

## VERSUCHE UND ERFAHRUNGEN MIT ÖLHYDRAULISCHEN KRAFTHEBERN

Von Artur Seifert

Obwohl die Entwicklung der verschiedenen Kraftheberbauarten in Deutschland in den letzten drei bis vier Jahren erhebliche Fortschritte gemacht hat, gibt es doch noch eine Reihe von Problemen, deren wichtigsten hier behandelt werden sollen. Die Entwicklung des Krafthebers für Ackerschlepper hat ihren grössten Impuls durch den Schlepperexport erhalten. Die deutsche Landwirtschaft hat dagegen erst zögernd, dann aber in zunehmendem Masse zu dem Kraftheber Vertrauen gewonnen, obwohl seine Notwendigkeit niemals angezweifelt wurde.

Die seitherigen Erfahrungen mit Krafthebern

Die bisherigen Erfahrungen mit in- und ausländischen Krafthebern für landwirtschaftliche Schlepper sind kurz umrissen folgende:

Gewisse Schwierigkeiten, die aufgetreten sind, betrafen hydraulische Kraftheber. Es handelte sich um Pumpenstörungen infolge Ölundichtheiten und Fressens der Pumpen durch Fremdkörper, durch Störungen an den Steuerorganen infolge sehr hoher Öltemperaturen und durch undichte Leitungen und Abdichtungselemente. Eine Behebung solcher und ähnlicher Störungen an der Hydraulik durch den Landwirt oder durch eine Landreparaturwerkstatt hat sich in den meisten Fällen als schwierig oder gar unmöglich herausgestellt. Es gab aber auch hydraulische Kraftheber, die längere Zeit ohne jede Störung gearbeitet haben. Dass hinsichtlich der Betriebssicherheit der hydraulischen Kraftheber z.T. schlechte Erfahrungen gemacht wurden, liegt daran, dass verschiedene Konstruktionen die Betriebsreife noch nicht erreicht haben. Es hat sich eben gezeigt, dass sich die Erfahrungen über die Hydraulik des Flugzeuges, der Werkzeugmaschinen, der Hebezeuge nicht ohne weiteres auf den Ackerschlepper übertragen lassen. Bei der Kraftheberhydraulik kommt es jetzt darauf an, dass die Entwicklung zur Betriebsreife möglichst rasch durchlaufen wird.

Unsere Erfahrungen mit mechanischen Krafthebern sind nicht so umfangreich wie die mit hydraulischen. Totalausfälle im landwirtschaftlichen Betrieb sind uns nicht bekannt geworden.

Mit dem pneumatischen Kraftheber liegen gute Erfahrungen vor; diese sind darauf zurückzuführen, dass auf betriebsreife Bauelemente aus der Kraftfahrzeugindustrie zurückgegriffen werden konnte.

Über elektrische Kraftheber liegen noch keine Erfahrungen vor.

Die landwirtschaftlichen Forderungen

In einer früheren Arbeit [1] wurden von uns nach unseren damaligen Erfahrungen die wesentlichen Forderungen an einen Kraftheber für Ackerschlepper, insbesondere den hydraulischen, aufgestellt, unterteilt nach einfachen und aufwendigen Konstruktionen. Die Erfahrungen der letzten zwei Jahre zeigen, dass die wichtigste Forderung an einen landwirtschaftlichen Kraftheber, gleich welcher Bauart, die der Betriebssicherheit ist. Nur betriebssichere Konstruktionen werden sich durchsetzen können.

Eine weitere wichtige Forderung ist, die Konstruktionsteile, welche einem grösseren Verschleiss ausgesetzt sind, so anzuordnen und so zugänglich zu machen, dass sie rasch nachgestellt oder ausgewechselt werden können.

Eine kritische Betrachtung der damals aufgestellten 15 Forderungen wird später beim Eingehen auf einige wichtige Entwicklungsfragen des Krafthebers vorgenommen. Auf einen Punkt in der Reihe dieser Forderungen sei jedoch hier schon hingewiesen: die mit erheblichem konstruktivem und fabrikatorischem Aufwand belastete Feinsteuerungshydraulik hat auf Grund unserer Erfahrungen mit einem *Allis Chalmers*-Schlepper nicht das gehalten, was man sich von ihr versprach.

Kolbenkräfte und Arbeitsvermögen

Über die Grösse des notwendigen Arbeitsvermögens von Krafthebern für die verschiedenen Schleppergruppen besteht heute noch keine Klarheit. Eine Festlegung bestimmter Arbeitsvermögen ist aber notwendig, um durch eine möglichst geringe Typenzahl von Krafthebern die Fertigung zu vereinfachen.

Von den Amerikanern *Worthington* und *Seiple* [2] liegen neuere Ergebnisse von Feldversuchen über die Grösse der Kolbenkräfte bei hydraulischen Arbeitszylindern beim Ausheben verschiedener gezogener Feldgeräte bei stehendem und fahrendem Schlepper vor. Die Schlepper wurden dabei in vier Gruppen eingeteilt: 2-, 3-, 4- und 5-Schlepper; die entsprechende Motorleistung errechnet sich zu etwa 27, 40, 45 und 58 PS.

Die für die Untersuchungen verwendeten Arbeitszylinder haben durchweg einen Hub von 200 mm (8"). Die Kolbendurchmesser sind so gewählt, dass die Hubkraft ausreicht, das schwerste Gerät zu heben, welches von einem Schlepper der jeweiligen Lei-

stungsgruppe noch gezogen werden kann. Es wurden untersucht: Scharpflüge, Scheibenpflüge, Scheibeneggen, Grubber, Hack- und Häufelgeräte und Erdschaufeln. Der Einsatz dieser Geräte erfolgte auf mittelschweren und schweren Böden.

In Bild 1 sind die grössten Kolbenkräfte von hydraulischen Arbeitszylindern aufgezeichnet, welche beim Ausheben der schwersten Geräte (Grubber und Scheibeneggen) im Feldversuch auftreten. Die Abgrenzung nach 2-, 3-, 4- und 5-Scharschleppern entspricht den Messwerten der untersuchten Schlepper. Das Ausheben erfolgt sowohl beim fahrenden als beim stillstehenden Schlepper. Die grössten Kolbenkräfte beim Ausheben im Stand sind im Durchschnitt um 25 % grösser als die grössten Kräfte beim Ausheben in der Fahrt.

lich gross. Die Versuchswerte sind in vorliegenden Betrachtungen nicht mit einbezogen. Pflüge mit Untergrundlockerern sind bei den amerikanischen Versuchen nicht verwendet worden.) Im Durchschnitt werden um 43 % mehr Kraft für das Ausheben der Scharpflüge im Stand gegenüber dem Ausheben während der Fahrt benötigt. Für die Durchschnittswerte beträgt die Erhöhung beim 2-Scharpflug 37%, beim 3-Scharpflug 53% und beim 4-Scharpflug 40%. Die Streuung der Kolbenkräfte ist aus Zahlentafel 1 zu ersehen.

Ausserdem sind von *Worthington* und *Seiple* aus den von 19 amerikanischen Schlepperfirmen gemachten Angaben über Zylinderabmessungen und Öldrücke der hydraulischen Arbeitszylinder die höchstverfügbaren Kolbenkräfte der hydraulischen Arbeitszylinder an Schleppern bestimmt worden, wobei die mechanischen

Zahlentafel 1. Kolbenkräfte des hydraulischen Arbeitszylinders für das Ausheben von Scharpflügen (nach *Worthington* und *Seiple* [2]).

Anzahl der Pflugkörper	Kräfte für das Ausheben					
	während der Fahrt			im Stand		
	grösste Kraft kg	kleinste Kraft kg	Kraft i.M. kg	grösste Kraft kg	kleinste Kraft kg	Kraft i.M. kg
2	1900	900	1350	2150	1150	1850
3	1850	1150	1500	2800	1800	2300
4	2850	1850	2250	3800	2800	3150

Betrachtet man die bei den amerikanischen Untersuchungen gefundenen Kolbenkräfte der hydraulischen Arbeitszylinder für das Heben der Scharpflüge allein, dann ergibt sich folgendes Bild. Es sind untersucht worden insgesamt 56 verschiedene 2-, 3- und 4-Scharpflüge mit 12", 14" und 16"-Körpern. (Es sind auch 5-Scharpflüge untersucht worden; wegen ihrer Verwendung hinter Raupenschleppern sind sie besonders kräftig ausgeführt worden; die ermittelten Aushubkräfte sind daher aussergewöhn-

und hydraulischen Verluste auf Grund bekannter Versuchswerte berücksichtigt wurden. Es ergaben sich die in Zahlentafel 2 angegebenen Werte; der daraus sich ergebende Bereich der Kolbenkräfte ist in Bild 1 schraffiert eingetragen.

Vergleicht man die Werte miteinander, so muss man feststellen, dass etwa die oberen Grenzwerte der höchstverfügbaren Kolbenkräfte den grössten Kolbenkräften für Ausheben aus dem Stand nach *Worthington* und *Seiple* entsprechen.

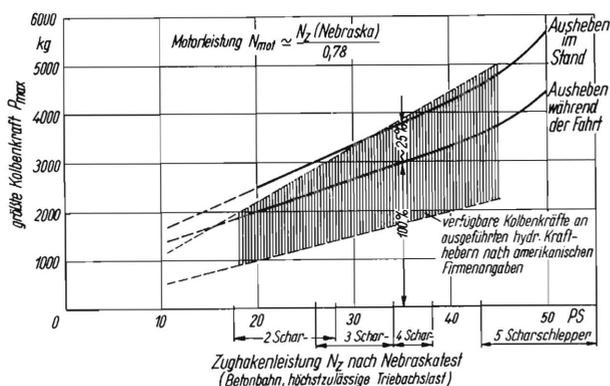


Bild 1. Grösste Kolbenkräfte am Zylinder des hydraulischen Krafthebers beim Ausheben von Arbeitsgeräten aus der Arbeitsstellung (nach *Worthington* und *Seiple* [2]). Die grössten Aushubkräfte sind bei Grubbern und Scheibeneggen notwendig.

Im Institut für Schlepperforschung wurden 1950/51 ähnliche Untersuchungen mit hydraulischen Krafthebern durchgeführt, wie sie *Worthington* und *Seiple* angestellt haben; allerdings beschränkten sich diese Untersuchungen [1] auf die Feststellung der Hubkräfte des hydraulischen Arbeitszylinders beim Ausheben eines 2-Scharpfluges ohne Untergrundlockerer bei verschiedener Gestängeanordnung (Bild 2). Die Kräfte bei Gestängeanordnung A wurden seinerzeit gemessen, die zu erwartenden Kräfte bei Gestängeanordnung B wurden errechnet. In der Zwischenzeit sind die Kräfte bei Gestängeanordnung B an einem Zweischarpflug ebenfalls gemessen worden mit der Erweiterung, dass auch Untersuchungen von Zweischarpflügen mit Untergrundlockerern in verschiedenen schweren Böden mit eingeplant wurden. Verwendet

Zahlentafel 2. Verfügbare Kolbenkräfte und Arbeitsvermögen an ausgeführten hydraulischen Krafthebern nach amerikanischen Firmenangaben (nach *Worthington* und *Seiple* [2]).

Gruppe der Schlepper	mittlere Zughakenleistung*) $N_z$ PS	mittlere Motorleistung $N_{mot}$ PS	grösste verfügbare Kolbenkräfte $P_{max}$		Arbeitsvermögen $A = P \cdot h$ bei einem Hub $h = 200$ mm	
			ob. Grenze $P_1$ kg	unt. Grenze $P_2$ kg	für $P_1$ kgm	für $P_2$ kgm
5 Scharschlepper	45	58	5000	2250	1000	450
4 Scharschlepper	36	46	4000	1750	800	350
3 Scharschlepper	31	40	3400	1500	680	300
2 Scharschlepper	21	27	2300	1000	460	200
1 Scharschlepper	10**)	13	1100	500	220	100

\*) Nebraska-Test: Zughakenleistung auf Betonfahrbahn bei höchstzulässiger Triebachslast  $N_z = 0,78 N_{mot}$ .

\*\*\*) für 1-furchigen Schlepper ist aus dem mittleren Zugleistungsbedarf/Schar der 2-5-furchigen Pflüge  $N_z = 10,5$  bis 9,6 PS errechnet worden. Als Mittelwert sind 10 PS angenommen worden.

wurde wieder der früher schon gezeigte Messwagen [1], der von einem 28 PS-Schlepper gezogen wurde. Die hydraulische Kraftheberanlage stammt von *Teves, Frankfurt/Main*.

Bild 3 zeigt bei Gestängeanordnung *B* bei mittelschwerem Boden (lehmgiger Sand) den Verlauf der Kolbenkräfte des hydraulischen Arbeitszylinders. Nach Verlauf und Grösse decken sie sich mit geringen Abweichungen mit den seinerzeit errechneten Werten [1] (Bild 26).

Bild 2. Kraftheber am Messwagen (Gestängeanordnung *A* und *B*), Zweischaranbaupflug von *Rabewerk*.

Pfluggewicht  $G = 165$  kg  
Hubweg des Schwerpunktes  $h = 600$  mm

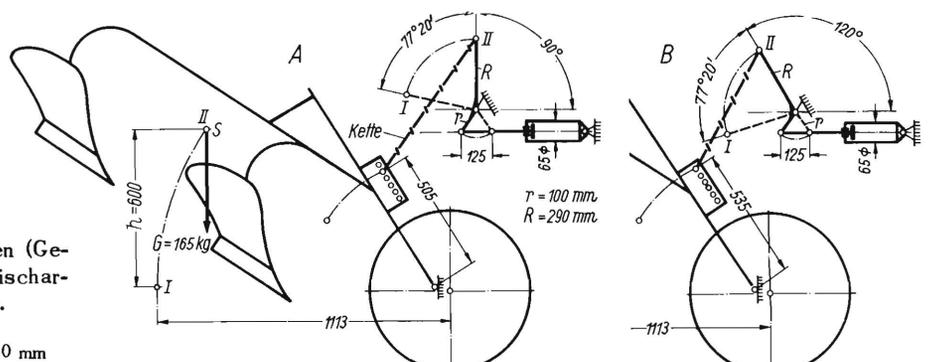


Bild 4 und 5 zeigen Grösse und Verlauf der Kolbenkräfte des hydraulischen Arbeitszylinders für das Ausheben des Zweischarpfluges mit Untergrundlockerern bei Gestängeanordnung *A* und *B* aus der Furche im Stand und in der Fahrt auf mittelschwerem Boden (lehmgiger Sand).

Um einen Gesamtüberblick über die gemessenen Kolbenkräfte, einschl. der früheren Untersuchungsergebnisse [1], zu gewinnen, sind in Zahlentafel 3 und 4 die Durchschnitts- und Grenzwerte der Gestängeanordnung *A* der Anordnung *B* gegenübergestellt worden.

Zahlentafel 3. Grösste Kolbenkräfte des hydraulischen Arbeitszylinders (Hub 125 mm) beim Ausheben eines Zweischarpfluges ohne Untergrundlockerer.

Gerät	Gestängeanordnung	grösste Kraft für Ausheben aus Furche in Fahrt		grösste Kraft bei Ausheben aus Furche im Stand		Bemerkung
		kg	%	kg	%	
Zweischarpflug, Furchentiefe 17-24 cm	<i>A</i>	1825		2765		Maxima
	<i>B</i>	2075		2625		
	<i>A</i>	1600	100	2620	163	Durchschnittswert aus 25 Messungen
	<i>B</i>	1600	100	2435	152	
(Pfluggewicht 165 kg)	<i>A</i>	1380		2420		Minima
	<i>B</i>	1380		2260		

Zahlentafel 4. Grösste Kolbenkräfte des hydraulischen Arbeitszylinders (Hub = 125 mm) beim Ausheben eines Zweischarpfluges mit Untergrundlockerern.

Gerät	Gestängeanordnung	grösste Kraft für Ausheben aus Furche in Fahrt		grösste Kraft bei Ausheben aus Furche im Stand		Bemerkung
		kg	%	kg	%	
Zweischarpflug mit 2 Untergrundl.:	A	2460		3900	—	Maxima
	B	2825		3760	—	
Furchentiefe 20–24 cm, Untergrundl. 12 cm	A	2150	100	3460	161	Durchschnittswert aus 25 Messungen
	B	2325	100	3430	147	
(Pfluggewicht 191 kg)	A	2000		3100	—	Minima
	B	2000		3000	—	

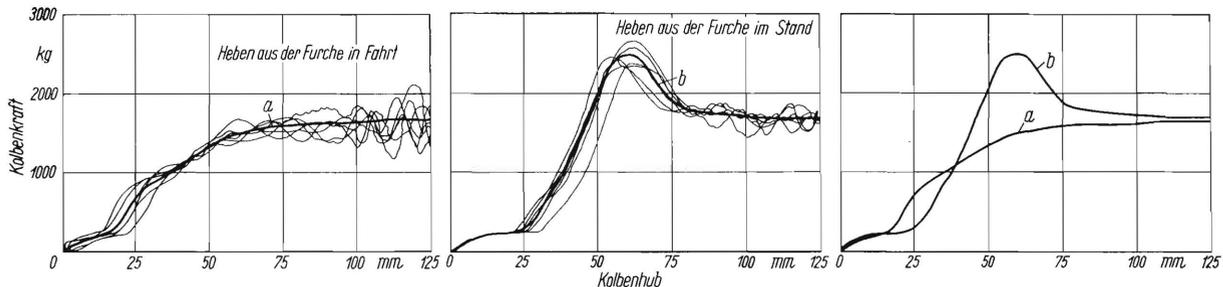


Bild 3. Kolbenkraft in Abhängigkeit vom Kolbenhub beim Ausheben eines Zweischarpfluges aus Furche in Fahrt und im Stand (Gestängeanordnung B nach Bild 2).

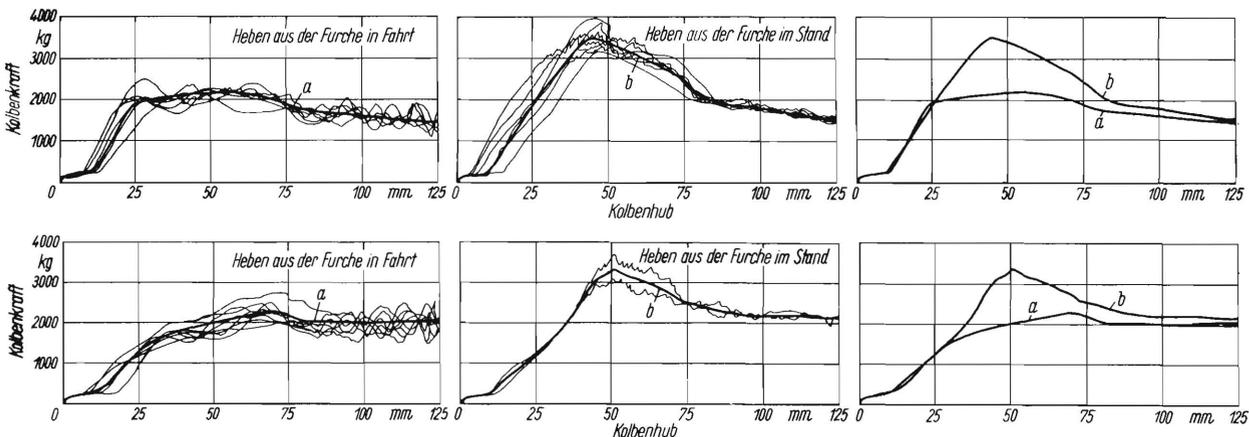


Bild 4 und 5. Kolbenkraft in Abhängigkeit vom Kolbenhub beim Ausheben eines Zweischarpfluges mit Untergrundlockerern aus Furche in Fahrt und im Stand.

oben: Gestängeanordnung A nach Bild 2      unten: Gestängeanordnung B nach Bild 2

Wie bereits erwähnt, wurde bei den amerikanischen Untersuchungen ein hydraulischer Arbeitszylinder mit einem Kolbenhub von 200 mm verwendet. Rechnet man zum Vergleich die Werte nach Zahlentafel 3 und 4 auf einen Kolbenhub von 200 mm um, dann ergeben sich die Werte in Zahlentafel 5.

Als Ergebnis aus den 50 Messungen mit einem Zweischarpflug kann herausgestellt werden:

Beim Ausheben aus der Furche in Fahrt mit Untergrundlockerern wird weniger Kraft gebraucht als beim Ausheben im Stand ohne Untergrundlockerer. Das

Ausheben aus Furche im Stand mit Untergrundlockerer erfordert etwas mehr als das Doppelte an Kraft als das Ausheben ohne Untergrundlockerer in Fahrt; der Mehrbedarf an Kraft beim Ausheben im Stand gegenüber Ausheben in Fahrt beträgt – gleichgültig ob mit oder ohne Untergrundlockerer gepflügt wurde – etwa 50% bei Gestängeanordnung B mit ansteigendem Übersetzungsverhältnis [1] von Hubweg des Geräteschwerpunktes zu Kolbenhub.

Ohne genaue Kenntnis des Bodens, der verwendeten Pflüge, der genauen Arbeitstiefen der Pflüge

Zahlentafel 5. Durchschnittswerte der grössten Kolbenkräfte des hydraulischen Arbeitszylinders nach Zahlentafel 3 und 4, jedoch auf  $H=200$  mm bezogen.

Gerät	Gestänge- anordnung	Kräfte für Ausheben aus Furche in Fahrt		Kräfte für Ausheben aus Furche im Stand	
		kg	%	kg	%
Zweischarpflug ohne Untergrundlockerer	A	1000	100	1620	163
	B	1000	100	1520	152
Zweischarpflug mit Untergrundlockerer	A	1340	100	2160	161
	B	1450	100	2140	147

bei den amerikanischen Untersuchungen lassen sich kaum eindeutige Vergleiche mit unseren Versuchsergebnissen anstellen. Soviel aber steht fest, dass der Mehrbedarf an Kolbenkraft für das Ausheben des Pfluges ohne Untergrundlockerer aus dem Stand bei unseren Versuchen etwa 50% gegenüber etwa 43% bei den amerikanischen Untersuchungen beträgt.

Nachdem ein Überblick über die Kolbenkräfte gewonnen ist, ist es von Interesse, auf Grund der deutschen und amerikanischen Untersuchungsergebnisse

kräfte in der Kraftheberanlage grundsätzlich durch richtige Wahl des Übersetzungsverhältnisses von Gerätebewegung zu Kolbenbewegung vermieden werden. Diese Forderung wird noch viel zu wenig beachtet.

Lässt man den erhöhten Kraftbedarf für das Ausheben des Pfluges mit Untergrundlockerern ausser Acht, dann könnten für die verschiedenen Schleppergruppen auf Grund unserer und der amerikanischen Untersuchungen die entsprechenden Krafthebergrossen nach Arbeitsvermögen aufgestellt werden. Ein

Zahlentafel 6. Errechnetes Arbeitsvermögen\*)  $A = P \cdot h$  [kgm] für hydraulische Kraftheber für Zweischarpflüge.

		nach Verfasser		nach Worthington und Seiple (s. Zahlentafel 1) ohne U.-Lockerer	nach Angaben amerik. Firmen (s. Zahlentafel 2) ohne U.-Lockerer
		ohne U.L.	mit U.L.		
$A_{max}$	Fahrt	260	355	380	
	Stand	330	470	430	460
$A_{mittel}$	Fahrt	200	290	270	
	Stand	300	430	370	
$A_{min}$	Fahrt	170	250	180	
	Stand	280	375	230	200

\*) Kolbenfläche  $\times$  grösster Öldruck  $\times$  Kolbenhub.

Zahlentafel 7

einen Vergleich der erforderlichen Arbeitsvermögen ( $A = P \cdot h$ ) für das Ausheben anzustellen (Zahlentafel 6).

Das Ausheben eines Zweischarpfluges mit Untergrundlockerer aus dem Stand erfordert einen Kraftheber mit grossem Arbeitsvermögen. Die grossen Kolbenkräfte setzen entsprechend hohe Öldrücke der Pumpe oder bei niedrigem Öldruck entsprechend grössere Durchmesser des hydraulischen Arbeitszylinders voraus. In beiden Fällen bedeutet dies eine nicht gerechtfertigte Verteuerung der hydraulischen Anlage. Es muss überlegt werden, ob mit anderen Mitteln die Aushubkräfte aus dem Stand beim Pflügen mit Untergrundlockerern niedrig gehalten werden können. Auf jeden Fall müssen aber Spitzen-

Vorschlag für fünf hydraulische Krafthebergrossen.

Schlepper- gruppe	$A_{rechn.} = P_{max} \cdot h$ kgm	$A_{eff}$ für $\eta_{ges} \cong 0,80$ kgm	Kraftheber
~10 bis 12 PS (1-furchig)	200	175	leicht
~15 bis 20 PS (2-furchig)	380	300	leicht
~30 PS (3-furchig)	570	450	mittel
~40 PS (4-furchig)	760	600	mittel
~50 PS (5-furchig)	1000	800	schwer

solcher Vorschlag ist in Zahlentafel 7 für fünf verschiedene Krafthebergrößen gemacht worden. Das errechnete Arbeitsvermögen an der Kolbenstange ergibt sich aus Kolbenfläche mal grösstem Öldruck mal Kolbenhub. Bei dem effektiven Arbeitsvermögen ist nach unseren Versuchen ein Gesamtwirkungsgrad von  $\eta_{ges} \cong 0,80$  berücksichtigt.

#### Der pneumatische Kraftheber

Die guten Erfahrungen mit pneumatischen Krafthebern in Ackerschleppern und die Möglichkeiten der Verwendung der Druckluft für andere landwirtschaftliche Zwecke, z.B. Anpassen des Reifendruckes auf dem Acker, einfache Handhabung der Wasserfüllung und Wasserentleerung der Reifen, Schädlingsbekämpfung, Antreiben von pulsierenden Werkzeugen aller Art, insbesondere aber das Bremsen von Anhängern lassen die Pneumatik für landwirtschaftliche Schlepper als geeignet erscheinen. Wegen der schwierigen Unterbringung der grossen Zylinderdurchmesser bei grossem Arbeitsvermögen ist der pneumatische Kraftheber zweifellos in erster Linie für den kleineren Ackerschlepper geeignet, der mit etwa 175 kgm Arbeitsvermögen auskommt. Dabei sollte man die Forderungen an den pneumatischen Kraftheber nicht zu hoch schrauben. Man kann den Durchmesser des Arbeitszylinders wesentlich kleiner halten, wenn man beim Pflug auf das Ausheben im Stand mit und ohne Untergrundlockerer verzichtet. Versuche auf dem Acker haben ergeben, dass während eines kurzen Zurücksetzens des Schleppers nach einem Festfahren des Pfluges und gleichzeitigem Ausheben des Pfluges eine pneumatische Kraftheberanlage mit einem Zylinderdurchmesser von 190 mm und 5,3 atü Arbeitsdruck für einen zweifurchigen Pflug von 170 kg beim Ausheben bei 25 cm Arbeitstiefe ausreicht, während diese Kraft beim Ausheben aus dem Stand zu klein war. Die Schwierigkeiten der Unterbringung des pneumatischen Arbeitszylinders am Schlepper würden geringer werden, wenn der Luftdruck des Pressers kurzzeitig von dem aus dem Kraftfahrzeugbau genormten Luftdruck von 5,3 atü auf 8 atü oder mehr erhöht werden könnte. Von deutschen Firmen, die Luftdruckbremsen für Anhänger bauen, wird mitgeteilt, dass es heute möglich ist, betriebssichere Luftpresser mit einem kurzzeitigen Arbeitsdruck von 12 atü max. in einer Stufe zu bauen. Bei Zweistufenbauart und Zwischenkühlung der Luft sind sogar Luftdrücke von 15 atü erreicht worden. Ob die geforderte Betriebssicherheit bei dem rauen landwirtschaftlichen Betrieb und diesen hohen Drücken gewährleistet wird, ist noch nicht erwiesen. Eine Lösung derart, dass zwei kleinere Arbeitszylinder anstelle eines Arbeitszylinders verwendet werden, ist nur ratsam, wenn der höhere Preis einer solchen Anlage in Kauf genommen werden kann. Die Unterbringung des aus dem Kraftfahrzeugbau genormten Luftvorratsbehälters von 20 l Inhalt für den kleineren

Schlepper erscheint als eine lösbare Aufgabe, allerdings wird für Anhängerbremsung ein 40 l oder  $2 \times 20$  l Behälter verlangt, deren Unterbringung nicht einfach ist.

Beim pneumatischen Arbeitszylinder ist zu berücksichtigen, dass eine Veränderung der eingestellten Arbeitstiefe des Gerätes, z.B. des Pfluges, durch die Arbeitswiderstandskomponente wegen der Kompressibilität der Luft eintreten kann. Bei Schwimmstellung des Arbeitskolbens und wenn ein Führungsrad am Pflug vorgesehen ist, tritt die Kompressibilität der Luft nicht in Erscheinung. Bei Hackgeräten, die an dem pneumatischen Kraftheber angeschlossen sind, wird man grundsätzlich ohne ein einstellbares Stützrad nicht auskommen. Eine der wichtigsten Forderungen an den Geräte- und Schlepperkonstrukteur ist – wie bereits erwähnt – die, durch Gewichtseinsparung an den Anbaugeräten und durch richtige Kinematik Spitzenkräfte zu vermeiden.

Die Problematik beim pneumatischen Kraftheber liegt darin, dass er mit den billigen, einfachen hydraulischen Hebern zu konkurrieren hat und dass er nicht die Anpassungsmöglichkeiten für einen evtl. Einbau eines Laders besitzt. Die schwierige Unterbringung der gesamten pneumatischen Kraftheberanlage mit ihren vielen Einzelaggregaten darf zudem nicht unterschätzt werden.

Die Anwendung der Pneumatik für die Betätigung von Ladern ist, wie *Döpmeier* bei seinem Lader „Unipneu“ mit einer Hubhöhe von 3,50 m bewiesen hat, durchaus möglich. Er arbeitet mit einem normalen Luftpresser von 6 atü Arbeitsdruck und erreicht an der Kolbenstange bis 1000 kg Druck. Bei aller Würdigung dieser Pionierarbeit von *Döpmeier* scheint es jedoch, dass der Pneumatik bei Ladern durch den verhältnismässig geringen Arbeitsdruck Grenzen gesetzt sind. Der Lader ist das ideale Arbeitsgebiet für die Hydraulik, die sich durch die Möglichkeit hoher Druckabgabe allen vorkommenden Belastungsspitzen besser anpassen kann. Die Anlage kann an jeden Schlepper angebaut werden. Ein Anwendungsgebiet für den pneumatischen Kraftheber scheint in der Hauptsache der Kleinschlepper zu sein, der nicht unbedingt auf einen pneumatischen Lader angewiesen ist.

#### Der hydraulische Kraftheber

Hydraulische Anlagen werden auf allen Gebieten der Technik mit Erfolg verwendet. Das Anwendungsgebiet in der Landwirtschaft stellt nur einen verhältnismässig kleinen Sektor dar, der sich jedoch in der letzten Zeit immer mehr erweitert hat. Obwohl die Hydraulik im allgemeinen einen beachtlichen Stand der Entwicklung erreicht hat, muss man – wie bereits erwähnt – feststellen, dass die Erfahrungen auf anderen Gebieten nicht ohne weiteres auf die Landwirtschaft übertragen werden konnten. Die Er-

fahrungen mit hydraulischen Krafthebern in der Landwirtschaft mit ihren vielseitigen, heute noch nicht ganz klaren Forderungen mussten bisweilen teuer bezahlt werden.

Die Entwicklung des hydraulischen Krafthebers ist weiterhin im Fluss, besonders hinsichtlich der noch nicht voll ausgenutzten Möglichkeiten für die Betätigung und Steuerung von Werkzeugen und Geräten am Schlepper und anderen motorisierten landwirtschaftlichen Maschinen. Greifen wir nun einige uns wichtig erscheinende Entwicklungsfragen des hydraulischen Krafthebers heraus.

#### Die schädlichen Einflüsse auf die Hydraulik

Zunächst vergegenwärtigen wir uns noch einmal, dass Schmutz, Staub, Fremdkörper, Hitze, Luft und Wasser die Urheber der meisten Störungen im Betrieb sind.

Gegen Schmutz, Staub und Fremdkörper werden Filter angesetzt (Bild 6 und 7). Ein einfaches Magnetfilter hat sich bei Inbetriebnahme von neuen Anlagen sehr bewährt. Beim Kunstdüngerstreuen ist die Gefahr der Verunreinigung des Hydrauliköles und der Korrosionsbildung besonders gross. Es gibt ausländische Konstruktionen, die ein Luftfilter in die Öffnung des Ölbehälters einbauen. Ob noch ein Schmutzfilter im Ölkreislauf (auf der Saug- oder Druckseite) eingebaut werden kann, hängt von der Unterbringung solcher Filter und ihrer Zugänglichkeit ab.

Die Frage, ob offener oder geschlossener Ölkreislauf für die Hydraulik in der Landwirtschaft besser ist, ist noch umstritten. Ihre Beantwortung hängt von einer Reihe von Faktoren ab, wie z.B. von der Grösse der Fördermenge der Pumpe oder von der Verseuchung des Hydrauliköles während des Betriebes durch freiwerdende Luft infolge nicht richtiger Gestaltung der Steuerorgane, infolge des Eintritts von Luft durch Undichtheiten und zu grossem Unterdruck auf der Saugseite der Pumpe oder infolge der Viscosität des Öles. Für Pumpen mit grösseren Fördermengen, wie z.B. für hydraulische Ladereinrichtungen, erscheinen grosse und offene Behälter als die zweckmässigsten.

Der geschlossene Kreislauf hat vieles für sich, da ein Eindringen von Staub und Schmutz ausgeschlossen ist. Ist aber nicht die Gewähr dafür gegeben, dass keine Luft in den Kreislauf eintreten kann, dann ist der geschlossene Kreislauf wegen steigender, bis völliger Luftverseuchung des Öles abzulehnen, es sei denn, es werden besondere Einrichtungen angebracht, welche von Zeit zu Zeit selbsttätig entlüften. Beim offenen Kreislauf ist in solchem Falle eine Luftabscheidung im Behälter zweckmässig.

Wasser kann entstehen durch Kondensation der Luftfeuchtigkeit im Inneren von offenen Behältern, in stärkerem Masse besonders dann, wenn sich das Gehäuse durch das Öl im Betrieb stark erwärmt.

Auch aus diesem Grunde ist hohe Ölerwärmung zu vermeiden. Kondenswasser verursacht schädliche Ölemulsionen, wodurch das Öl öfter gewechselt werden muss.

Die Frage des Einflusses von hohen Temperaturen und Luft auf das Betriebsverhalten einer Hydraulikanlage kann ohne Behandlung der Eigenschaften des Hydrauliköles nicht ausreichend beantwortet werden, da diese Faktoren in ursächlichem Zusammenhang miteinander stehen.



Bild 6. Magnetfilter mit angesetzten Eisen- und Stahlteilchen aus einem hydraulischen Kraftheber.

#### Hydrauliköle

Man sollte annehmen, dass es möglich sein müsste, für eine hydraulische Kraftheberanlage für landwirtschaftliche Zwecke ein einheitliches, nicht zu teures Hydrauliköl zu verwenden. Es hat sich aber herausgestellt, dass nach dem heutigen Stand der technischen Entwicklung der auf dem Markt befindlichen Kraftheberkonstruktionen bezüglich der Auswahl der Hydrauliköle unterschiedliche Anforderungen gestellt werden müssen.

Die allgemeinen Anforderungen an ein gutes Hydrauliköl sind: eine niedrige Viscositäts-Polhöhe, eine gute Schmierwirkung, eine geringe oder möglichst keine Schaumbildung und ein nicht zu hoher Preis.

Bild 8 zeigt das Viscositäts-Temperaturverhalten verschiedener deutscher und amerikanischer Hydrauliköle für landwirtschaftliche Schlepper. Die hochviscosen Öle sind ausgesprochene Getriebeöle für Kraftheberkonstruktionen, die organisch mit dem Fahrgetriebe verbunden sind und die ihr Öl aus dem Getriebesumpf entnehmen.

Dickflüssige Öle werden häufig für solche Konstruktionen gern angewendet, die zu Undichtheiten bei Betriebstemperaturen neigen. Sie verursachen aber hohen Reibungswiderstand in den Rohrleitungen und hohen Durchflusswiderstand in den Ventil- und Steuerquerschnitten. Diese sind dann für die zu lan-

gen Senkzeiten bei einfach wirkenden Arbeitszylindern verantwortlich. Hochviskoses Öl vermehrt auch die Schwierigkeiten beim Ansaugen des Öles und verursacht Trägheit bei Schalt- und Regelvorgängen. Man kann es eigentlich nur dann empfehlen, wenn es sich um in sich geschlossene, oft mit dem Schleppergetriebegehäuse zusammenhängende Konstruktionen mit kurzen Leitungen, grossen Steuerquerschnitten handelt und wo grössere Druckverluste durch einen höheren Betriebsdruck der Pumpe nicht so sehr ins Gewicht fallen.

Dünnflüssige Hydrauliköle benötigen zur Vermeidung von Leckagen genauere Passungen in den Führungen der Regel- und Steuerorgane und eine sehr gute Oberflächenbeschaffenheit aller gleitenden Teile der Heberanlage. Es hat den Anschein, dass die unterschiedliche Fertigungsqualität der verschiedenen Krafthebertypen mit ein Grund für die Streuung der Viscositäts-Temperaturlinien der heute verwendeten Hydrauliköle ist.

Aus den uns bekannten Erfahrungen im Auslande geht hervor, dass sich Öle nach SAE 30 und 40 in Hochdrucksystemen (insbesondere mit Kolbenpumpen) bei Drücken von 150 atü und mehr gut eignen, während bei Niederdrucksystemen bis etwa 70 atü (insbesondere für Zahnradpumpen) mit SAE 10 und 20

während der Arbeit sich einstellt. Es ist falsch, hohe Temperaturen in Kauf zu nehmen, diese aber dann durch Kühlung wieder abzubauen. Richtig ist vielmehr, die Ursache solcher Temperaturerhöhungen (die noch besser mit Temperaturaufschaukelung bezeichnet werden können) festzustellen und zu beseitigen.

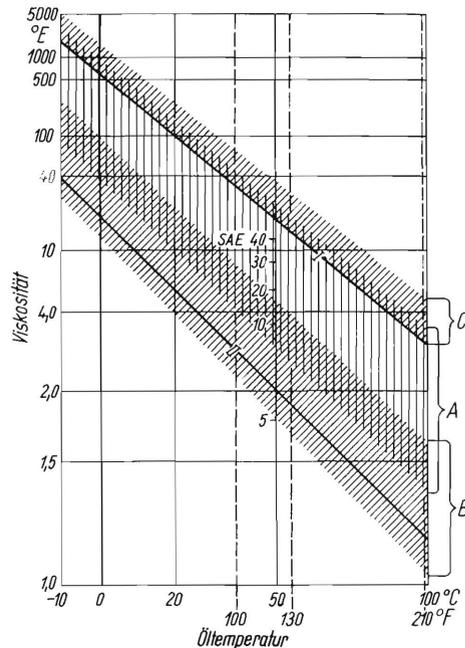


Bild 8. Die Viscosität verschiedener Hydrauliköle in Abhängigkeit von der Temperatur.

- A Typisierte Hydrauliköle in USA nach W. Ernst, „Oil hydr. Power, its industrial applications“. New York 1949.  
B vom Verfasser untersuchte deutsche Hydrauliköle  
C Getriebeöle, die auch für Hydraulik verwendet werden können  
I Getriebeöle für Fordson-Major-Hydraulik  
II Hydrauliköl für Wagenkipper in Deutschland.

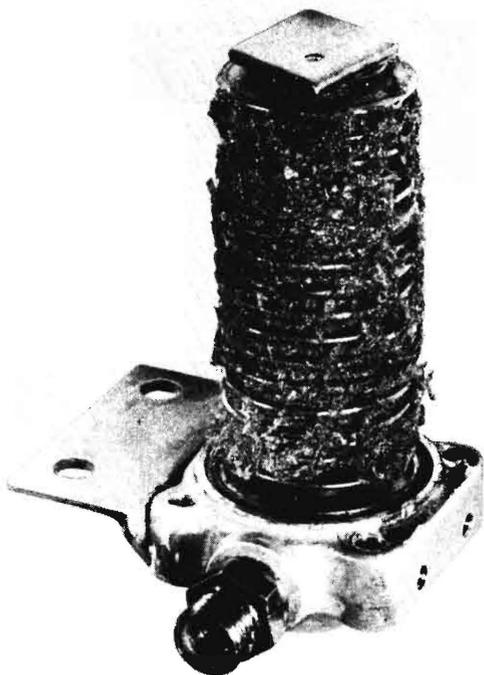


Bild 7. Schmutzfilter aus einem hydraulischen Kraftheber.

befriedigend gearbeitet wurde. Allgemein geht die Tendenz nach dünnflüssigen Hydraulikölen, auch in Deutschland, bis herab zu SAE 5.

Beachtet werden muss, dass unzulässig hohe Ölttemperaturen nicht auftreten und dass ein Temperaturgleichgewicht in einem hydraulischen System

Ein weiterer wichtiger Punkt bei der Bewertung eines Hydrauliköles ist seine Neigung zur Schaumbildung. Dabei müssen wir unterscheiden zwischen Luft, die im Öl gelöst ist und zwischen Luft, die mechanisch durch Undichtheiten, Entlüftungen und Ölschwall in das Öl gelangt. Ölschwall beeinträchtigt ganz erheblich die Genauigkeit der Steuervorgänge, insbesondere bei Feinststeuerung und bei selbsttätigen Steuerungen.

Hydrauliköle (wie Mineralöle allgemein), die im Kreislauf abwechselnd unter Überdruck oder Unterdruck stehen, sind den physikalischen Gesetzen der Löslichkeit von Gasen in Flüssigkeiten unterworfen. Die in einem Mineralöl im Sättigungszustand gelöste Luft beträgt mehr als im allgemeinen angenommen wird. In einem Öl mit normalem Viscositätsbereich sind nach Angaben von Shell bei +20°C und unter atmosphärischem Druck im Sättigungszustand im Mittel 10 Vol.% Luft gelöst, ohne dass dabei eine merkliche Volumenvermehrung des Öles im Vergleich zum entgasten Zustand eintritt. Von dem Verhältnis der Oberfläche zum Ölvolumen hängt es ab, mit welcher Geschwindigkeit ein nicht gesättigtes Öl Luft aufzunehmen vermag. Bei den wechselnden Drücken

einer hydraulischen Anlage ist es leider nun so, dass die Luft, welche im Öl enthalten ist, abwechselnd in Form von Luftbläschen ausscheidet und wieder in Lösung geht. Beim Entspannen sinkt das Lösevermögen des Öles, und es wird diejenige Luftmenge in Form von Schaum frei, welche dem Sättigungszustand des entspannten Öles entspricht.

Welche Faktoren nun bei der Schaumbildung und bei der Entschäumung eine Rolle spielen, waren Gegenstand einer Untersuchung verschiedener Hydrauliköle im Institut für Schlepperforschung. Ähnliche Untersuchungen sind von *Vogelpohl* [3] durchgeführt worden, jedoch mit wesentlich niedrigeren Drücken, als sie bei hydraulischen Krafthebern üblich sind. Es wurden insgesamt 7 verschiedene deutsche Hydrauliköle untersucht; sie liegen hinsichtlich ihres Viskositäts-Temperaturverhaltens in dem in Bild 8 angegebenen Bereich. Mit diesen Ölen wurden zunächst Schaumversuche unter atmosphärischem Druck bei verschiedenen Öltemperaturen vorgenommen, wobei eine immer gleiche Luftmenge in das Öl durch eine Schaumvorrichtung eingeblasen wurde. Die Zeit bis zum völligen Verschwinden der Luftblasen wurde ermittelt. Das Ergebnis dieser Versuche ist kurz zusammengefasst folgendes:

- 1) je höher die Öltemperatur, desto schneller verschwinden die Luftblasen;
- 2) je grösser die Viskosität bei gleicher Öltemperatur ist, desto langsamer verschwinden die Luftblasen;
- 3) „Additives“ (HD-Ölzusätze) zum Motorenöl der Gruppe SAE 10 begünstigen schnelles Schaumentweichen.

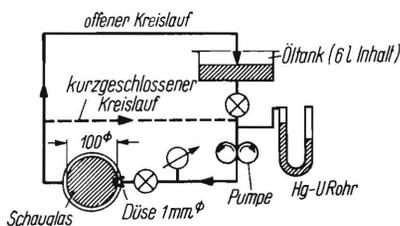


Bild 9. Versuchsanordnung zur Feststellung des Schaumverhaltens verschiedener Hydrauliköle.

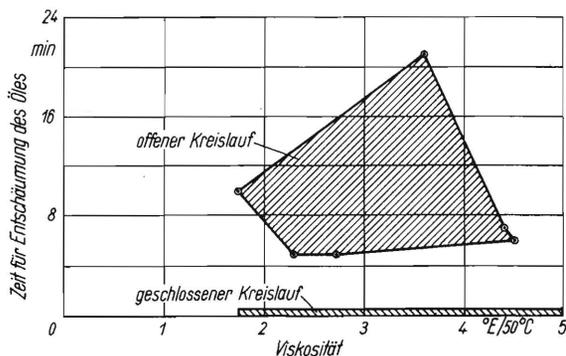


Bild 10. Das Schaumverhalten verschiedener Hydrauliköle. Öltemperatur zu Beginn der Versuche: 50°C

Die Versuche bei Druckänderung im Ölkreislauf brachten andere Ergebnisse als bei atm. Druck. Bei dem geschlossenen Ölkreislauf, bei welchem ein Eindringen von Fremdluft ausgeschlossen ist, handelt es sich also nur um Luft, welche im Hydrauliköl im Sättigungszustand gelöst ist. Die Versuche mit offenem Kreislauf wurden so durchgeführt, dass der rückfließende Ölstrahl auf den Ölspiegel des Ölbehälters geführt wurde; Versuchsanordnung und Versuchsergebnisse zeigen Bild 9 und 10. Die Ergebnisse dieser Ölversuche sind im wesentlichen folgende:

Im geschlossenen Kreislauf entweicht die im Öl gelöste Luft bei plötzlicher Entspannung.

Ein dünnflüssiges Öl enthält mehr gelöste Luft als ein dickflüssiges Öl.

Bei Schaumsättigung und Stillstand des Ölkreislaufes setzt sich die Luft in 1–30 s aus dem Öl ab; beim dünnflüssigen Öl dauert es länger als beim dickflüssigen.

Ein Motorenöl der Gruppe SAE 10 zeigt kein anderes Verhalten als ein Hydrauliköl.

Im offenen Kreislauf hingegen tritt die Schaumsättigung viel rascher ein als beim geschlossenen Kreislauf.

Nach Schaumsättigung und Stillstand des Kreislaufes braucht das Öl wesentlich länger (bis das 60fache an Zeit), um alle Luft auszuscheiden.

Das Motorenöl nach SAE 10 mit Additives hat die längste Zeit zum Luftabsetzen gebraucht; es hat auch am schnellsten Schaumsättigung ganz im Gegensatz zu den Versuchen, bei denen dieses Öl unter atmosphärischem Druck stand.

Welche Folgerungen sind aus diesen Untersuchungen zu ziehen?

1. Plötzliche Querschnitts- und Richtungsänderungen in den Ölleitungen vermeiden, desgleichen hohe Strömungsgeschwindigkeiten, die zu Kavitationserscheinungen an Regelteilen führen können (Bild 11).
2. Vermeidung aller scharfen Kanten an Steuerorganen in druckführenden Leitungen.
3. Vermeidung aller Möglichkeiten eines Eintritts von Fremdluft in den Ölkreislauf, insbesondere in die unterdruckführenden Leitungen. Die Rückführung des Öles in den Öltank ist so zu verlegen, dass die zurückkommende Luft entweichen kann, ohne dass Luft in die Saugleitung der Pumpe gelangt.
4. In der Saugleitung der Pumpe ist ein möglichst geringer Unterdruck anzustreben, daher grosse Querschnitte, keine Querschnittsverengungen (feste Rohrleitungen oder mit Stahldraht armierte verwenden), keine scharfen Umlenkungen.
5. Verwendung möglichst dünnflüssiger Öle, insbesondere bei den Systemen mit freiem Arbeitszylinder und getrennt angeordneter Pumpe.

Silikon-Lösungen sollen wegen ihrer geringen Oberflächenspannung eine schaumverhindernde Wirkung haben. Versuche sind in dieser Richtung noch nicht gemacht worden. Dabei ist die Frage, wie lange die Wirkung solcher Zusätze anhält.

#### Strömungsgeschwindigkeiten

Die Werte für die Durchflussgeschwindigkeiten in Druck- und Saugleitungen schwanken bei den einzelnen hydraulischen Kraftheberanlagen. Bei der Beurteilung der Strömungsverhältnisse ist auch die Viscosität der Hydrauliköle zu berücksichtigen. Zahnradpumpen erfordern zur Vermeidung von Spaltverlusten Öle höherer Viscosität als Kolbenpumpen. Ausserdem ist zu beachten, dass bei Kälte eine solche Dünflüssigkeit des Öles noch vorhanden ist, dass die Saugleistung der Pumpe ausreichend ist.

Ernst [4] (England) gibt auf Grund langjähriger Erfahrungen auf dem Gebiet der Hydraulik folgende Werte für Strömungsgeschwindigkeiten an:

Saugleitungen bis 1"	0,6–1,2 m/s
„ von 1 1/4" und mehr	1,5 „
Rücklaufleitungen	
(Druckleitungen) 1/2 – 2"	3,0 „
„ „ über 2"	3,6 „
„ „ über Regelorgane und kurzzeitige Drosselung	6,0 „
Überdruck- und Sicherheitsventile	30,0 „

Die Nachrechnung der Strömungsgeschwindigkeiten einiger amerikanischer Kraftheberanlagen ergab Werte, die sich mit den englischen decken, andererseits in Saugleitungen aber Werte bis 3 m/s und in Druckleitungen bis 9,5 m/s. Bei deutschen Konstruktionen, darunter solche einer bedeutenden Firma, die

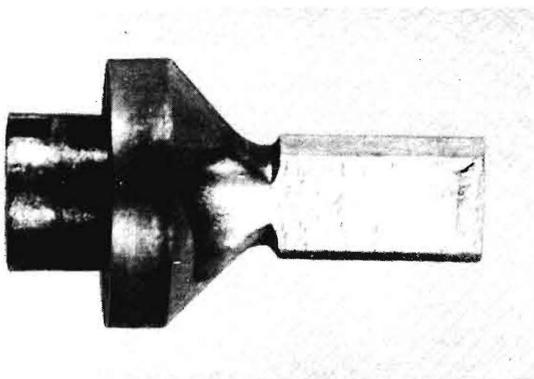


Bild 11. Kavitation an einem Regelventil eines hydraulischen Krafthebers.

hydraulische Kraftheber für eine grosse Zahl von Schlepperfirmen liefert, liegen die Werte für die Strömungsgeschwindigkeiten in Saug- und Druckleitungen wenig höher als bei den von Ernst angegebenen englischen Durchschnittswerten. An den Steuerventilen dieser Kraftheber werden max. 6 m/s nicht überschritten, während bei den Senkdrosseln Werte von

über 6 m/s auftreten, um das abfallende Gerät genügend gut zu dämpfen; die bei Überdruckventilen auftretenden Geschwindigkeiten liegen auch bei etwa 30 m/s.

#### Öldruckpumpe

Die Öldruckpumpe sollte von der Kraftquelle abschaltbar sein. Ganz abgesehen von der Schonung der Pumpe bei Nichtbenutzung der Kraftheberanlage ist es für den Bauern die erste und oft die einzige Massnahme, bei auftretenden Störungen an dem hydraulischen System, wie Festsitzen von Steuerorganen, Leckagen an Leitungen, einzugreifen und weitere Schäden zu verhindern.

Immer wieder wird die Frage aufgeworfen, ob für eine Hydraulikanlage für landwirtschaftliche Zwecke eine Zahnradpumpe einer Kolbenpumpe vorzuziehen sei. Die Wahl der Pumpe wird bestimmt durch die Höhe des Öldruckes und durch die Grösse des Förder volumens. Hohe Öldrücke sind die Voraussetzung für kleine Abmessungen der Arbeitszylinder bei grossen Hubkräften; es wird nicht nur an Raum beim Einbau im Schlepper, sondern auch an Werkstoff und Bearbeitungskosten gespart. Eine Hochdruckzahnradpumpe normaler Bauart mit einem maximalen Öldruck von etwa 120 atü wird mit ihren Rollen- und Nadellagern, mit den gehärteten und geschliffenen Zahnradern nicht wesentlich billiger sein als eine Kolbenpumpe. Will man wenig teure Zahnradpumpen haben, so muss man mit dem max. Öldruck auf etwa 60–70 atü heruntergehen, wobei man bei neuen Pumpen mit einem volumetrischen Wirkungsgrad von etwa 0,80 rechnen kann, während der volumetrische Wirkungsgrad bei höheren Drücken schlechter ist und sich im Laufe einer höheren Betriebsstundenzahl wesentlich verschlechtern kann, wenn nicht besondere selbsttätige Nachstellungen in der Pumpe vorhanden sind.

Die *Pesco*-Zahnradpumpe (in England von *Plessey* gebaut) ist eine solche Konstruktion (Bild 12), die allerdings höchste Präzision in der Fertigung verlangt. Die *Pesco*-Pumpe wird in Ausführungen bis zu 175 atü Betriebsdruck bei Fördermengen bis zu 30 l/min gebaut, wobei nach Angabe des Herstellers Werte für  $\eta_{vol}$  bei 2800 U/min erreicht werden, die nicht unter 0,94 liegen. Der mechanische Wirkungsgrad liegt bei dieser Drehzahl bei 0,75. In Deutschland wird diese Pumpe von *Allgaier* verwendet. Die Kennwerte dieser Pumpe sind 105 atü, 9 l/min, 2800 U/min. Bei höheren Drücken kann bei Zahnradpumpen eine unzulässige Ölerwärmung durch das Zusammenpressen des Öles zwischen Zahnkopf und Zahnfuss der ineinanderkämmenden Räder eintreten, wenn nicht für einen Abbau dieses Druckes nach dem Saugraum gesorgt wird.

Kurzzeitige Druckspitzen werden bei hydraulischen Ladern wegen der auftretenden grossen Be-

schleunigungskräfte beobachtet. Solche Druckspitzen sind im allgemeinen Zahnradpumpen üblicher Bauart weniger zuträglich als Kolbenpumpen, die z.B. mit max. Drücken von 175 atü arbeiten können, also eine erhebliche Druckreserve haben. Über den Verschleiss der Zahnrad- und Kolbenpumpen bei hohen Drücken liegen in Deutschland leider noch zu wenig Erfahrungen vor.

Hohe Öldrücke verlangen bei der Zahnradpumpe besondere konstruktive Massnahmen für eine sichere Abdichtung der Antriebswelle gegen das Pumpengehäuse. In dieser Hinsicht sind schlechte Erfahrungen mit einer amerikanischen Zahnradpumpe, die zur Abdichtung einen Bunaring verwendet, gemacht worden. Der Frage, wie die Antriebswelle der Zahnradpumpe an die Kraftquelle gekuppelt wird, ist besondere Aufmerksamkeit zu schenken. Grundsätzlich ist die Pumpe so anzuschliessen, dass die Antriebswelle nur die reinen Drehkräfte aufnehmen muss. Eine Lösung zur Vermeidung eines Öldurchtrittes an dieser Stelle ist, das austretende Öl in den Saugraum zurückzuführen, wie es bei der *Pesco*-Pumpe ausgeführt ist. Das Hintereinanderschalten von Abdichtungsring (Buna) und Simmerring hat sich bei der *Pesco*-Pumpe gut bewährt.

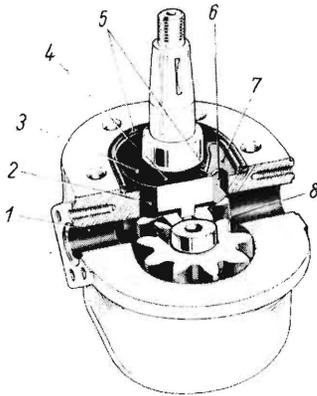


Bild 12. Schnitt durch die *Fesco-Piessey*-Pumpe.

- 1 Ölaustritt (Hochdruck)
- 2 Hochdruckraum
- 3 Hochdruckfläche des geteilten Lagers 4
- 4 Lager (4 Stück) für Zahnräder, sie werden durch 3 an die Flanken der Zahnräder angedrückt
- 5 Abdichtringe
- 6 Niederdruckraum
- 7 Niederdruckfläche
- 8 Öleintritt (Niederdruck)

Die Niederdruck-Zahnradpumpe (bis höchstens 70atü) einfacher Bauart ist die gegebene Energiequelle für hydraulische Anlagen für Kleinschlepper, mit einer Fördermenge von etwa 7 l/min. Diese Pumpe müsste im neuen Zustand auch für einen Lader von 500 kg Nutzlast bei einer Hubzeit von 12–15 s ausreichend sein. Aber auch bei diesen Niederdruckzahnradpumpen muss infolge der Abnutzung an den Seitenflächen der Zahnräder mit einer Verschlechterung des volumetrischen Wirkungsgrades nach längerer Betriebszeit gerechnet werden.

Die Möglichkeit der stufenlosen Regelbarkeit der Ölmenge bei Kolbenpumpen zur Änderung der Hub- und Senkgeschwindigkeiten bei Geräten bei gleichbleibender Antriebsdrehzahl, ohne Verluste durch Drosselung oder Abzweigung des Ölstromes, sind bei den Hydrauliken in der Landwirtschaft noch nicht voll ausgeschöpft. Die vom Öldruck im Arbeitszylinder gesteuerte Regelung der Fördermenge oder das über den Handbedienhebel durchgeführte Anheben der Pumpenkolben ist mehr eine Endregelung zwischen Null- bzw. Minimal- und Maximalförderung. Die Regelung der Ölmenge durch den Öldruck des Arbeitszylinders hat den Nachteil, dass beim Ausheben bei kleinen Kolbenkräften, z.B. beim Anheben des Pfluges mit loser Kette mit unerwünscht grossen Hubzeiten gerechnet werden muss.

Eine Stufenregelung der Ölmenge bei gleichbleibender Antriebsdrehzahl ist neuerdings auch bei Zahnradpumpen möglich. Der in der Pumpe erzeugte vierfache Ölstrom kann in einem Druckrohranschluss sowie auch in mehreren, bis Vierdruckölströmen, erfolgen. Jeder Druckrohranschluss kann für sich gegen verschieden hohe Gegendrücke arbeiten. Es können also mit dieser einen Pumpe mehrere Verbrauchsstellen gleichzeitig so versorgt werden, als ob jede Verbrauchsstelle von einer Pumpe getrennt gespeist würde. Man kann sich vorstellen, dass diese Pumpenkonstruktion gut verwendbar ist für mehrere hydraulische Arbeitszylinder, die gleichzeitig mit verschiedenen Hubgeschwindigkeiten arbeiten sollen oder für Schnellhub z.B. von Eggen und Rechen.

Flügelumpen werden in Deutschland bisher nicht verwendet. Interessant ist in diesem Zusammenhang, dass der neue *Ford*-Schlepper Modell NAA (Golden Jubilee Model) eine Flügelpumpe mit 140 atü Betriebsdruck und 2,8 gal./min (= 10,6 l/min) bei 2000 U/min verwendet, anstelle der bisherigen Kolbenpumpe. Die wahlweise konstante Zugwiderstandskontrolle und konstante Tiefenkontrolle ist beibehalten worden.

Eine wichtig erscheinende Forderung an den Konstrukteur der Hydraulikpumpe, ganz gleich welcher Bauart, ist: Es müssen an der Energiequelle, also an der Pumpe, mehrere Anschlüsse vorhanden sein, um im Bedarfsfalle Lader oder Anhänger mit Drucköl versorgen zu können.

### Ölleitungen

Offen liegende Ölleitungen an Schleppern und landwirtschaftlichen Maschinen sind im rauen landwirtschaftlichen Betrieb häufig Beschädigungen ausgesetzt. Grundsätzlich sollten daher möglichst wenig und möglichst kurze Leitungen am Schlepper verwendet werden. Bei aufgesattelten oder gezogenen Geräten sind längere Ölleitungen nicht zu umgehen. Die früher häufig beobachteten Störungen an flexiblen Schlauchleitungen, insbesondere an solchen für hohe

Öldrücke, scheinen nach unserer Kenntnis stark zurückgegangen zu sein, seitdem in Deutschland Schlauchleitungen mit Drahtgewebe oder Perlonumspinnung auf Perbunanbasis im Handel sind. Für diese Ausführungen wird ein Druck von 400 atü garantiert. Saugleitungen mit kaum wahrnehmbaren Beschädigungen oder Einschnürungen sind häufig die Ursache für schlechtes Arbeiten oder Ausfall der Hydraulikanlage. Heute gibt es in Deutschland auf dem Markt Saugleitungen, die mit kräftigem Stahl draht armiert sind und die jeder Beanspruchung gewachsen sind. Auch die für gezogene und aufgesattelte Geräte notwendigen Leitungstrennkupplungen sind für deutsche Fabriken kein Problem mehr.

### Hydraulische Arbeitszylinder und einfache Steuerungen

Die Frage, ob freier oder fester Arbeitszylinder am Schlepper das Zweckmässigste ist, wird häufig von Seiten der Landwirtschaft diskutiert. Sie ist aber mehr eine Frage der Serie und der endgültigen Festlegung der Konstruktion. Ein hydraulischer Kraftheber, der organisch in das Hinterachsgehäuse des Schleppers mit hineinkonstruiert ist, also der sogenannte feste Kraftheber, wird nach unserer Ansicht der zweckmässigste und wahrscheinlich auch der billigste sein. Für nachträglichen Einbau hat sich der freie Arbeitszylinder als eine Lösung erwiesen. Die möglichen Abarten solcher Konstruktionen sind zahlreich: Von der vom Motor direkt angetriebenen Pumpe mit getrenntem Steuergehäuse und getrennten Arbeitszylindern bis zum Arbeitszylinder mit vereiniger Pumpe und Steuerung. So entstanden die „Aufsteck- oder Rucksackkraftheber“ mit dem Vorteil nachträglicher Anbringung und dem Nachteil des grösseren Platzbedarfes. Der Antrieb der Pumpe erfolgt über die Zapfwelle oder über die Riemenscheibe.

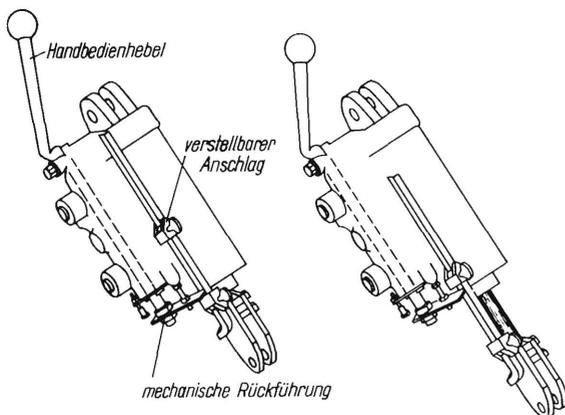


Bild 13. Freier hydraulischer Arbeitszylinder mit mechanischer Rückführung.

Ausserdem kommt dem freien Arbeitszylinder besondere Bedeutung zu für das Heben und Senken und das Steuern von aufgesattelten und gezogenen Geräten (Bild 13). Davon wird in Deutschland noch viel

zu wenig Gebrauch gemacht. Der Kraftheber braucht bei aufgesattelten Geräten nur das halbe Gewicht des Gerätes zu heben. Der Kraftheber kann auch zum Verstellen der Arbeitsgeräte genommen werden. Am Arbeitszylinder kann eine max. Höhen- oder Tiefeneinstellungsvorrichtung gleich mit angebracht werden. Es macht auch keine Schwierigkeiten, einen zweiten hydraulischen Arbeitszylinder für das nacheilende Heben anzuordnen, wobei beide Kraftheber durch eine einzige Bewegung des Handhebels in Bewegung gesetzt werden. Wenn nach Bild 14 die Arbeitsfolge

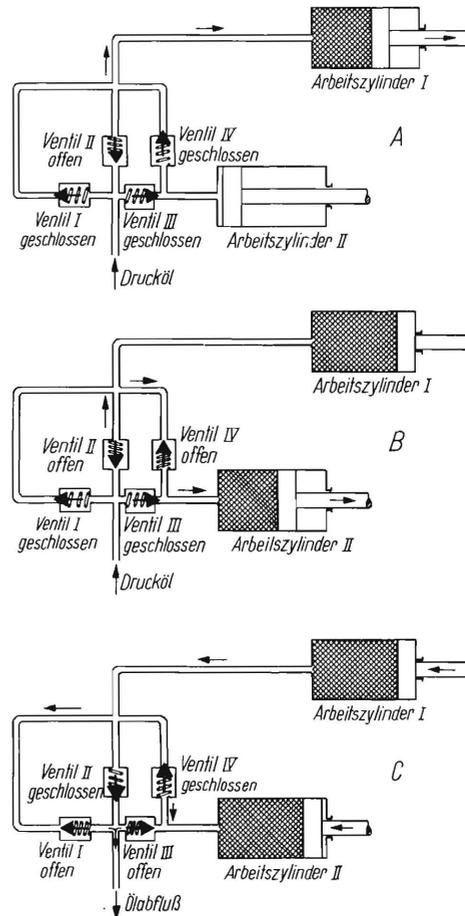


Bild 14. Ventilanordnung für nacheilendes Heben von Geräten bei hydraulischen Krafthebern.

- Fall A: Kolben des Arbeitszylinders I hebt, Kolben des Arbeitszylinders II ist in Ruhe,
- Fall B: Kolben des Arbeitszylinders I hat gehoben, Kolben des Arbeitszylinders II hebt,
- Fall C: Beide Kolben der Arbeitszylinder I und II senken nacheinander ab, II zuerst.

sein soll: Hubzylinder I Heben, II Heben, II Senken, I Senken, müssten die Ventile I und IV auf einen Differenzdruck durch die Feder eingestellt werden. Die Ventile II und III bleiben dabei unbelastet. Wenn die Arbeitsfolge sein soll: Zylinder I Heben, II Heben, I Senken, II Senken, dann müssten die Ventile III und IV auf den erforderlichen Differenzdruck eingestellt werden. Ventile I und II sind unbelastet, sie könnten auch in Fortfall kommen. Wenn der Zylinderdurchmesser I gegenüber II verschieden gross ge-

macht wird, kann diese Arbeitsfolge auch ohne Ventile erreicht werden.

Die Höhen- oder Tiefenbegrenzung eines Gerätes mit Anschlag führt zu hohem Druckanstieg, begrenzt durch das Überdruckventil, und kann zu hoher Pumpenbelastung und Temperaturanstieg des Öles führen. Eine Rückführung des Steuerhebels in den neutralen Kreislauf auf mechanischem oder auf hydraulischem Wege ist deshalb immer vorzuziehen, wenn es sich räumlich irgendwie machen lässt. Die mechanische Rückführung beim festen Arbeitszylinder ist bekannt, sie ist aber auch beim „freien Arbeitszylinder“ möglich. Handhebel, Steuerung, Arbeitszylinder und mechanische Rückführung sind eine Einheit, die sowohl für Dreipunkt-Aufhängung als auch für den Schwingrahmen Verwendung finden kann (s. Bild 13).

Wenn noch entsprechende Anschlüsse für Druck- und Rücklauföl vorgesehen sind, können an den glei-

ruckartige Ansprechen des Kolbens beim Schalten des Bedienhebels. Als eine Möglichkeit von vielen ist hier eine selbsttätige verzögerte Freigabe des zurückfließenden Ölstromes anzusehen.

Ein Problem ist noch beim hydraulischen Lader die Erscheinung, dass durch plötzlich auftretende sehr hohe Kolbenkräfte das Überdruckventil so schnell geöffnet wird, dass der Druck sofort abgebaut wird und das Heben der Lader- oder Mistschaukeln überhaupt unterbleibt. Hier schafft Abhilfe ein Überdruckventil mit Verzögerung.

Ob einfach- und doppelwirkender Arbeitszylinder notwendig ist, ist ein umstrittenes Problem. In all den Fällen, wo mit einem einfach wirkenden Kraftheber auszukommen ist, sollte dieser Verwendung finden, da der einfach wirkende Arbeitszylinder die Herstellungskosten der gesamten hydraulischen Anlage um 30 bis 40 % herabsetzt.

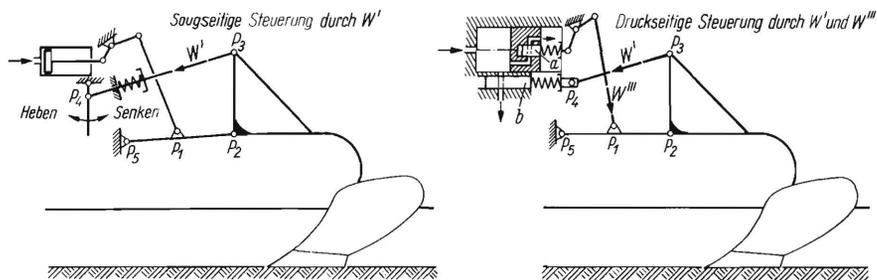


Bild 15 u. 16. Selbsttätige Regelung der Arbeitstiefe über den hydraulischen Kraftheber.

Bild 15: Saugseitige Steuerung (Ferguson-System)

Bild 16: Druckseitige Steuerung (Allgaier-Morgen-System)

chen Einheitszylinder angeschlossen werden: Arbeitszylinder für gezogene Geräte, Arbeitszylinder für Lader- und ähnliche Einrichtungen und Hilfsarbeitszylinder für andere Zwecke. Der neue Ford-Schlepper Modell NAA (Golden Jubilee Model) hat sowohl Anschluss für einen einfach- oder doppelwirkenden Arbeitszylinder als auch ein zusätzliches Ventil, bei dessen Betätigung Öldruck für Frontlader oder für Arbeitszylinder an gezogenen Geräten abgegeben werden kann. Es dürfte auch keine Schwierigkeit sein, durch Einbau eines zusätzlichen Ventils eine Schwimmstellung des Kolbens zur Verfügung zu haben, wenn eine solche gewünscht wird.

Die zwangsläufige Rückführung des Ölstromes in den neutralen Kreislauf ist sehr geeignet, um grosse Massenverzögerungen zu vermeiden, also z.B. bei Schnellheben grosser Lasten. Die mechanische Rückführung lässt sich aber bei grossen Hüben konstruktiv schlecht unterbringen. Hier wäre eine hydraulische Rückführung geeignet. Eine ähnliche Wirkung ist zu erzielen mit gedämpften hydraulischen Arbeitszylindern, welche einstellbare Drosselventile an den Zylinderenden haben, deren Aufgabe es ist, beim Endhub ein dämpfendes Ölpolster zu schaffen. Sehr störend ist bei Feineinstellung des Arbeitsgerätes, insbesondere leichter Arbeitsgeräte, das

Ein zusätzlicher Druck auf das am Kraftheber angehängte Gerät ist in folgenden Fällen erforderlich:

1. Das Gewicht der einzelnen Werkzeuge eines Gerätes, z.B. des Kartoffelkulturgerätes, genügt nicht, um diese in den Boden zu bringen und dort zu halten. In diesem Falle müssen die Werkzeuge für die einzelnen Reihen durch Federn in den Boden gedrückt werden, und die hierfür erforderliche Kraft muss zunächst durch das Gewicht des Werkzeugrahmens aufgebracht werden. Erst, wenn dieses nicht genügt, muss eine zusätzliche Kraft vom Kraftheber her vorhanden sein. Die Frage, ob bei Schälplügen zum besseren Einsetzen in harten trockenen Boden Druck nötig ist, ist noch nicht eindeutig beantwortet worden.
2. Das Gewicht der Vorrichtung für die Verstellung der Höhe des reellen Führungspunktes eines Schwingpfluges und die nach abwärts gerichtete Widerstandskraftkomponente genügen nicht, um eine Verstellung des Führungspunktes nach abwärts beim Einsetzen des Pfluges bzw. während der Arbeit zu erzielen.

In beiden Fällen soll der Kraftheber eine bestimmte Stellung auch gegenüber einem Widerstand erreichen und diese Stellung dann hydraulisch aufrechterhalten, um unabhängig von wechselnden Kräften zu sein.

Es liegt nahe, die Lösung für die zusätzliche Belastung des Gerätes zunächst in einem doppeltwirkenden Arbeitszylinder zu sehen. Aber auch ein einfach wirkender Arbeitszylinder kann kinematisch derart mit einer Feder kombiniert werden, dass diese nur im unteren Arbeitsbereich der Werkzeuge wirksam ist. Sie hat dann die Aufgabe, in einem Fall den Hauptrahmen der Arbeitswerkzeuge, in dem anderen Falle den Anlenkpunkt des Pfluges zusätzlich zum Gewicht nach abwärts zu drücken. Der einfach wirkende Kraftheber müsste beim Heben diese Federkraft überwinden und das Gewicht der Geräte tragen bis zu einem Augenblick, wo die Wirkung der Federkraft kinematisch zu Null wird und dann u.U. sogar die Hubbewegung unterstützen kann. Wenn das Gewicht des Gerätes bei der Senkbewegung nicht ausreicht, die Feder über den Nullpunkt zu bringen, müsste die Feder kinematisch lahmegelegt werden, bis das Gerät beim Absenken den Nullpunkt erreicht hat. Bei dieser Lösung muss mit einem grösseren Arbeitsvermögen des Krafthebers gerechnet werden als bei einem Kraftheber ohne Federkombination.

#### Selbsttätige hydraulische Tiefensteuerungen

Die Frage, wie man beim hydraulischen Kraftheber eine befriedigend arbeitende, selbsttätige Tiefensteuerung erreichen kann, beschäftigt den Konstrukteur nach wie vor. Gelenkviereck und Schwimmstellung bei der Hydraulik geben Möglichkeiten für eine Ausgleichung von Bodenunebenheiten. Unter selbsttätiger Tiefensteuerung wird die Einhaltung einer gewählten Arbeitstiefe unabhängig von wechselnden Bodenwiderständen und wechselndem Gelände verstanden. Die kleinen Unebenheiten im

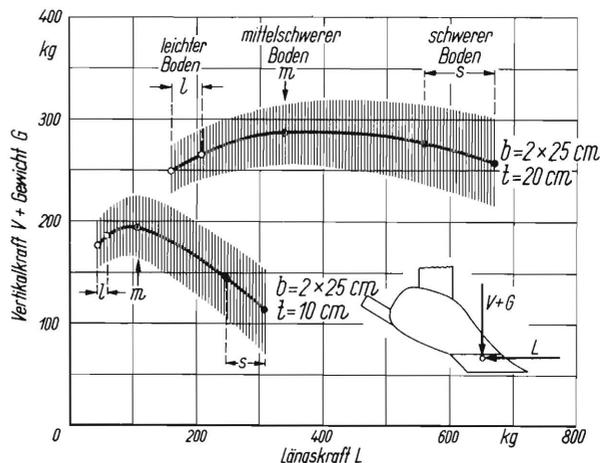


Bild 17. Horizontal- und Vertikalkräfte bei einem zwei-furchigen Pflug (nach Getzlaff [5]).

Gewicht  $G = 165 \text{ kg}$   
 $l$  = leichter Boden (feinsandiger Lehm)  
 $m$  = mittelschwerer Boden (sandig-toniger Lehm)  
 $s$  = schwerer Boden (kiesig-toniger Lehm)

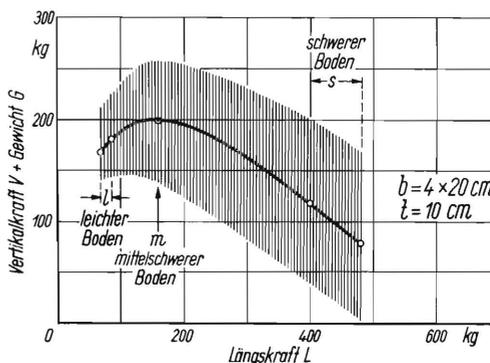
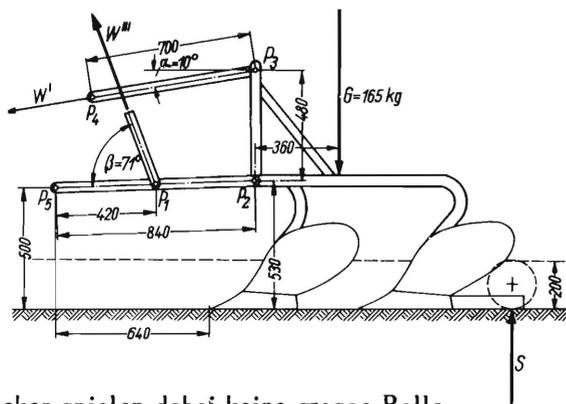


Bild 18. Horizontal- und Vertikalkräfte bei einem vierfurchigen Pflug (nach Getzlaff [5]).

Gewicht  $G = 150 \text{ kg}$



Acker spielen dabei keine grosse Rolle, wichtiger ist die Tiefeneinhaltung beim Durchfahren von Bodensenken oder Bodenbuckeln.

Das *Ferguson*-System [1], das in Bild 15 dargestellt ist, ist bekanntlich ein System, bei dem durch die Einwirkung der Längskraft  $L$  (Bild 17/18) über  $W'$  der Ölkreislauf über die Saugseite der Pumpe gesteuert wird und bei Änderung des Bodenwiderstandes bzw. der Kraft  $L$ , solange die Arbeitstiefe des Gerätes geändert wird, bis  $W'$  wieder seinen ursprünglich eingestellten Wert erreicht hat. Das hat

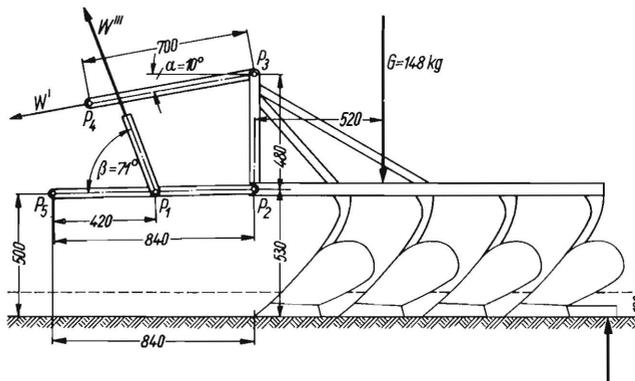


Bild 19 u. 20. Abmessungen einer Dreipunktaufhängung für einen 2- und 4-furchigen Pflug.

ungleiche Furchentiefen zur Folge, wenn der spezifische Widerstand sich ändert und wenn nicht über den Handsteuerhebel dauernd nachgeregelt wird. Das ist zweifellos ein Nachteil, nicht nur beim Pflügen, sondern z.B. auch beim Kartoffelroden. Vorteilhaft ist dieses System z.B. beim Grubbern im hügeligen Gelände, wo der Kraftheber ein Festfahren des Schleppers selbsttätig verhindert.

Wie gross die Längskräfte  $L$  und die Vertikalkräfte  $V$  (bzw.  $V + G$ ) bei den Pflugtiefen von 20 und 10 cm für einen zweifurchigen Pflug von 165 kg Gewicht bei verschiedenen Böden sind, zeigt Bild 17. Für einen vierfurchigen Schälplflug sind diese Kräfte in Bild 18 dargestellt. Den Kurven in Bild 17 und 18 sind die Versuchsergebnisse von *Getzlaff* [5] zugrundegelegt.

Daraus wurden für eine Dreipunktaufhängung mit den Abmessungen nach Bild 19 und 20 nach graphischem Verfahren die Lenkerkräfte  $W'$  und  $W'''$  für verschieden schwere Böden ermittelt und in Bild 21 aufgetragen. Bei der graphischen Untersuchung wurde ein Stützdruck von 20 kg an der Schleifsohle oder am Stützrad zugrundegelegt. In den schraffierten Bereichen können die Lenkerkräfte  $W'$  und  $W'''$  für 2- und 4-furchige Pflüge liegen. Die Kräfte ändern sich selbstverständlich, wenn die Abmessungen der Dreipunktaufhängung geändert werden. Ferner ändern sich die Kräfte bei Geräten mit unterschiedlichen Gewichten, Lage des Schwerpunktes und der Widerstandslinie (z.B. Scheibenpflug). Die gestrichelten Linien in Bild 21 geben die Lenkerkräfte  $W'$  und  $W'''$  für eine Dreipunktaufhängung mit anderer Lage des Schwerpunktes und anderer Richtung von  $W'''$  an [6]. Die verschiedene Neigung von  $W'$  wirkt sich auf die Grösse von  $W'$  und  $W'''$  aus. Aus den Untersuchungen von *Skalweit* [6] geht ausserdem hervor, dass unter den dort angenommenen Verhältnissen  $W'$  bei Erhöhung des Sohlendruckes  $S$  um 10 kg um etwa 30 kg grösser wird. Die von der Bodenart beeinflusste Tendenz der Lenkerkräfte  $W'$  und  $W'''$  aber wird durch die Änderungen in den Abmessungen der Dreipunktaufhängung, die in gewissen Grenzen liegen, nicht wesentlich beeinflusst.  $W'$  nimmt vom leichten Boden über mittleren Boden nach schwerem Boden zu;  $W'''$  ändert sich bei den verschiedenen Böden und gleicher Arbeitstiefe beim Zweischarpflug wenig, wesentlich mehr jedoch beim Vierscharpflug wegen der grossen negativen  $V$ -Kräfte.

Ein horizontaler Verlauf der Lenkerkraft  $W'$  wäre für eine Regelung auf gleiche Arbeitstiefe durch  $W'$  ideal. Ausserdem müsste der Unterschied in der Grösse der Lenkerkräfte  $W'$  bei verschiedenen Arbeitstiefen so gross sein, dass bei Abweichung von einer gewählten Arbeitstiefe z.B. durch Bodenunebenheiten genügend grosse Regelkräfte vorhanden wären. Da die Grösse von  $W'$  wesentlich von der Grösse der Lenkerkraft  $L$  bzw. von der Grösse des Bodenwiderstandes abhängig ist und ausserdem annähernd gleiche Längskräfte bei verschiedenen Arbeitstiefen auftreten können, ist der ideale Verlauf von  $W'$  und damit eine Steuerung auf gleiche Arbeitstiefe durch  $W'$  allein nicht zu erreichen.

Eine andere Möglichkeit für eine Regelung eines Gerätes auf gleiche Arbeitstiefe ist durch die Lenkerkraft  $W'''$  gegeben; jedoch wird die Regelgenauig-

keit stark beeinträchtigt durch die grosse Streuung der  $V$ -Werte, wodurch sich die Werte für  $W'''$  bei verschiedenen Arbeitstiefen überschneiden können.

Beim *Allgaier-Morgen-Kraftheber* (Bild 22) wird eine selbsttätige Regelung der Arbeitstiefe unabhängig von kleinen Bodenunebenheiten und verschiedenem Bodenwiderstand durch die gleichzeitige Wirkung von  $W'$  und  $W'''$  angestrebt. Bei Bodensenken oder Bodenkuppen wird durch zwangsläufige Veränderung der Stellung des Steuerstiftes 17 zum Kolben 16 der Öldruck vor dem Kolben abgebaut und somit eine Schwimmstellung des Arbeitskolbens und damit auch des Pfluges erreicht, solange das Hindernis überfahren wird.

Es handelt sich bei der ersten Ausführung des *Allgaier-Morgen-Krafthebers* (Bild 16) um einen einfach wirkenden Arbeitszylinder mit druckseitiger Steuerung des Ölkreislaufes durch einen Schieber  $a$  im Kolben und einen Schieber  $b$  am Zylinder; jeder dieser Schieber steht unter Federspannung. Mit einem

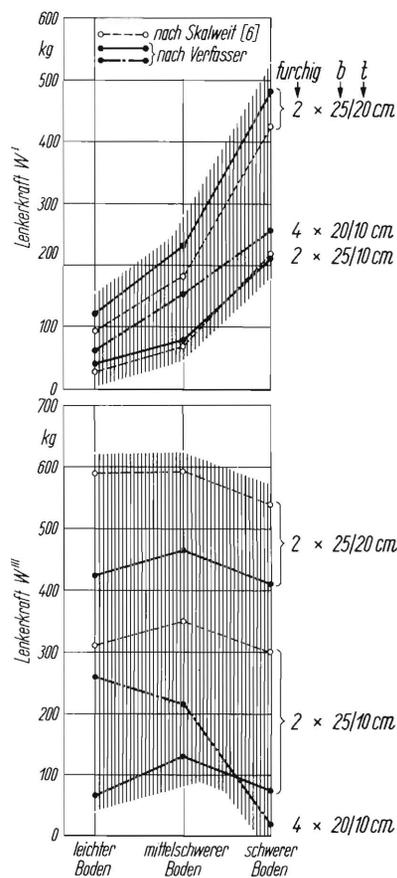


Bild 21. Lenkerkräfte  $W'$  und  $W'''$  bei konstanter Furchentiefe und verschiedenen Bodenarten.

Kräfte nach Bild 17 und 18  
Pflugabmessungen nach Bild 19 und 20

Handschieber, der unabhängig vom Schieber  $a$  und  $b$  die Stellung des Arbeitskolbens vorwählt, wird die gewünschte Tiefe eingestellt. Die Federn, welche die Schieber  $a$  und  $b$  belasten, sind nun so aufeinander abzustimmen, dass bei Änderung der Kräfte  $W'$

und  $W''$  der Öldurchfluss durch den Zylinder so eingeregelt wird, dass die eingestellte Arbeitstiefe möglichst erhalten bleibt.

Die verbesserte Ausführung des *Allgaier-Morgen-Krafthebers* (Bild 22), wie sie jetzt im *Allgaier-Schlepper A 122, A 133 und AP 17* verwendet wird, weist eine Reihe von Vereinfachungen auf, ohne dass die Wirkungsweise der ersten Ausführung beeinträchtigt wird. Der Steuerschieber *b* am Zylinder (Bild 16) entfällt; der Handsteuerschieber und der Steuerschieber im Kolben wird durch einen in der Kolbenmitte wirkenden Steuerschieber ersetzt.

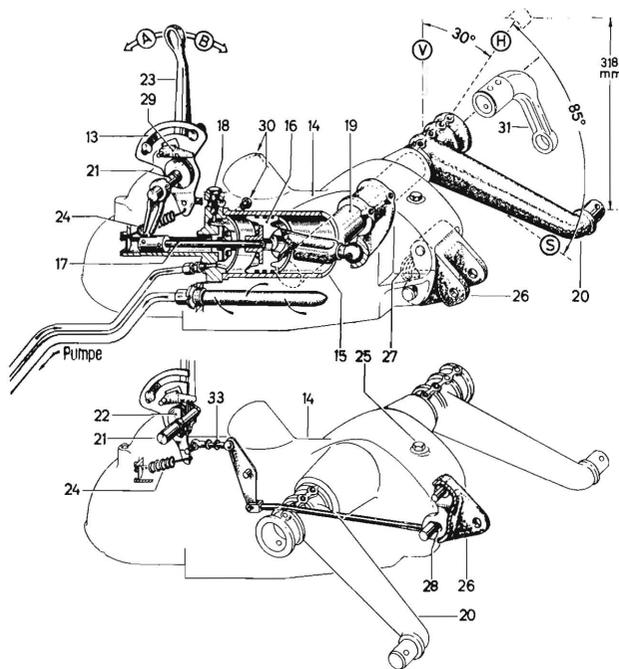


Bild 22. Der *Allgaier-Morgen-Kraftheber* mit selbsttätiger Tiefensteuerung der Arbeitsgeräte.

Die wesentlichen Teile des neuen *Allgaier-Morgen-Krafthebers* mit einem Arbeitsvermögen von 350 kgm sind aus Bild 22 ersichtlich. Der Handsteuerhebel 23 betätigt einen Steuerstift 17, der die Stellung des Arbeitskolbens 16 und somit die Stellung der Hubarme und des Arbeitsgerätes bestimmt. Bei der Bewegung des Handsteuerhebels in Richtung *A* schliesst das vordere konische Ende des Steuerstiftes die zentrale Bohrung des Kolbens, der Öldruck steigt und drückt den Kolben nach rechts, (die Hubarme heben) bis ein genügend grosser Querschnitt für das durchtretende Öl zwischen Steuerstift und Kolben freigegeben ist. Der Kolben steht nur unter dem jeweils erforderlichen Öldruck, der so gross ist, dass Gleichgewicht zwischen Kolbenkraft  $\times$  Kraftarm und Last  $\times$  Hubarm besteht. Bei Bewegung des Bedienhebels nach *B* wird der Steuerstift nach links herausgezogen, der vor dem Arbeitskolben herrschende Öldruck wird plötzlich abgebaut, das Gerät kann rasch abgesenkt werden, bis das konische Ende des Steuerstiftes wieder die Bohrung im Kolben abzuschliessen beginnt. Auf der Welle 21 ist über eine Scheiben-

kupplung 22 eine mit Schlitz versehene Scheibe 13 an dem Handsteuerhebel 23 gekuppelt. An diese Schlitzscheibe ist das Gestänge 33 angehängt und stellt somit eine Verbindung zwischen Handsteuerhebel 23 und dem beweglichen Anschlusspunkt 26 der Druckstrebe des Dreipunktgestänges dar. Eine Rückzugfeder 24 stellt den Kraftschluss her. Das Anschlusstück 26 steht in Verbindung mit einer Druckfeder 27 und schwingt um das Langloch 28. Die Feder 27 ist nicht einstellbar. Der Anschlaghebel 29 gestattet, die ausgleichende Steuerung über Gestänge 33 auszuschalten. Die Steuerung ist über den Steuerstift 17 fest eingestellt. Um ein langsames Ablassen des Gerätes, z.B. eines Hackgerätes, zu erreichen, ist an dem Handsteuerhebel 23 noch ein Griffhebel angebracht. Durch diesen zusätzlichen Hebel wird eine Kurzschlussölleitung zwischen Zylinderraum und Rücklaufleitung freigegeben. Der Querschnitt der Kurzschlussleitung ist so bemessen, dass ein langsames Absenken des Gerätes gewährleistet ist. Bei Schnellablass wird nur Hebel 23 allein bedient.

#### Zusammenfassung

Über die bisherigen Erfahrungen mit hydraulischen, pneumatischen und mechanischen Krafthebern wird kurz berichtet. Die deutschen Untersuchungen über die beim Ausheben aus der Furche bei fahrendem und stillstehendem Schlepper auftretenden Kräfte werden mit amerikanischen Versuchsergebnissen verglichen. Aufbauend auf diesen Ergebnissen werden für die verschiedenen Schleppergrössen entsprechende Krafthebergrössen nach Arbeitsvermögen vorgeschlagen. Das Verhalten verschiedener Hydrauliköle hinsichtlich Ölschaumbildung bei offenem und geschlossenem Ölkreislauf wird untersucht. Aus den Versuchsergebnissen werden die Folgerungen für den Bau von hydraulischen Kraftheberanlagen gezogen. Die Vor- und Nachteile der Zahnrad- und Kolbenpumpen werden herausgestellt; es werden konstruktive Möglichkeiten für das selbsttätige Nachstellen von Hochdruckkolbenpumpen gezeigt. Die Verwendung des freien und festen Arbeitszylinders bei hydraulischen Kraftheberanlagen ist vielseitig; die Vorteile der einen als auch der anderen Bauart sind teilweise noch nicht voll ausgenutzt. Es werden Möglichkeiten für die Verwendung von freien Arbeitszylindern nicht nur für Heben und Senken, sondern auch für das Steuern von aufgesattelten und gezogenen Arbeitsgeräten aufgezeigt. Auf die Frage, ob einfachwirkende den doppelwirkenden Arbeitszylindern vorzuziehen sind, wird näher eingegangen und die Notwendigkeit der Druckgebung auf das Gerät mit Hilfe des Krafthebers kritisch beleuchtet. Ausgehend von den beim Pflügen mit zwei- und vierfurchigen Pflügen auftretenden Horizontal- und Vertikalkräften werden Untersuchungen über die verfügbaren Steuerkräfte für eine selbsttätige Tiefensteuerung bei Dreipunktaufhängung angestellt.

## Schrifttum

- [1] Seifert, A.: Ölhydraulische Kraftheber für den Acker-  
schlepper. In: Grndlgn. d. Landtechn. Heft 1. Düsseldorf 1951. S. 45/60.
- [2] Worthington, W.H. und Y.W. Seiple: Hydraulic Capacity  
Requirements for Control of Farm Implements. Agricul-  
ture, Engng., May 1952, S. 273/276.
- [3] Vogelpohl: Über die Schaumbildung von Ölen durch  
Kavitation. Forsch. Ing.wesen Heft 4, (1949/50).
- [4] Ernst, W.: Oil Hydraulic Power and Its Industrial  
Applications. McGraw-Hill Book Company, Inc.  
New York 1949.
- [5] Getzlaff, G.: Über die Bodenkräfte beim Pflügen bei  
verschiedener Körperform und Bodenart. In: Grndlgn.  
d. Landtechn. Heft 3. Düsseldorf 1952. S. 60/70.
- [6] Skalweit, H.: Über die bei der Tiefenhaltung von Schlep-  
peranbaugeräten auftretenden Kräfte. In: Grndlgn. d.  
Landtechn. Heft 3. Düsseldorf 1952. S. 117.

Institut für Schlepperforschung der Forschungsanstalt für Landwirtschaft Braunschweig-Völkenrode  
Direktor: Prof. Dipl.-Ing. H. Meyer

Anschrift des Verfassers: Dr.-Ing. Artur Seifert, (20b) Braunschweig, Bundesallee 50

## GELENKARME BANDGETRIEBE FÜR DEN KRAFTAUSGLEICH DURCH FEDERN

Von Kurt Hain

Die Bandgetriebe kommen in ihrer Einfachheit, Wartungsfreiheit und Billigkeit den Wünschen der Landtechnik so sehr entgegen, dass man eine weitgehende Verwendung – insbesondere auch beim Kraftausgleich durch Federn – erwarten kann. Eine Kette, ein Seil oder Band legt sich um eine geeignete Kurvenscheibe herum und wälzt sich auf ihr ab, wobei sich der Hebelarm der in dem Band wirkenden Kraft entsprechend der Kurvenform ändert. Man kann also in einfachster Weise nahezu beliebige Änderungsgesetze erreichen. Das Band kann nur auf Zug beansprucht werden. Hierzu kann im vorliegenden Fall ohne weiteres die Feder eingesetzt werden.

Die Bezeichnung „gelenkarme Bandgetriebe“ soll sich auf Getriebe, bei denen Drehgelenke durch sogenannte Wälzgelenke ersetzt sind, beziehen [1]. Ein Drehgelenk, bestehend aus Welle und Bohrung, hat je nach der notwendigen Passung verhältnismäßig hohe Herstellungs- und Unterhaltungskosten. Ein Wälzgelenk dagegen kommt – wie erwähnt – durch das Abwälzen eines Bandes auf einem Wälzkörper zustande, wobei für viele Zwecke roh gegossene Wälzkörper verwendet werden können. Da im Gegensatz zum Drehgelenk beim Wälzgelenk kein Gleiten zwischen den Getriebegliedern stattfindet, treten auch keine Reibungsverluste ein, (wenn man von der inneren Reibung des Bandes absehen kann). Infolgedessen brauchen die Wälzgelenke auch nicht geschmiert zu werden; sie sind somit auch wartungsfrei. Es handelt sich bei dem Wälzgelenk also nicht um ein „Gelenk“ im üblichen Sinne.

Die folgenden Untersuchungen stellen eine Weiterführung früherer Arbeiten [2] dar, bei denen es sich um die geeignete Aufhängung einer Schraubenfeder in einem Getriebe handelte. Bei einem idealen Federausgleich soll in jeder Zwischenstellung des Bewegungsbereiches die zu hebende Last durch die Ausgleichfeder im Gleichgewicht gehalten werden. Die Ausgleichfeder kann dabei eine Schraubenfeder, Gummifeder oder Tellerfeder sein oder als Zug- oder Druckfeder verwendet werden.

Beim unmittelbaren Federausgleich spannt die in vertikaler Richtung bewegte Last selbst die Speicherfeder, und die bei ihrem Senken frei gewordene Arbeit wird in die Feder übergeführt. Diese Arbeit kann dann für das Heben der Last wieder freigemacht werden. Für die Führungsgetriebe der Schlepperanbaugeräte ist meist noch eine erschwerende Bedingung zu erfüllen. Es muss nämlich z.B. beim Anbaupflug der Federausgleich im unteren, d.h. dem Arbeitsbereich, unwirksam werden, so dass der Pflug durch sein eigenes Gewicht in den Boden geht und unter der Wirkung von Gewicht und Bodenwiderstand „frei spielen“ kann. Da aber in diesem Bereich die Feder am meisten gespannt ist, bereitet es gewisse Schwierigkeiten, sie nicht wirken zu lassen.

Es ist bekannt, dass durch eine einfache Totlagenstellung eine Feder für eine kurze Wegstrecke unwirksam gemacht werden kann. Durch Zwischenschaltung eines geeigneten Getriebes kann man aber die Unwirksamkeit der Feder auf einen beliebig grossen