, welche die Vorgänge in Schwingtrieben klären sollen. Über sie wird später berichtet werden. Einen kleinen Teilausschnitt der an einem hydraulischen Gestänge vorgenommenen Messungen geben die Abbildungen 4 und 5. Ferner sollen die Abbildungen 11 und 12 eine Vorstellung von dem Laborprüfstand und dem fahrbaren Prüfstand vermitteln, der auf einem Unimog-Schlepper montiert ist. Gemessen wird der zeitliche Verlauf der Oldrücke an verschiedenen Stellen, die Kräfte und die Beschleunigungen am Messer, der Verlauf der Messerbewegung in Abhängigkeit von der Zeit und die Temperatur. Zum Teil wurde mit einem Maihak-Indikator und einem Weg-Zeitgeber mechanisch gemessen (auf dem Laborprüfstand), zum Teil elektronisch mit induktiven Gebern und Dehnungsmeßstreifen. Im letzteren Falle werden die Meßwerte auf einem Vielfachschreiber aufgezeichnet. Auf dem Laborprüfstand wird das Messer mit einer einfachen Reibungsbremse belastet. Im Feldversuch lassen sich zwar kaum reproduzierbare — und überhaupt zahlenmäßig zu kennzeichnende! — Verhältnisse schaffen, jedoch sind solche Versuche unerlässlich. Für die praktische Brauchbarkeit entscheidend sind nämlich nicht die Mittelwerte, auch nicht die unter schwierigen Bedingungen auftretenden, sondern die Extremwerte.

### Schrifttum:

- [1] Fischer-Schlemm, W. E.: Mähversuche mit Mittelschnittbalken verschiedener Finger- und Messerteilung. TidL 12 (1931) H. 5, S. 158/161
- [2] Fischer-Schlemm, W. E.: Das Stoppeldiagramm. TidL 22 (1941) H. 10, S. 19
- [3] Fischer-Schlemm, W. E.: Schnittwirkung von Mähwerken — das Mähgeschwindigkeits-Diagramm. TidL 23 (1942) H. 11, S. 198
- [4] Göttmann, A.: Untersuchungen über den Schneidvorgang beim Gras- und Getreidemähen. Diss. Braunschweig 1933
- [5] Kloth, W. und A. Göttmann: Untersuchungen über den Schneidvorgang beim Gras- und Getreidemähen. TidL 14 (1933) H. 5, S. 114/120
- [6] Marks, K.: Vorschlag zur Verringerung des Gewichts von Mähmaschinenmessern. Bauerntechnik 1948, H. 10/11, S. 23
- [7] Marks, K.: Die Eignung des hydraulischen Antriebs für Ackerschlepper. Konstruktion 9 (1957) H. 9, S. 361/365
- [8] Rassepe, G.: Untersuchungen an Schleppermähwerken. Diss. Stuttgart 1954
- [9] Schlabach, W.: Die Schiefersteinschen Vorschläge der Ausnutzung mechanischer Schwingungen und ihre Nutzanwendung im landwirtschaftlichen Maschinenbau. TidL 4 (1922) H. 3, S. 37
- [10] Veit, Th.: Messungen über den Kraftverlauf und den mittleren Leistungsbedarf bei Grasschnitt mit verschiedenen Schneidwerken. Diss. Stuttgart 1933
- [11] Ohne Verfasser: Entwicklung neuartiger Mähmesserklängen. Agrartechnik (1955) H. 11, S. 479



Abb. 12: Fabrbarer Prüfstand (Unimog) für hydraulischen Schwingtrieb

- |   |
|---|
| a) Mähbalken mit Schwingantrieb             |
| b) Antriebsmotor für Pumpe und Drehschieber |
| c) Elektronische Meßeinrichtung             |
| d) Meßgefäß                                 |

## Résumé:

Prof. Dr.-Ing. K. Marks: „Hydraulische Mähantriebe.“

Mit dem Vordringen der Hydraulik im Ackerschlepperbau mehrten sich die Vorschläge, auch das Mähwerk hydraulisch anzutreiben. Im Institut für Landmaschinen der Technischen Universität Berlin wurden mehrere hydraulische Schwingantriebe entwickelt; die mit ihnen auf dem Prüfstand und auf der Wiese gemachten Erfahrungen bildeten im wesentlichen die Unterlagen für die vorliegende Arbeit. Der Verfasser untersuchte Schwingantriebe mit besonderer Pumpe und an die Schlepperhydraulik angeschlossene Mähantriebe. Ein weiteres Kapitel ist dem bei Schwingantrieben erforderlichen Ölstrom- und Massenausgleich gewidmet, und zum Schluß werden die Erfahrungen der bisherigen Mähversuche mit hydraulischen Schwingantrieben zusammengestellt.

Prof. Dr. Ing. K. Marks: "Hydraulic Transmissions for Mowers."

The increased application of hydraulic transmissions to agricultural tractors has caused a corresponding increase in the number of suggestions that mowers and mowing units should also be provided with hydraulic transmissions. The Agricultural Engineering Institute of the Technical University in Berlin has developed several types of hydraulic impulse transmissions. These have been thoroughly tested both on test beds and under actual field conditions. The results of these formed the essential basis of this article. The writer examined hydraulic transmissions using an independent pump in addition to other types of hydraulic transmissions in which the drive to the mower was directly coupled to the tractor's hydraulic system. A further chapter is devoted to a consideration of problems in the equalisation and counter-balancing of masses and oil streams necessary in hydraulic transmissions. The article closes with a summary of the results of tests made up to the time of writing with various types of hydraulic transmissions.

Prof. Dr. Ing. K. Marks: «Commande des barres de coupe.»

L'utilisation de plus en plus large de la commande hydraulique dans le domaine des tracteurs agricoles incite à proposer des systèmes hydrauliques également pour l'entraînement de la barre de coupe. L'Institut du Machinisme Agricole de l'Université Technique de Berlin a étudié plusieurs types de commande hydraulique de mouvements alternatifs. Les expériences acquises lors des essais sur le banc d'essai et dans les prairies sont l'objet de l'article présent. L'auteur a examiné des commandes alternatives, dérivant soit d'une pompe auxiliaire, soit du système hydraulique du tracteur actionnant la barre de coupe. La deuxième partie de l'exposé est consacrée à l'étude de l'équilibrage du flux d'huile et de la masse indispensable à la commande de mouvements alternatifs. L'auteur cite en conclusion les expériences acquises jusqu'ici lors des essais de coupe à l'aide de commandes hydrauliques.

Ing. Dr. K. Marks, catedrático: «Impulsión hidráulica de segadoras.»

Generalizándose cada vez más el empleo de la hidráulica en los tractores agrícolas, aumentan también los proyectos para su aplicación en las cosechadoras. Se han desarrollado varios mecanismos hidráulicos de esta clase en el Instituto de Maquinaria Agrícola de la Universidad Técnica de Berlín. Los resultados conseguidos con estos mecanismos en el banco de pruebas y en los mismos prados, sirven de base principal a este trabajo. El autor ha hecho pruebas con bombas separadas y con impulsos de los dispositivos de segar, conectados con el sistema hidráulico del tractor. Otro capítulo trata de la compensación de los circuitos de aceite, necesarios para los impulsos centrífugos y de la de las masas, recogiendo al final las enseñanzas de los ensayos hechos hasta ahora con impulsos centrífugos hidráulicos en máquinas segadoras.

Dr. C.-D. Klügel:

# Transport und Auflösung von Zweiphasengemischströmungen

Landmaschinen-Institut der Universität Göttingen

Aufgabe dieser Arbeit<sup>1)</sup> war es, grundlegende Erkenntnisse über die Strömung eines gasförmigen und flüssigen Mediums in einer Leitung zu sammeln, oder soweit nötig, neu zu gewinnen, und zwar nur in einem für die Pflanzenschutztechnik interessierenden Bereich. Die Ergebnisse mögen dem Konstrukteur von Sprühgeräten eine rechnerische Handhabe geben. Die Bemühungen, das Zweiphasenfließ-System im Sprühgerätebau zu verwenden, sind nicht neu. Trotzdem waren aber die meisten Entwicklungen unbefriedigend und wurden wieder aus dem Handel gezogen, weil unkontrollierbare Vorgänge im Strömungsbild des Gemisches die Betriebssicherheit der Aggregate in Frage stellten.

Es ergeben sich somit folgende Aufgaben:

1. Der für das Sprühen in Betracht kommende Strömungsbereich ist durch meßbare Größen zu umreißen.
2. Es muß der Druckabfall bei der Strömung eines definierten Gemisches über eine bestimmte Strecke zu berechnen sein. Das ist erforderlich, um die nötigen Rückschlüsse auf den Energiebedarf der Phasenförderaggregate ziehen zu können.
3. Es wird zu untersuchen sein, ob und in welchem Umfang Schlauchkrümmungen auf das Strömungsgefüge Einfluß nehmen.

4. Auch die Strömungsverhältnisse an der Sprühdüse müssen kontrolliert werden, weil zu erwarten ist, daß die geometrische Abmessung der Querschnittsverengung das Gesamtfließsystem maßgeblich beeinflußt.

## Die Versuchseinrichtung

Im folgenden wird der technische Aufbau der verwendeten Versuchseinrichtung beschrieben, wie sie in Abbildung 1a, b, c, dargestellt ist. Die benötigte Luft wurde von einem Druckkessel (2) geliefert, der an einem Kompressor (1) angeschlossen war. Die Druckleitung führte von da zum Reduzierventil (3). Schlauchleitungen mit einem Durchmesser von 8 mm (4) verbanden es mit dem Brühbehälter (6) vom Inhalt 25 Liter. Im Kessel hielt ein geführter Schwimmer (7), an dem seitlich das Injektormischrohr (8) verstellbar angebracht war, den Abstand der Luftdüsen (8a) zur ständig sinkenden Flüssigkeitsoberfläche bei Betrieb der Anlage konstant. Am Injektorhals wurde der Schlauch (9) befestigt, der über ein Kupplungsstück (6a) am oberen Kesseldeckel nach außen führte und nun als Sprühschlauch (10) bezeichnet werden soll. Um ihn in genau definierte Windungen legen zu können, wurden zylindrische Formstücke (17) hergestellt. Die Vorgänge in der Leitung konnten durch das aus Jenaer Glas hergestellte, etwa 50 cm lange Sprührohr (11), beobachtet werden. An seiner Drossel (22) mit definierter Abmessung wurde das Gemisch versprüht.

Mit Hilfe eines Strömungsmessers (5) konnte die Luftdurchflußmenge bestimmt werden<sup>2)</sup>.

<sup>1)</sup> Die vorliegende Untersuchung wurde im Landmaschinen-Institut der Universität Göttingen durchgeführt. Die Versuche mußten zum großen Teil im Laboratorium des Institutes für Strömungsphysik der Max-Planck-Gesellschaft in Göttingen wegen der dort vorhandenen technischen Einrichtungen ausgeführt werden. Dem Direktor dieses Institutes, Herrn Professor Dr. Betz sage ich zugleich im Namen des Verfassers für das wertvolle Entgegenkommen herzlichen Dank.

Prof. Dr.-Ing. K. Gallwitz

<sup>2)</sup> Genaue Beschreibung der Meßtechnik siehe [11]