

# Hydraulische Schwingantriebe für Mähwerke

Lehrstuhl für Landmaschinen, Technische Universität Berlin

Seit der letzten Veröffentlichung in der „Landtechnischen Forschung“ [1] über hydraulische Mähantriebe ist kaum ein Fortschritt in der praktischen Anwendung zu verzeichnen. Zwar zeigten auf der DLG-Ausstellung 1960 in Köln wieder drei Firmen hydraulisch angetriebene Mähwerke, aber anscheinend hat nur eine Firma bis zu einem gewissen Umfang geliefert, und zwar für solche Schlepper, bei denen der Anbau eines mechanischen Antriebs Schwierigkeiten machte. In allen Fällen handelte es sich um Drehmotoren, und zwar handelsübliche Kolbenmotoren in Trommelbauweise oder neuerdings auch um Zahnradmotoren. In diesem Falle bietet der hydraulische Antrieb keine besonderen Probleme in bezug auf die Hubkonstanz und Energiespeicherung. An Schwingantrieben, worunter solche ohne drehende Teile verstanden sein sollen, wird zwar hier und dort gearbeitet, auf dem Pariser Salon 1960 waren auch zwei neue Baumuster ausgestellt (nach einem Vorläufer auf diesem Gebiet auf der DLG-Ausstellung in München im Jahre 1955); praxisreif ist offenbar aber noch keines. Die Untersuchungen des Instituts für Landmaschinen der Technischen Universität Berlin mußten sich daher weiterhin auf eigene, zum Teil neue Versuchsmuster erstrecken. Dieser Bericht soll über die Möglichkeiten, Schwierigkeiten und Aussichten des hydraulischen Schwingantriebes berichten, der ja nicht auf den Mähantrieb beschränkt zu bleiben braucht. Außer diesem kommen noch Sieb- und Fördererlemente, ferner sogar Freikolbendieselmotoren in Frage [2].

## Warum Schwingantrieb?

Schwingantriebe, die nicht mit Öl als Arbeitsmedium, sondern mit Luft oder Dampf arbeiten, sind weitverbreitet. Bei einem von Hand geführten Preßlufthammer oder -meißel wird man kaum den Umweg über einen rotierenden Motor beschreiten. In der Sieb- und Fördertechnik spielen auch elektromagnetische Schwingantriebe, die dann meist mit der Wechselstromfrequenz von 50 Hz arbeiten, sowie auch reine Resonanzschwinger, die ebenfalls keinen Kurbeltrieb aufweisen, eine zunehmende Rolle. Allerdings sind dort meistens die Amplituden klein und ebenfalls die zusätzlichen Kräfte, die durch die zu fördernden Massen verursacht werden. Das heißt: Der Lauf unter Last unterscheidet sich nur wenig vom Leerlauf.

Warum macht nun das Öl solche Schwierigkeiten? Zunächst einmal seien die Gründe erwähnt, die für einen reinen Schwingantrieb, auch bei Verwendung von Öl, sprechen. Es sind dies erstens die Einfachheit der Herstellung. Ein Einzylinder-Schwingmotor mit Doppelkolben und einfacher Umsteuerung läßt sich auch in einer durchschnittlich eingerichteten Institutswerkstatt herstellen, was bei aufwendigeren Ölmotoren wohl ausgeschlossen ist. Das hat entsprechenden Einfluß auf den Preis. Zweitens kann man bei Schwingantrieben, deren Abtriebswelle Drehschwingungen ausführt, die Abdichtung mit einer Verformungsdichtung (Schwingmetall) vornehmen (Bild 7 in [1]). Die Abdichtungsfrage macht bei vielen hydraulischen Trieben Sorge, vor allen Dingen, wenn sie unmittelbar über dem Boden arbeiten, wobei nicht nur der Ölaustritt, sondern auch das Eindringen von Schmutz verhindert werden muß. Hinzu kommen die auch den Drehmotoren eigentümlichen Vorzüge: Antrieb des Messers in jeder Stellung des Mähbalkens ohne mehr oder minder aufwendige mechanische Triebwerksteile und die exakte Begrenzung der Maximalkraft vermittelt eines Überdruckventils in der Druckleitung. Beim Schlepper mit rein hydraulischer Kraftübertragung schließlich verlangt der Mähantrieb auf alle Fälle seinen Ölmotor.

## Schluckfähigkeit und Volumenspeicherung

Diesen Vorzügen des Schwingantriebes stehen einige Schwierigkeiten gegenüber. Relativ gering sind noch die zunächst in die Augen fallenden, die sich aus der geringen Zusammendrückbarkeit des Öls ergeben. In erster Annäherung pflegt man ja das Öl als nicht zusammendrückbar zu bezeichnen, zumindest im Vergleich zu Gasen. Nun ist der Ölstrom  $Q$  [ $\text{cm}^3 \cdot \text{s}^{-1}$ ], soweit man ihn einer

normalen Schlepper-Hydraulikanlage entnimmt, so gut wie konstant. Nicht konstant hingegen ist die Schluckfähigkeit eines Einzylinder-Schwingantriebes. Nur bei Verwendung einer besonderen, von einem Kurbel- (oder Kreuzschleifen-)trieb angetriebenen Pumpe mit dem gleichen Hubvolumen wie demjenigen des Schwingmotors, ist das Ölangebot in jedem Zeitpunkt gleich dem Bedarf. Solche Antriebe, hydraulische Gestänge, wie sie euphemistisch genannt werden, sind von uns untersucht worden. Praktische Bedeutung haben sie wohl kaum, um so weniger, als die genannte Eigenschaft kein Vorzug ist. Die Speicherung des Überschußöls macht auch bei anderen Schwingtrieben kaum große Schwierigkeiten, sie ergibt sich sogar meist automatisch durch die vorhandenen Leitungen, und sie bedeutet gleichzeitig eine erwünschte Energiespeicherung. Die schwierigsten Probleme des Schwingantriebes, die Konstanthaltung des Hubes und die Energiespeicherung, werden aber auch durch das hydraulische Gestänge (Bild 2 in [1]) nicht gelöst.

Da die Kolbengeschwindigkeit in den Totpunkten gleich Null ist und in Hubmitte ein Maximum hat, verhält sich Ölangebot und Bedarf in erster Annäherung wie in Bild 1 dargestellt. Die Abszisse hat im ersten Falle eine gleichförmige Zeit-, im zweiten eine gleichförmige Hubeinteilung. Die den schraffierten Flächen entsprechende Arbeit muß gespeichert beziehungsweise wieder entnommen werden. Bei den Darstellungen ist angenommen, daß der Kolben harmonische Schwingungen ausführt, das heißt, daß die Geschwindigkeit und damit auch das Schluckvermögen über der Zeit aufgetragen sinusförmig verläuft. Beim Auftragen der Kurven  $Q_p$  und  $Q_m$  über dem Kolbenweg wird aus der Sinuskurve eine Halbellipse, bei passend gewähltem Maßstab ein Halbkreis (Bild 2). Reine Sinusschwingungen treten dann auf, wenn entweder nur Massenwiderstände vom Kolben zu überwinden sind und die Beschleunigung beziehungsweise die Verzögerung von Hubmitte zu den Totpunkten linear zunimmt, oder wenn beim Vorhandensein zusätzlicher Federkräfte diese sich ebenso verhalten. Erstere Bedingung ist mindestens im Leerlauf weitgehend verwirklicht. Dagegen entsprechen nicht alle Federcharakteristiken untersuchter Schwingtriebe diesem Bilde. (Hierüber folgen Ausführungen unter dem Punkt Energiespeicherung.) Die Messungen, bei denen der Hub über der Zeit geschrieben wurde, bestätigen, daß man zur Beurteilung der Volumenspeicherung genügend genau mit Sinusschwingungen rechnen kann. Der Kurvenlauf in Bild 1 und 2 stellt nur in erster Annäherung Ölangebot und Bedarf dar. Hinzu kommt noch die Ölaufnahme etwaiger Steuerkolben und gegebenenfalls weiterer Kolben, welche die Feder betätigen. Ihr Einfluß ist relativ gering, denn man wird den Ölbedarf von Steuerkolben, das heißt deren Durchmesser und Hub, möglichst gering bemessen, weil er einen Verlust bedeutet. Von Einfluß auf das Schluckvermögen ist aber noch die Art der Umsteuerung. Bei Fremдумsteuerung durch einen mit konstanter Drehzahl angetriebenen Drehschieber, der beide Kolbensseiten abwechselnd mit Druck- und Rückleitung verbindet — schematisch in Bild 3 dargestellt —, ergibt sich die aus Bild 4 ersichtliche Abhängigkeit der Öffnungsquerschnitte von der Gesamtzeit. Will man sie über dem Kolbenweg darstellen, was anschaulicher

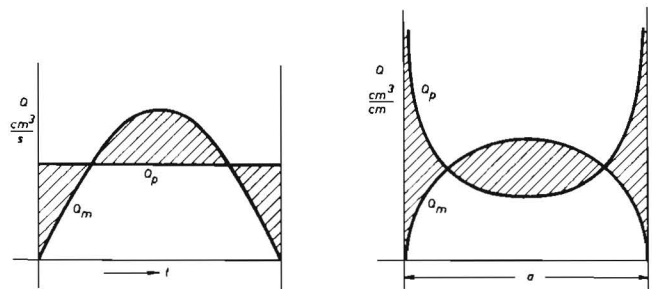


Bild 1 (links): Förderstrom  $Q_p$  der Pumpe und Schluckfähigkeit  $Q_m$  des Motors in Abhängigkeit von der Zeit

Bild 2 (rechts): Förderstrom  $Q_p$  der Pumpe und Schluckfähigkeit  $Q_m$  des Motors in Abhängigkeit vom Kolbenweg

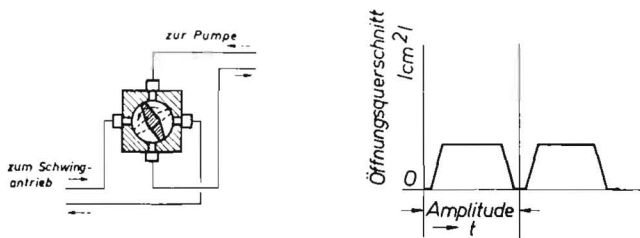


Bild 3 (links): Wirkungsweise des Drehschiebers

Bild 4 (rechts): Vom Drehschieber freigegebener Öffnungsquerschnitt in Abhängigkeit von der Zeit

ist, so muß man erstens wieder eine Voraussetzung über den Verlauf der Kolbenbewegung über der Zeit machen — zum Beispiel sinusförmig — und zweitens die Lage der Totpunkte kennen. Diese ist nur durch den Versuch festzustellen.

Besondere Maßnahmen für die Volumenspeicherung infolge der nicht konstanten Schluckfähigkeit des Schwingtriebs sind nicht nötig, weil die zu speichernden Volumina sehr klein sind. Sie müssen der Fördermenge und dem Öldruck üblicher Hydraulikpumpen angepaßt sein. Dazu ein Zahlenbeispiel: Rechnet man mit einem Förderstrom von 16 l/min, wie ihn eine häufig anzutreffende Pumpengröße aufweist, so steht bei einer Frequenz von 1000 Schwingungen je Minute ein Volumen von  $2 V = 16 \text{ cm}^3$  je Doppelhub zur Verfügung. Das Hubvolumen des Arbeitskolbens einschließlich desjenigen des als vorhanden angenommenen Umsteuerkolbens darf also  $8 \text{ cm}^3$  betragen. Rechnet man für den Arbeitskolben allein  $7 \text{ cm}^3$ , so ließe sich mit ihm bei einem mittleren Betriebsdruck von  $80 \text{ atü}$ , der bei Zahradpumpen im allgemeinen nicht überschritten wird, eine Leistung

$$N = \frac{p \cdot 2 V \cdot n}{60 \cdot 75} = 2,5 \text{ PS}$$

übertragen. Damit kann die Nutz- und Messerreibungsleistung in der Größe, wie sie erfahrungsgemäß bei Mähwerken üblicher Bauart auftritt, gedeckt werden. Im Leerlauf wird jedoch ein mittlerer Druck von  $80 \text{ atü}$  längst nicht erreicht, wie aus den Indikatordiagrammen hervorgeht, von denen am Schluß des Aufsatzes Beispiele gebracht werden. Diese überschlägliche Energiebetrachtung setzt voraus, daß die Energie der schwingenden Masse in den Totpunkten nicht in Wärme umgesetzt, sondern rückgewonnen wird.

### Selbstumsteuerung und Anspringen

Die bei den Schwingantrieben verwandte Selbstumsteuerung ist schematisch in Bild 5 dargestellt. Sie zeichnet sich durch besondere Einfachheit aus, denn es ist nur ein einziges Steuerelement, der Steuerschieber, vorhanden, der mit dem Arbeitskolben durch keine mechanischen Glieder verbunden ist. Bild 5 zeigt den Arbeitskolben in der Mittel-, den Steuerkolben in der linken Endstellung. In dieser verbindet er den Einlaß mit der rechten, den Auslaß mit der linken Zylinderseite des Arbeitskolbens. Das Drucköl schiebt den Kolben nach links, das auf der linken Zylinderseite befindliche Öl kann abströmen. Kurz bevor der Arbeitskolben seine linke Totlage erreicht, gibt er Kanäle frei, welche die linken Zylinderräume des Steuerkolbens mit dem Einlaß, den

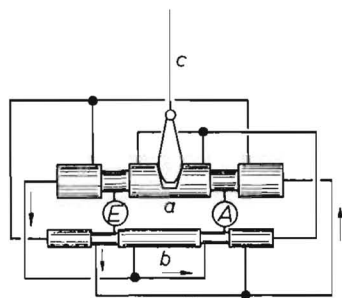


Bild 5: Schema der Umsteuerung mit einem Steuerkolben  
E = Öleintritt; A = Ölaustritt; a = Arbeitskolben  
b = Steuerkolben; c = Schwinghebel

rechten mit dem Auslaß verbinden, wodurch der Steuerkolben nach rechts geschoben wird und nunmehr Drucköl von links auf den Arbeitskolben gelangen läßt, so daß dieser sich nach rechts bewegt. Wie bei jeder Umsteuerung kann der Wechsel in der Verbindung der Zylinderräume mit Zu- und Ableitung nicht momentan erfolgen. Wenn der Steuerkolben durch die Mittellage geht, verschließt er die zu den Zylinderräumen des Arbeitskolbens führenden Kanäle. Dies geschieht in einer Stellung des Arbeitskolbens, die zwischen den Punkten des Hubes, in welchen die Steuerkanten des Arbeitszylinders die zu dem Steuerkolben führenden Kanäle freigeben, und den Totpunkten liegt. Genau ist die Lage (außer durch Indizierern) nicht zu bestimmen, weshalb auf eine Darstellung des Einflusses des Steuerschiebers auf das gesamte Schluckvermögen in Bild 1 und 2 verzichtet wurde. Die Absperrung von Ölz- und -ableitung dauert nur sehr kurze Zeit, da der Bewegungsablauf des Steuerkolbens — auf den ja keine Federkräfte und keine nennenswerten Massenkräfte wirken — nicht sinusförmig erfolgt. Der Kolben verharrt vielmehr in den Totpunkten und durchläuft seinen Hub mit entsprechend großer Geschwindigkeit. Sein Hub ist auch kleiner als der des Arbeitskolbens, schon um Öl zu sparen. Der Ölbedarf des Steuerschiebers wirkt dabei der Verringerung der Schluckfähigkeit durch den Arbeitskolben entgegen. Insgesamt sind etwa 25 bis 30% des Hubvolumens, das heißt nicht mehr als 2 bis  $3 \text{ cm}^3$  zu speichern. Das ist ohne Schwierigkeiten möglich vermöge der elastischen Eigenschaften der Schläuche, des Öls (darüber folgt Näheres unter Ölfedern) und der Luft, die sich bei offenem Kreislauf nie ganz aus dem Öl entfernen läßt. Schließlich kann das Öl auch über das Überstromventil abfließen. Das geschah bei den Versuchen jedoch nur ausnahmsweise. Im übrigen wäre, selbst wenn das ganze Überschußvolumen abströmen müßte, die damit verbundene Verschlechterung des Wirkungsgrades erträglich. Dieser Weg ist ja in der Ölhydraulik durchaus üblich, zum Beispiel bei jeder Drosselregelung. Nur muß man für Wärmeabfuhr sorgen.

Im Zusammenhang mit der Selbstumsteuerung durch einen Steuerkolben ist auf das Anspringen einzugehen. Ein solcher Schwingtrieb springt nur an, wenn wenigstens einer der beiden Kolben sich außerhalb der neutralen Mittelstellung befindet. Befinden sich dagegen beide Kolben in der neutralen Mittelstellung, so läuft der Schwingantrieb nicht von selbst an. Steht der Arbeitskolben unter Federwirkung, zum Beispiel nach Bild 6, 8, 9 oder 10, so bleibt er stets in der Mittelstellung stehen. Beim Steuerkolben war das dann nicht der Fall, wenn man ihn erstmals bei der Montage in eine Grenzlage gebracht hatte. Immerhin ist mit der Möglichkeit zu rechnen, daß der Steuerkolben im Lauf der Zeit durch Erschütterungen zufällig in die Mittellage gerät, wenn dies bei gefüllten Ölskanälen auch wenig wahrscheinlich ist. Dies ist also ein schwacher Punkt dieser Art der Selbstumsteuerung. Vermehrte Schwierigkeiten treten bei Verwendung sehr starker Federn auf, die keine „Lose“<sup>1)</sup> in der Mittelstellung haben. Es gibt Möglichkeiten, den Umsteuerzeitpunkt in Abhängigkeit von der Frequenz automatisch zu verstellen und damit das Anspringen zu erleichtern. Der konstruktive Aufwand ist aber ziemlich groß, so daß dieser Weg nicht beschritten wurde. Dagegen wurde ein anderer Weg verwirklicht, nämlich zwei Steuerkolben zu verwenden, die sich gegenseitig nach dem Schema von Bild 5 umsteuern und den Arbeitskolben mit einem von ihnen parallel zu schalten (Bild 6). Das kostet natürlich ebenfalls zusätzlichen Konstruktionsaufwand, dazu Öl, außerdem müssen die schwingenden Systeme sorgfältig aufeinander abgestimmt sein, damit nicht der Zustand eintritt, daß die Steuerkolben durchgehen und der Arbeitskolben nicht zu folgen vermag. Wenn zwei Arbeitskolben verwendet werden (zum Beispiel bei Schwingantrieben mit zwei gegenläufigen Messern oder mit Gegenmasse nach Bild 10), kann der Steuerkolben überhaupt fehlen. In diesem Falle bleiben die unter Federwirkung stehenden Kolben immer in der Mittellage stehen. Das Anspringen muß dann auf andere Weise gewährleistet werden, wofür eine einfache automatische Lösung in Vorbereitung ist. Natürlich kann man in allen Fällen auf die Automatik verzichten, wenn man dem Bedienungsmann durch ein Gestänge oder eine zweite Druckleitung eine Einwirkungsmöglichkeit in die Hand gibt.

<sup>1)</sup> Den Ausdruck „Lose“ findet man in zunehmendem Maße für den Ausdruck „toter Gang“. „Toter Gang“ ist dann unangebracht, wenn mit ihm eine konstruktive Maßnahme bezeichnet werden soll.

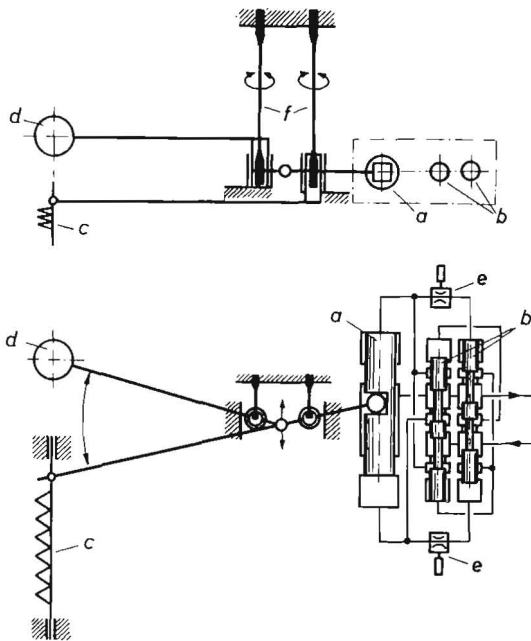


Bild 6: Umsteuerung mit zwei Steuerkolben

a = Arbeitskolben; b = Steuerkolben; c = Mähmesser  
d = Gegenmasse; e = Drosselventil; f = Drehstabfeder

### Hubbegrenzung und Energiespeicherung

Am schwierigsten zu beherrschen sind beim Schwingantrieb die Hublänge und die Energiespeicherung, die beide eng miteinander zusammenhängen. Falls sich die Versuchsergebnisse verallgemeinern lassen, kann wohl gesagt werden, daß der Hub auch bei Rücksicht auf die Qualität der Mäharbeit nicht konstant zu sein braucht, wie es beim Kurbeltrieb der Fall ist. Er darf aber ein gewisses Maß nicht unterschreiten. Nach oben darf er nicht oder zumindest nicht für längere Zeit durch feste Anschläge begrenzt werden, die schnell zerschlagen werden, sondern durch möglichst gleichbleibende Lage des Umsteuerpunktes relativ zur Lage des Arbeitskolbens — bei Antrieben mit Selbstumsteuerung, bei Fremдумsteuerung liegt sie ja fest — und durch Federn. Diese sind ohnehin notwendig, wenn man nicht die Energie der Messermasse vernichten, das heißt in Wärme umsetzen will. Sie übersteigt bei den üblichen Messermassen für Schnittbreiten von rund 1,5 m schon bei Frequenzen von etwa 700 min<sup>-1</sup> die Nutz- und Reibungsarbeit und steigt quadratisch mit der Frequenz. Hier liegen die Verhältnisse wesentlich ungünstiger als beim Kurbeltrieb, wengleich auch dort nach den Versuchen von STROPPEL [3] die (bei Schwingantrieben fortfallenden) Lagerreibungsverluste beträchtlich sind. Selbst wenn man die Verluste in Kauf nehmen wollte — in der Gesamtbilanz der Mähkosten sind sie ziemlich bedeutungslos — so müßte man jedoch für die Wärmeabfuhr sorgen, was mit einem Kühler zu lösen wäre. Jedoch kann man auf Federn einfach der Hubbegrenzung wegen nicht verzichten.

Nachdem gleich im ersten Anlauf auf höchst einfache Weise durch einen fremdangetriebenen Drehschieber, der die Umsteuerung bewirkte, und schwacher Federung recht erfreuliche Ergebnisse erzielt wurden, hatten die weiteren Versuche vor allem die Steigerung der Frequenz zum Ziel und ihre Beherrschung durch verschiedene Federsysteme. Dies ist um so wichtiger, als die Fahrgeschwindigkeit in der Praxis immer weiter zunimmt. Steigert man die Liefermenge der Pumpe, so erhöht sich entweder die Frequenz, der Hub oder beides entsprechend der Gleichung  $Q = 2a \cdot n \cdot F$ , wobei  $a$  der Hub und  $F$  die Kolbenfläche ist. Die Gleichung gilt exakt nur dann, wenn keine Zusammendrückungen, Dehnungen, Undichtigkeiten — gegebenenfalls auch Vakuum — auftreten. Wie weit dies in Wirklichkeit zutrifft, wurde bisher nicht untersucht, da eine Messung des Volumenstroms in Abhängigkeit von Zeit oder Hub meßtechnisch sehr schwierig ist. Angestrebt wird nun eine Frequenzerhöhung ohne Hubvergrößerung. Zu verwirklichen dürfte dies nur durch Federn sein. Man kann zwar beim Entwurf die Umsteuerung früh beginnen lassen, aber damit ist nicht viel gewonnen. Bei Fremдумsteuerung ist die Frequenz zwar exakt beherrschbar, aber auch hier treten Schwierigkeiten mit dem Hub auf, abgesehen davon, daß diese Lösung

nicht recht befriedigend ist. Der Hub nimmt hier mit steigender Frequenz stärker ab, als es nach der Rechnung der Fall sein müßte.

Erkennt man also die Notwendigkeit der Federn als Hubbegrenzer an, so erhebt sich die Frage nach Art der Federn, ihrer Bemessung und damit im Zusammenhang die weitere Frage, ob die Betriebsfrequenz im Resonanzbereich, darüber oder darunter liegen soll. Für die erste Möglichkeit spricht die Energieersparnis, die dabei am größten ist. Es treten beim Resonanzbetrieb wie beim Kurbeltrieb keine Massenenergieverluste, sondern nur Arbeits- und Reibungswiderstände auf. Leider ist aber die Hubkonstanz in diesem Bereich am wenigsten gewährleistet. Ist die Eigenschwingungszahl der Federn größer, so vermehren sich erstens die auch sonst in gewissem Umfang auftretenden Anfahrschwierigkeiten, vor allem aber muß mit Rückgang des Hubes bei vorübergehender Zunahme des Arbeitswiderstandes gerechnet werden, also gerade in den Fällen, wo dies am wenigsten gewünscht ist. Fährt man über der Resonanzfrequenz, so wird bei größer werdenden Arbeits-Widerständen ein Rückgang des Hubes durch die Federn zumindest nicht begünstigt; fällt auch die Frequenz ab (wozu allerdings kaum Veranlassung besteht), so nähert man sich dem Resonanzbereich mit seiner hubvergrößernden Wirkung. Praktisch waren bisher alle Federsysteme so bemessen, daß die Betriebsfrequenz oberhalb des Resonanzbereichs lag. Dieser muß also durchlaufen werden.

Bezüglich Charakteristik, Werkstoff und Gestalt der Federn bestehen sehr weitgehende Variationsmöglichkeiten. Da man auf Sinusverlauf keinen Wert zu legen braucht, im Gegenteil eine möglichst lang konstant bleibende Schnittgeschwindigkeit entlang des Hubes erstrebenswert ist, braucht die Federcharakteristik nicht linear zu sein. Progressiv wirkende Federn versprechen mehr Erfolg. Sie wurden bisher noch nicht verwendet. Zur Verringerung der Anlaufschwierigkeiten, die insbesondere bei steifen Federn mit hoher Eigenfrequenz auftreten, kann es zweckmäßig sein, die Federn erst nach Zurücklegung eines gewissen Weges aus der Mittellage heraus wirksam werden zu lassen. Eine solche, von Dipl.-Ing. HARRIG stammende Federung ist schon beschrieben worden [1]. Die Speicherfeder kann unter Vorspannung stehen, von besonderen Kolben hydraulisch betätigt, die zugleich eine (wenn auch unbedeutende) Volumenspeicherung in Totpunktnähe bewirken. Bild 7 zeigt einige mögliche Federcharakteristiken.

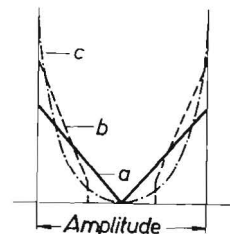


Bild 7: Charakteristik von Energiespeicherfedern mit gleicher Arbeitsaufnahme

a = linear ohne Vorspannung; b = linear mit Vorspannung  
c = progressiv ohne Vorspannung

Die zu speichernde Arbeit und damit annähernd auch das Feder-volumen ist proportional der Messermasse (diejenige der Übertragungsglieder kann vernachlässigt werden) und dem Quadrat der Frequenz. Bei Sinusverlauf ist in Hubmitte

$$v_{max} = r \cdot \omega \cdot \sin 90^\circ, \text{ ferner}$$

$$A = \frac{1}{2} m v^2 = \frac{1}{2} m r^2 \omega^2.$$

Ein Zahlenvergleich zwischen Kurbeltrieb und Schwingtrieb bei  $n = 1000$  Schwingungen je Minute, einem Kurbelradius beziehungsweise halbem Hub von 40 mm, das heißt einer Maximalgeschwindigkeit von 4,2 m/s und einer Messermasse von 3,7 kg ergibt beim Schwingtrieb eine zu speichernde Arbeit von etwa 330 cm kp. Beim Kurbeltrieb ist zum Massenausgleich der Messermasse und der etwa ebenso großen Schubstangenmasse ein entsprechendes Gegengewicht in der Kurbelscheibe nötig. Deren Gesamtarbeitsvermögen pflegt aber weit größer zu sein, zum Beispiel findet man Massen-Trägheitsmomente von 100 kg cm<sup>2</sup> und darüber, was bei 1000 Umdrehungen ein Arbeitsvermögen von 1080 cm kp ergibt. Während für den Kurbeltrieb die Tendenz festzustellen ist, die schwingenden Massen zwecks Erzielung eines ruhigen Laufes zu verringern, ist dies für den Schwingantrieb

nicht erwünscht, weil dabei die Energie zur Überwindung von Stopfungen über einen erhöhten Öldruck aufgebracht wird, der seinerseits erhöhte und stoßartige Belastung von Pumpe und Pumpenantriebsteilen hervorruft.

Im Verlaufe der Versuche wurde daher der Weg beschritten, die Messermasse künstlich zu vergrößern. Um dabei die Laufruhe nicht zu verschlechtern, sondern sogar erheblich zu verbessern, wurde die Zusatzmasse gleich der Messermasse gewählt und gegenläufig schwingend angeordnet. Da es gelingt, die Bahn ihres Schwerpunkts annähernd mit derjenigen des Messerschwerpunktes zusammenfallen zu lassen, ist fast vollständiger Massenausgleich möglich. Allerdings bedeutet dies eine Verdoppelung des Federvolumens.

Schwingtriebe mit Gegenmasse sind bisher nur auf dem Prüfstand gelaufen. Wie weit durch diese Maßnahme die Störanfälligkeit verbessert wird, kann nur durch sehr umfangreiche Feldversuche geklärt werden. Leider fehlt ja jeder Vergleichsmaßstab: Wieviel Verstopfungen pro Zeit- oder Flächeneinheit treten bei mechanischem Antrieb auf, wieviele sind tragbar? Wir haben zwar versucht, diese Frage (die ja entscheidend durch den Zustand der zu mähenden Fläche beeinflusst wird) durch Vergleiche zwischen hydraulischen und mechanischen Antrieben zu klären, ohne jedoch eine Aussage machen zu können. Auch gelang es nicht,

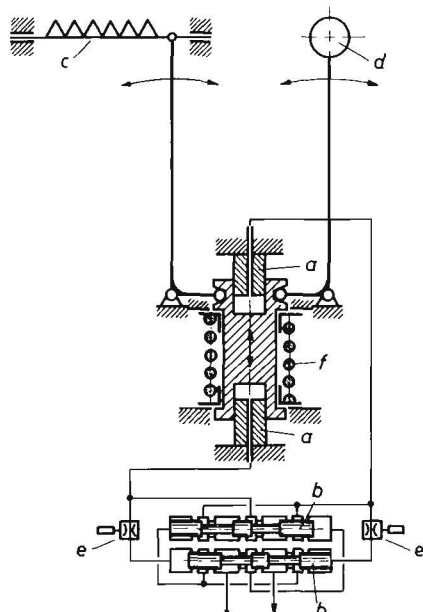
verlässliche Unterlagen darüber zu gewinnen, ob üblicherweise beim Mähen die Nenndrehzahl des Motors eingehalten wird. Da abgesehen von Kleinstschleppern der Motor beim Mähen niemals ausgelastet ist, liegt es nahe, mit verminderter Drehzahl zu fahren. Die Nennfrequenzen der Mähantriebe beziehen sich aber auf die Nenndrehzahl des Motors. Die Verdoppelung der schwingenden Massen verlangt eine Verdoppelung des Federvolumens, die höchst unerwünscht ist, es sei denn, daß bessere Lösungen als Stahl-, Gummi- oder Luftfedern gefunden werden. Möglicherweise sind Ölfedern eine solche.

Aussichtsreich erscheint dagegen die Verwendung einer aktiven Gegenmasse, die bei Mähwerken mit Doppelmessern gegeben ist, wie sie neuerdings auf den Markt kommen [4]. Soll die Relativgeschwindigkeit von zwei gegenläufigen Messern ebenso groß sein wie diejenige von einem Messer und fester Gegenschnide, so geht der Hub auf die Hälfte zurück, die zu speichernde Energie auf den vierten Teil. Hat jedes der beiden gegenläufigen Messer die gleiche Masse wie ein Einzelmesser, so ist insgesamt nur die halbe Energie zu speichern, es wird also nur das halbe Federvolumen benötigt.

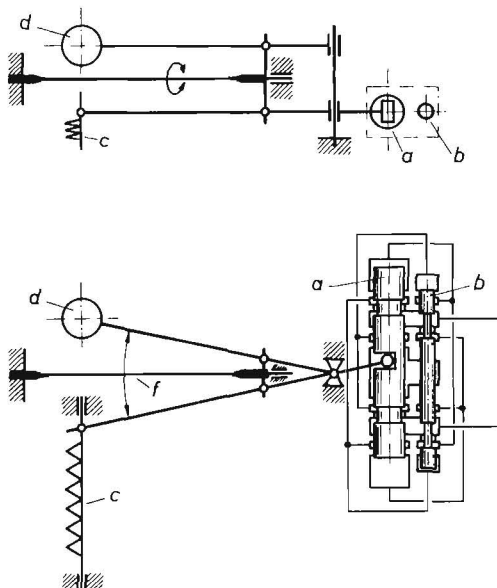
Behält man das gleiche Federvolumen bei, so läßt sich die Frequenz und damit die Schnittgeschwindigkeit um den Faktor  $\sqrt{2}$  steigern. Vermutlich ist dieser Weg zur Vermeidung von Verstopfungen wirksamer als die Schaffung einer Energiereserve.

### Ausführungsbeispiele für Energiespeicher

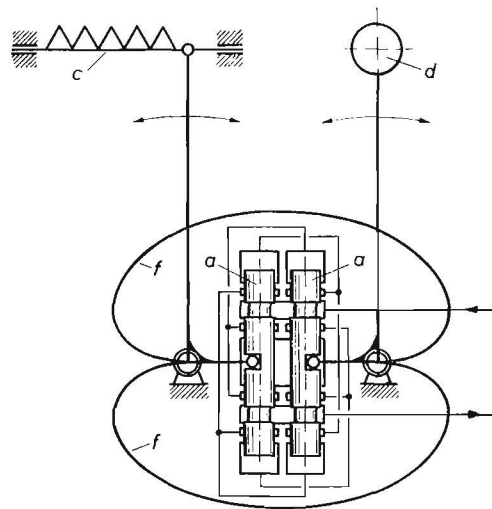
Über Federn als Energiespeicher ist in Ergänzung des bereits früher Berichteten folgendes zu sagen. Gummifedern sind in der Regel bei Schwingtrieben bereits durch die Schläuche gegeben. Untersuchungen über ihre Federcharakteristik wurden nicht angestellt. Die ursprünglich als besonders aussichtsreich angesehene Gummihülsefeder [1] muß bei höheren Frequenzen so groß gewählt werden, daß die Wärmeabfuhr und auch die Unterbringung Schwierigkeiten macht. Die Dämpfung ist unerwünscht, außerdem hat die Gummifeder keine progressive Charakteristik. Alleiniges Federelement kann sie vielleicht bei Schwingtrieben mit Doppelmesser und entsprechend niedriger Energiespeicherung je Messer sein. Wertvoll bleibt ihre Eigenschaft, ein Dichtelement zu sein, das nur verformt wird, das also absolute Dichtigkeit gegen Ölaustritt und Staubeintritt bietet. Von Stahlfedern zeigen die Schemaskizzen Bilder 8 bis 10 einige Ausführungsbeispiele, und zwar solche mit Gegenmasse in Ergänzung der bereits veröffentlichten [1]. Entsprechende Versuchsstücke wurden hergestellt. Am zweckmäßigsten erscheint aber doch immer wieder die druckbelastete normale Schraubenfeder. Ihre Werkstoffausnutzung ist zwar nicht so gut wie diejenige des Drehstabes (wegen der zusätzlichen Biegung, insbesondere bei großem Drahtdurchmesser im Verhältnis zum Windungsdurchmesser), sie hat aber den großen Vorzug, keine Einspannungsteile zu erfordern, was den Nachteil wettmacht, daß meist zusätzliche Elemente für die Kraftübertragung (Ölkolben, Hebel) erforderlich sind. Die Blattfedern in Bild 10 haben zwar ein relativ großes Volumen, dies stört aber nicht an



**Bild 8: Schwingantrieb mit Gegenmasse und Schrauben-Druckfeder**  
 a = Arbeitskolben; b = Steuerkolben; c = Mähmesser  
 d = Gegenmasse; e = Drosselventil; f = Schrauben-Druckmesser



**Bild 9: Schwingantrieb mit Gegenmasse und Torsionsstab**  
 a = Arbeitskolben; b = Steuerkolben; c = Mähmesser  
 d = Gegenmasse; e = Drosselventil; f = Torsionsstabfeder



**Bild 10: Schwingantrieb mit Gegenmasse und Blattfedern**  
 a = Arbeitskolben; c = Mähmesser; d = Gegenmasse; f = Blattfeder

der Stelle, wo sie angeordnet sind. Vorgespanntes Gas als Feder-element zu verwenden, erfordert einen erheblichen technischen Aufwand, außerdem ist die dauernde Dichtung auch bei Verwendung einer Blase nicht gewährleistet.

Recht aussichtsreich erscheint dagegen die erst neuerdings in Betracht gezogene Verwendung von Ölfedern. Sie sind für Kraftfahrzeuge vorgeschlagen, wohl auch schon ausgeführt. Die Speicherfähigkeit ist bei hohen Drücken, zum Beispiel 1000 atü und darüber, erstaunlich hoch. Das Speichervermögen ist bei linearer Federkennlinie

$$A = \frac{1}{2} \cdot p \cdot \frac{\Delta V}{V} \left[ \frac{\text{cm} \cdot \text{kp}}{\text{cm}^3} \right].$$

Es ändert sich bei linearer Kennlinie quadratisch mit dem Druck, da beide Faktoren des Produktes sich gleichsinnig ändern. In Wirklichkeit ist die Kennlinie nicht linear, sondern progressiv, was sehr erwünscht ist, außerdem von der Art des Öls und der Temperatur abhängig. Bild 11 zeigt Kennlinien für Hydraulik-Öl [5].

Will man die in dem oben gewählten Beispiel errechneten 330 cm kp speichern, so benötigt man bei 1000 atü nur ein Ölvolumen von etwa 9 cm<sup>3</sup>. In Wirklichkeit ist es noch weniger, da auch die Schläuche nicht nur an der Volumen-, sondern auch an der Energiespeicherung teilnehmen. Die erforderlichen Drücke lassen sich ohne Schwierigkeiten mit Kolben kleineren Durchmessers erzielen, die auf die Arbeitskolben gesetzt werden oder in sie hineintauchen, die Ölvolumina lassen sich in den Zylinderdeckeln, eventuell sogar in den Arbeitskolben selber, unterbringen, so daß überhaupt kein zusätzlicher Raumbedarf entsteht. Auch die Leckölergänzung macht keine Schwierigkeiten, indem der Kolben kurz vor Erreichen der Hubmitte, also dem Zeitpunkt, wo die Federwirkung aufhören soll, eine Verbindung zwischen Arbeitszylinder und Ölfederzylinder freigibt. Ein Schwingtrieb nach diesem Prinzip (Bild 12) ist in Vorbereitung.

Die Federn kann man vermeiden und die Schwierigkeiten der Energiespeicherung und Hubkonstanz ausschalten, wenn man vom Schwinghebel über eine Schubstange ein Schwingrad antreibt, also doch wieder zum Kurbeltrieb zurückkehrt. Versuchsweise ist dieser Weg einmal beschritten worden. Die Lösung ist zwar nicht elegant, vor allen Dingen sperrig — aber sicher. Als Vorzug des Schwingantriebs bleibt nur noch die einfachere Herstellungsmöglichkeit gegenüber einem Drehmotor bestehen.

### Versuchseinrichtungen und Versuche

Hierüber wird ausführlich im Rahmen einer Dissertation berichtet werden. An dieser Stelle sei nur folgendes vermerkt. Wie es häufig der Fall ist, lassen sich über den wichtigsten Punkt, die Qualität der geleisteten Arbeit, nur mehr oder minder subjektive, jedoch keine zahlenmäßigen Angaben machen. Wie oben erwähnt, fehlt der Vergleichsmaßstab. Verhältnismäßig einfach und ohne großen meßtechnischen Aufwand sind folgende Messungen anzustellen, und zwar zunächst auf dem Prüfstand:

1. Ölstrom der Pumpe, und zwar entweder aus Drehzahl und Eichkurve ermittelt — insbesondere bei den in der Regel verwendeten Zahnradpumpen ist die Liefermenge abhängig vom Druck — oder vermittels eines Meßgefäßes und Stoppuhr. Durchflußmengenmesser wurden bisher nicht benutzt, jedoch dürfte sich ihre Verwendung empfehlen, wenn auch die Meßgenauigkeit diejenige der zweiten Methode nicht erreicht. Der Ölstrom kann durch Veränderung der Pumpendrehzahl stufenlos geregelt werden.
2. Frequenz des Schwingantriebes vermittels Stroboskop oder mit mechanischem Zeit-Indikator, der auf ein Papierband schreibt, das gleichzeitig Zeitmarkierungen erhält. Damit ist gleichzeitig zu messen
3. der Druckverlauf über der Zeit.
4. Die Amplitude wird mit einem mechanischen Hubschreiber gemessen. Sie kann im übrigen zusätzlich noch durch einen Föpplkeil auf einer der Klingen optisch sichtbar gemacht werden.
5. Öltemperatur an verschiedenen Meßstellen auf thermoelektrischem Wege.

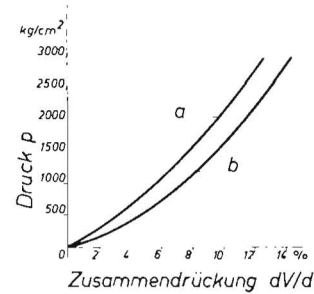


Bild 11: Volumenänderung von Hydraulik-Öl unter Druck  
a = Mineralöl; b = Silikonöl

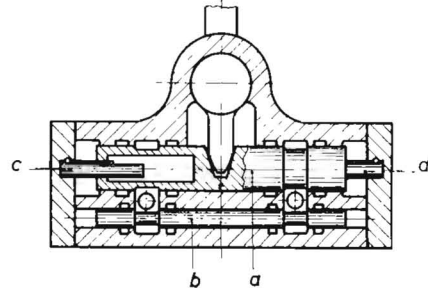


Bild 12: Schwingantrieb mit Ölfedern  
a = Arbeitskolben; b = Steuerkolben; c und d = Ölfederkolben

Auf dem Feld wurden zusätzlich noch gemessen:

6. Die Fahrgeschwindigkeit durch Abstoppen der Zeit, in der eine Meßstrecke durchfahren wurde, und
7. die Schnittbreite.

Die nachstehend beschriebenen Messungen erfordern einen erheblichen meßtechnischen Aufwand. Leider entsprachen die zuerst verwendeten Instrumente nicht den Erwartungen. Erfahrungen mit einer neuen elektronischen Meßeinrichtung liegen erst im beschränkten Umfang vor. Auf eine Beschreibung wird vorerst verzichtet. Nur so viel sei gesagt, daß der Unimog als fahrbarer Prüfstand sich grundsätzlich bewährt hat [1]. Allerdings sind inzwischen Zweifel aufgetaucht, ob es nunmehr zweckmäßig ist, die mit mehr Aufwand verbundenen Messungen auf dem Felde überhaupt vorzunehmen. Ungewöhnliche Betriebszustände, wie sie zum Beispiel bei Verstopfungen auftreten, meßtechnisch genau zu untersuchen, hat wenig Sinn, hier können nur statistische Untersuchungen weiter führen. Die Bedingungen des normalen Mähbetriebes sind auch auf dem Prüfstand weitgehend verwirklicht, und was besonders wichtig ist, sie lassen sich ohne Mühe konstant halten oder variieren. Letzteres geschah zum Beispiel bezüglich der Messerreibung durch eine Bremse.

Die einen größeren Aufwand erfordernden Messungen sind:

8. Messung der auf das Messer wirkenden Kräfte in Abhängigkeit vom Hub oder der Zeit. Meßgröße ist die Durchbiegung des Antriebshebels, gemessen wurde mit Dehnungsmeßstreifen. Aus den Kräften lassen sich die Beschleunigungen errechnen — da die Masse bekannt ist — und mit den Meßwerten vergleichen, die mit dem Hubschreiber gewonnen sind. Auch aus diesen Schrieben läßt sich die Beschleunigung errechnen, da Wege und Zeiten bekannt sind.
9. Messung des Öldrucks an verschiedenen Stellen, nämlich in der Druckleitung, in den Zylinderräumen des Arbeitszylinders, der Rückleitung (eventuell auch in den Zylinderräumen des Steuer-schiebers). Da die Grundschwingung bereits etwa 17 Hz beträgt und Oberschwingungen mit einem Vielfachen dieses Wertes auftreten, und da die Meßergebnisse aufgezeichnet werden sollen, wurde neuerdings ein Oszilloport zur Messung verwendet.
10. Messung des Bewegungsablaufes des Steuerkolbens im Verhältnis zu dem des Arbeitskolbens. Da ersterer nicht sichtbar ist, wurde bisher nur gelegentlich mit Fühlern der Zeitpunkt festgestellt, zu dem die Endlagen erreicht wurden. Wenn zwei Steuerkolben verwendet werden, von denen einer synchron mit dem Arbeitskolben schwingt, ist es möglich, die Steuerkolben in einem Gehäuse aus Plexiglas laufen zu lassen. Bei dem Arbeitskolben ist dies aus Festigkeitsgründen schlecht zu verwirklichen. Derartige

durchsichtige Schwingantriebe wurden für Pflanzenspritzen [6] gebaut. Ein entsprechender Mähantrieb ist in Vorbereitung.

Im Verlaufe der Versuche wurde immer klarer, daß es kaum möglich ist, allgemein gültige Erkenntnisse zu gewinnen, die über das hinausgehen, was mit den primitiven Meßmethoden sowie überlegungsmäßig festzustellen war. Der über Zeit oder Hub geschriebene Druckverlauf, also das Indizieren der Schwingantriebe, ergibt im allgemeinen nur Aufschluß über einen ganz speziellen Schwingtrieb mit bestimmten Abmessungen. Schon geringfügige Änderungen, zum Beispiel der Lage der Steuerkanten, kann beträchtliche Änderungen im Druckverlauf ergeben. Im Grunde genommen liegen hier die Dinge nicht anders als bei anderen Kolbenkraftmaschinen — Dampf- oder Verbrennungskraftmaschinen zum Beispiel — wo man durch Indizieren auch nur Aufschlüsse über ein bestimmtes Baumuster erhalten kann, das dann gegebenenfalls auf Grund der Versuchsergebnisse zu verbessern ist. Ähnliches gilt übrigens auch für die von STROPPEL [3] veröffentlichten Versuche mit normalen Schubkurbeltriebwerken für Mähmesser. Auch hier sind die Feinheiten der Meßergebnisse auf die Besonderheiten des untersuchten Triebwerks zwischen den Zähnen und in den Gelenken, Trägheitsmoment der Kurbelscheibe usw. zurückzuführen und von Fall zu Fall verschieden. Nur ist die Zahl der Variablen bei den üblichen Schubkurbelantrieben wesentlich geringer, als die bei hydraulischen Schwingtrieben, bei denen konstruktiv noch alles im Fluß ist. Zum Beispiel ist durchaus denkbar, daß mit anderen, noch nicht untersuchten Arten der Umsteuerung, anderem Verhältnis von

Durchmesser zum Hub beim Arbeitskolben, Federn anderer Charakteristik, als bisher erprobt, noch allerhand zu erreichen ist. Die Diagramme in den Bildern 13 und 14 sind mit einem Maihak-Indikator geschrieben und stellen den Verlauf des Öldruckes über dem Hub dar, gemessen in der einen Zylinderseite. Variiert wurde die Frequenz, wie aus den Unterschriften ersichtlich. Bei der ersten Serie (Bild 13) handelt es sich um einen Schwingantrieb ohne Massenausgleich mit einer hydraulisch gesteuerten Schraubenfeder („Pufferschwinger“ nach Bild 10 in [1]), bei der zweiten (Bild 14) um einen Schwingantrieb mit Massenausgleich und Drehstabfeder nach Bild 9. Die Belastung ist in beiden Fällen die gleiche, eine leerlaufendes Messer. Die Amplituden sind in beiden Fällen annähernd gleich, abgesehen von dem Einfluß der Frequenz. Der Mitteldruck und damit die Leistungsaufnahme ist

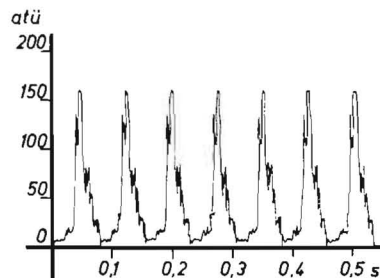


Bild 15: Indikator-Diagramm (Öldruck über Zeit) des Puffer-Schwingers bei 13 Hz

bei dem Schwingantrieb mit Gegenmasse höher, was zunächst nicht zu erwarten ist, da die Gegenmasse abgesehen von der unerheblichen Reibungsarbeit ihrer Hebellagerung keine Energie verzehrt. Offenbar ist der Leistungsbedarf entscheidend von der Ausbildung der Steuerkanten und Kanäle abhängig. Die Entwicklung brauchbarer Mähantriebe ist demnach ein ausgesprochen konstruktives Problem. Eine Deutung für den eigenartigen Diagrammverlauf mit seinen Spitzen und Tälern konnte noch nicht gegeben werden. Auf alle Fälle sind sie reell und nicht durch das Meßverfahren verursacht. Zum Vergleich sei noch ein Meßschrieb über der Zeit wiedergegeben (Bild 15). Prüfstandsversuche, die hoffentlich weitere Erkenntnisse vermitteln, sind im Gange.

### Zusammenfassung

Reine Schwingantriebe ohne rotierende Teile sind weit verbreitet, jedoch arbeiten sie im allgemeinen nicht mit Druckflüssigkeiten. Ackerschlepper sind nun in der Regel mit einer Hydraulik-Pumpe ausgerüstet, welche Schwingantriebe mit Druckflüssigkeit versorgen kann, zum Beispiel Mähmesser. Auch Siebe und Schüttler an Landmaschinen könnten mit hydraulischen Schwingantrieben versehen werden. Reine Schwingantriebe lassen sich besonders einfach herstellen mit nur je einem Arbeits- und Steuerkolben ohne sonstige bewegte Teile. Es sollte untersucht werden, wie solche Schwingantriebe sich für Mähwerke eignen. Schwierigkeiten bereitet vor allem die Aufgabe, die Energie der schwingenden Massen zu speichern, den Hub einigermaßen konstant zu halten und den Anlauf zu gewährleisten. Die Massen dürfen nicht zu klein sein, damit sich anbahnende Verstopfungen vermieden werden. Greift man nur auf die rotierenden Massen des Schleppermotors als Energiespeicher zurück, treten unerwünscht hohe Öldrücke auf. Vergrößert man aber die schwingenden Massen, so empfiehlt sich im Hinblick auf die Laufruhe die Anordnung einer Gegenmasse. Massenausgleich durch Verdoppelung der Messermasse erfordert ein doppeltes Federvolumen zur Energiespeicherung. Es werden verschiedene Ausführungen beschrieben und erste Prüfstand-Ergebnisse mitgeteilt.

### Schrifttum

- [1] MARKS, K.: Hydraulische Mähantriebe. Landtechnische Forschung 8 (1958), S. 33—39
- [2] MARKS, K.: Die Eignung des hydraulischen Antriebes für Ackerschlepper. Konstruktion 9 (1957), S. 361—365
- [3] STROPPEL, TH.: Analytische Betrachtung der Massenwirkungen in einem Schleppermähwerk. Landtechnische Forschung 8 (1958), S. 117—127
- [4] PHILIPP, F.: Anschlüsse für Mähwerke am Schlepper. Landtechnik 15 (1960), S. 297—303
- [5] BITTEL, K.: Zur Dimensionierung von Ölfedern. Automobiltechnische Zeitschrift 62 (1960), S. 183—191
- [6] MARKS, K.: Mischpumpe als Pflanzenspritze. Landtechnische Forschung 8 (1958), S. 137—138

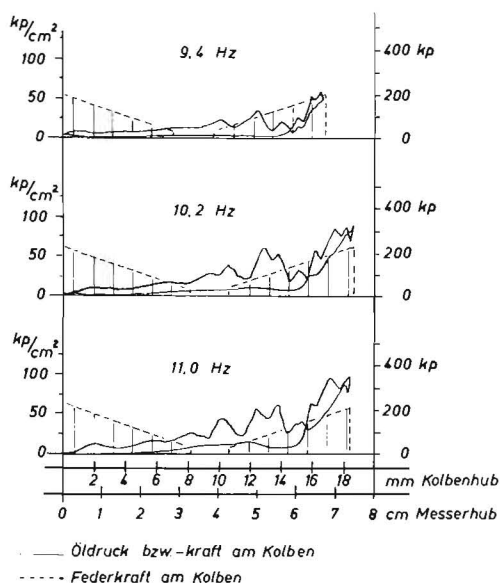


Bild 13: Indikator-Diagramm (Öldruck über Hub) des Puffer-Schwingers

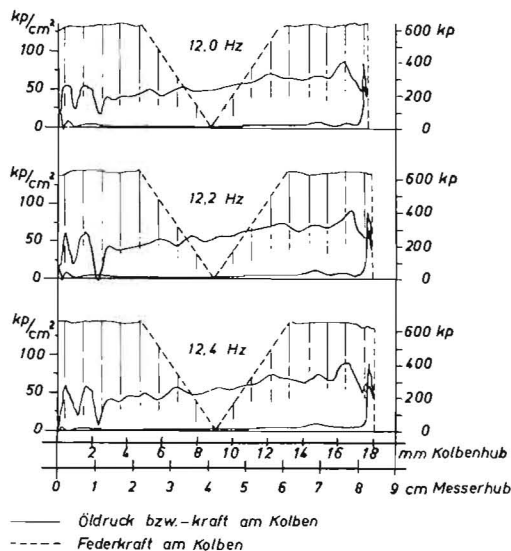


Bild 14: Indikator-Diagramm (Öldruck über Hub) des Schwingers mit Drehstabfederung und Massenausgleich

## Résumé

*Kurt Marks: "Hydraulic Oscillating Drive for Tractor-drawn Mowers."*

Pure oscillating driving mechanisms without rotating parts are plentiful, although they do not usually operate by liquids under pressure. Agricultural tractors are, nowadays, usually equipped with a hydraulic pump, which can operate oscillating driving mechanisms such as mower blades by liquids under pressure. Sieves and shakers incorporated in agricultural machinery can also be provided with hydraulic oscillating drives. Pure oscillating drives having only a working and a control cylinder are very easily manufactured and have no other moving parts. It should be investigated whether such oscillating drives are suitable for use in mowers. The problems of storing the energy of the oscillating masses, keeping the stroke constant and to guarantee prompt starting present difficulties. The moving masses may not be too small, so that possible stoppages in the pipes may be avoided. If the rotating masses of the tractor are utilised for the storage of energy, then undesirably high oil pressures arise. If, on the other hand, the oscillating masses are increased, a counter-balance weight is to be recommended from the point of view of assuring smooth operation. Balancing of the moving masses by doubling the weight of the cutting blade requires a doubled spring capacity for storing the energy. Various types of hydraulic drives are described and first test-bed results are included.

*Kurt Marks: «Commande hydraulique du mouvement alternatif des barres de coupe.»*

Les commandes de mouvement alternatif sans pièces rotatives sont très répandues; mais elles n'utilisent généralement pas des liquides sous pression. La plupart des tracteurs agricoles sont équipés d'une pompe hydraulique qui peut fournir le liquide sous pression pour les commandes de mouvement alternatif, comme par exemple pour les commandes des barres de coupe. Les cribles et secoueurs des machines agricoles pourraient être également entraînés par commande hydraulique. Des commandes de mouvement alternatif pures peuvent être réalisées de façon très simple au moyen d'un piston moteur et d'un piston de commande sans autres pièces en mouvement. On a examiné l'aptitude de ces commandes pour les barres de coupe. Les

difficultés essentielles à résoudre sont l'accumulation de l'énergie des masses en mouvement, le maintien d'une course constante et le démarrage du mouvement. Les masses ne doivent pas être trop réduites afin d'éviter le bourrage de la scie. Si l'on n'utilise que les masses en rotation du moteur de tracteur, la pression d'huile augmente trop. Par contre, si l'on augmente les masses en mouvement alternatif, il est recommandé de prévoir un contrepoids afin d'assurer une marche régulière. En équilibrant les masses par la duplication des masses de la scie, on est obligé de doubler le volume élastique pour l'accumulation de l'énergie. L'auteur décrit ensuite les différentes constructions et cite les premiers résultats des essais au banc.

*Kurt Marks: «Accionamientos oscilantes hidráulicos para segadoras.»*

Los accionamientos oscilantes sin piezas rotativas tienen aplicación muy amplia, pero no suelen trabajar, por regla general, con líquidos de presión. Los tractores agrícolas suelen disponer de una bomba hidráulica que podría servir para el suministro del líquido de presión para el accionamiento oscilante hidráulico, por ejemplo de las cuchillas de segadoras. También podrían equiparse con accionamiento oscilante hidráulico las cribas y los vibradores de las máquinas agrícolas. Es muy sencilla la fabricación de accionamientos oscilantes puros con sólo un pistón de trabajo y otro de mando, sin otras piezas de movimiento. Valdría la pena investigar las posibilidades de aplicación de tales accionamientos a mecanismos de segar. La dificultad principal consiste en la acumulación de energía en las masas oscilantes, en conservar constante la carrera y en garantizar el arranque. Las masas no deben ser demasiado pequeñas, para evitar el principio de atrancamientos. Limitándose exclusivamente a las masas en rotación del motor del tractor, como acumuladores de energía, la presión de aceite sería excesiva. En cambio, con el aumento de las masas oscilantes es recomendable prever una masa compensadora, con vista a la marcha suave. La compensación de masas por la duplicación de la masa de las cuchillas requiere el doble del volumen de los muelles para la acumulación de energía. Se describen varias construcciones y se citan los primeros resultados de los ensayos hechos en el banco de pruebas.

**Wolfgang Baader:**

## Absiebung von Erde in Kartoffelerntemaschinen mit umlaufenden Siebketten (Erste Ergebnisse)

*Institut für Landmaschinenforschung der FAL, Braunschweig-Völkenrode*

Zur Absiebung der Erde werden heute in den meisten Kartoffelerntemaschinen Siebketten verwendet. Mit Siebketten bezeichnet man alle Sieborgane, bei welchen die Siebstäbe parallel zueinander unter einem gleichbleibenden Abstand durch biegsame oder gelenkige Verbindungselemente (z. B. Gurte oder Rollenketten) zu einem endlosen Band zusammengefügt sind. Die steigenden Anforderungen an die Leistungsfähigkeit und Wirtschaftlichkeit der Kartoffelerntemaschinen führen aber zu der Frage, ob die heute übliche Siebkettenbauart die optimale Lösung darstellt.

Als Beitrag zur Klärung dieser Frage sind im Institut für Landmaschinenforschung Untersuchungen begonnen worden, die sich mit den Bewegungs- und Absiebvorgängen bei Siebketten befassen<sup>1)</sup>. Bisher sind nur Feldversuche durchgeführt worden. Die Ergänzung durch genauere Prüfstandmessungen ist erst angelaufen. In den folgenden Ausführungen soll über die ersten Ergebnisse der Feldversuche berichtet werden. Zunächst ist es jedoch notwendig, auf einige grundsätzliche Zusammenhänge in der Arbeitsweise von Siebketten einzugehen.

### Die Arbeitsweise der Siebkette

Die Siebkette stellt ein Förderelement dar, das bei der Kartoffelerntemaschine mit Erde und den darin eingelagerten Kartoffeln sowie mehr oder weniger großen Mengen an Steinen, Kraut und Unkraut beschickt wird. Um einen guten Siebeffekt zu erhalten, muß die Siebkette zusätzlich zu ihrer Umlaufbewegung eine Schüttelbewegung senkrecht zur Laufebene und Oberfläche erhalten. Durch Stoß- und Trägheitskräfte sollen die Bindekräfte innerhalb des Siebgutes aufgehoben werden, wodurch bei schwieriger siebbarem Gut die Absiebung überhaupt erst ermöglicht wird.

Bei der üblichen Siebkettenbauart wird das obere Kettentrum je nach Länge durch ein oder zwei Paar Rollen gegen Durchhängen

<sup>1)</sup> Diese Untersuchungen wurden unter Leitung von Prof. Dr.-Ing. D. SIMONS † mit finanzieller Unterstützung des KTL durchgeführt.

abgestützt. Diese sind am Umfang gezahnt und werden durch die in die Verzahnung eingreifende Siebkette in Drehung versetzt. Die Schüttelbewegung ist am einfachsten mit unrunder Stützrollen zu erreichen, deren Querschnitt entweder oval, drei- oder vier-eckig sein kann. Durch Auswechseln dieser Rollen oder durch Umschalten von einer runden auf eine unrunder geformte Rolle, die jeweils zusammen auf einem Kipphebel sitzen, läßt sich die Schüttelbewegung bei konstanter Kettengeschwindigkeit der wechselnden Siebbarkeit des Bodens in gewissen Grenzen anpassen.

Da die Kette nur in einer senkrecht zu ihrer Oberfläche liegenden Ebene flexibel ist, ferner zwischen den Antriebs- und Umlenkerrollen gespannt wird, führt sie bei einer örtlich begrenzten und senkrecht zu ihrer Oberfläche gerichteten Erregung eine Art Seil-schwingung aus (Bild 1). Bei dieser Bewegungsform nimmt die Amplitude der erregten Kette nicht linear gegen die Umlenkpunkte hin ab, sondern durchläuft in einer Wellenbewegung Werte, deren Betrag und Phase je nach Biegesteifigkeit, Massenverteilung, Länge, Spannung, Umlaufgeschwindigkeit und Neigung der Kette sowie nach Lage und Beschleunigungsverlauf der Schüttelrollen sehr verschieden sein können. Bereits die Bewegung der unbelasteten Siebkette ist infolge der zahlreichen Wechselwirkungen zwischen den genannten Einflußgrößen mathematisch kaum zu erfassen. Noch unübersichtlicher werden die Verhältnisse, sobald die Kette mit Siebgut belastet wird, da zwischen Siebeffekt, Massenverteilung, Stärke der Aufprallimpulse und Bewegungsform der Kette zusätzliche Wechselwirkungen auftreten. Durch die dämpfende Wirkung der Siebgutmasse wird vor allem die Welligkeit der Kettenbewegungsbahn stark vermindert. Eine Vorstellung von der Arbeitsweise der Siebkette können aber die folgenden Überlegungen vermitteln, wobei Erkenntnisse aus Untersuchungen an Schwingsieben benutzt wurden [1; 2].

Die spezifische Siebleistung, das heißt das in der Sekunde von einem Quadratmeter Siebfläche abgeseibte Gewicht siebbaren Gutes,