

In **Tafel 1** sind die Trocknungszeiten in Abhängigkeit von der Lufttemperatur zusammengestellt, die erforderlich sind, um Einzelkörner von einem Anfangsfeuchtegehalt von 26 % auf lagerfähigen Zustand von 14 % zu trocknen. Weiter sind die zugehörigen Lysingehalte und MCL-Werte eingetragen. Aus **Tafel 1** ist ersichtlich, daß eine schnelle Trocknung mit hoher Temperatur (180 °C) sich auf die Qualität günstiger auswirkt als eine langsame Trocknung bei niedrigeren Temperaturen (140, 160 °C). In gleicher Weise können Schädigungen und damit die zulässigen Korntemperatur-Einwirkungszeiten auch für Körnermais, der für Saatzwecke oder die menschliche Ernährung verwendet wird, ermittelt werden. In diesem Falle sind anstelle des Lysingehalts die entsprechenden Qualitätskriterien, wie beispielsweise Keimfähigkeit oder Mahlbarkeit, heranzuziehen.

Die Versuche wurden bislang lediglich mit Maiskörnern durchgeführt, die einen Anfangsfeuchtegehalt von 26 % aufwiesen. Da, wie *Munck* [12] und *Sprenger* [3] bei der Untersuchung von Roggen und Mais feststellten, auch der Feuchtegehalt des Gutes einen Einfluß auf die Schädigungsgrenze hat, ist geplant, den Einfluß dieser Größe bei weiteren Versuchen zu ermitteln.

Schrifttum

Bücher sind durch ● gekennzeichnet

- [1] *Bolling, H. u. H. Zwingelberg*: Vergleichende Untersuchungen über die Trockenentkeimung und Vermahlung deutscher Maissorten und ausländischer Maisprovenienzen. Die Mühle Bd. 107 (1970) Nr. 47, S. 705/07.
- [2] *Arora, B.K., A.P. Bhatnagar u. A.S.B. Shi*: Critical temperature for drying maize seeds. Paper presented at the X. Annual Convention of Indian Society of Agricultural Engineers. Tamil Nadn. Agric. Univ., 1972.
- [3] *Sprenger, J.J.*: Einige Aspekte der Getreidetrocknungsanlagen. Landwirtschaftliche Veröffentlichung der O.E.E.C. (1953) S. 27/34.
- [4] ● *Schäfer, W. u. L. Altrogge*: Getreidekonditionierung-Getreidetrocknung. Detmold: Schäfer 1960.
- [5] *Zucker, H., H. Erbersdobler u. J. Gropp*: Untersuchungen über lysinreichen Mais. Analyt. Untersuchungen und Fütterungsversuche an Ratten und Wachteln. Z.f.Tierphysiol., Tierernährung, Futtermittelkunde 23 (1968) S. 193/204.
- [6] *Erbersdobler, H., J. Gropp u. H. Zucker*: Beeinflussung der Proteinqualität bei Körnermais durch unterschiedliche Trocknungsbedingungen. Wiss. Zeitschrift Univ. Rostock, Math. Naturwiss. Reihe, 18 (1969) Heft 1/2, S. 145/50.
- [7] *Tanner, H. u. H. Schmidtborn*: Zur quantitativen Bestimmung von Aminosäuren in Futtermitteln und Mischfutterm. Die Mühle Bd. 110 (1973) Nr. 16, S. 249/51.
- [8] *Mosse, J.*: Alcohol-soluble proteins of cereal grains. Inst. National de la recherche Agronomique, Versailles, Frankreich, 1966.
- [9] *Mühlbauer, W.*: Untersuchungen über die Trocknung von Körnermais unter besonderer Berücksichtigung des Gleichstrom-Trocknungsverfahrens. Diss. Univ. Stuttgart, 1974.
- [10] *Bjarnson, J. u. J. Carpenter*: Mechanisms of heat damage in proteins. Journ. of Nutrition Bd. 23 (1969) S. 859 und Bd. 24 (1970) S. 313.
- [11] *Mc Kenzie, B.A.*: Selecting a grain drying method. Cooperative Extension Service. Purdue Univ. Lafayette, Indiana. AE-67 Oktober 1968.
- [12] *Munck, L.*: Nutritional value in cereals. Hereditas 72 (1972).

Untersuchung eines Systems zur Triebachslasterhöhung an einem Ackerschlepper mit Aufsattelpflug

Von Horst Hesse und Rudolf Möller*)

DK 62 - 531:631.372

Mit dem Anwachsen der Schlepperleistung wird es zunehmend schwieriger, die Zugkraft des Schleppers auf dem Boden abzustützen. Eine geeignete Maßnahme zur Erzielung höherer Zugkräfte oder zur Verminderung des Schlupfes ist die Erhöhung der Triebachslast. Hierzu wurde in der vorliegenden Untersuchung an einem Schlepper mit aufgesattelttem Pflug ein elektrohydraulisch betätigter Zylinder als Oberlenker des Dreipunktgestänges eingebaut. Für die Regelung kamen zwei Systeme zum Einsatz: Einmal wurde der Druck im Arbeitszylinder auf einem vorgewählten Wert konstant gehalten und zum anderen wurde der Druck im Arbeitszylinder so geregelt, daß die Vorderachslast eine für die Lenkung

ausreichende Größe behält. Mit beiden Systemen ergaben sich durch Verringerung des Radschlupfes Verbesserungen in der Energiebilanz bei schweren Zugarbeiten.

1. Einleitung

Die Motorleistung von Ackerschleppern hat in den letzten Jahren zugenommen, ohne daß das Eigengewicht der Schlepper im gleichen Maße gesteigert worden wäre. Da die Zugkraft eines Schleppers wesentlich von der Belastung der Triebachse abhängt, können moderne Schlepper ihre Motorleistung bei normaler Arbeitsgeschwindigkeit auf dem Acker ohne Hilfsmittel nicht auf den Boden übertragen. Ein Weg, eine bessere Leistungsübertragung zu erreichen, ist der teure Vierradantrieb. Man kann aber auch versuchen, durch Erhöhung der Triebachslast bei Hinterradantrieb den auftretenden Radschlupf zu vermindern ohne das Eigengewicht des Schleppers zu erhöhen. Das kann z.B. durch Übertragung eines Teiles des Gewichtes von angebauten oder angehängten Geräten und der an diesen Geräten angreifenden Kräfte geschehen. Bei Anbaupflügen wird der Pflug durch die Regelung fast vollständig getragen und dadurch eine maximale Erhöhung der Triebachslast erreicht.

*) *Dr.-Ing. H. Hesse* ist Leiter der Abteilung < Entwicklung Hydrauliksysteme > der Robert Bosch GmbH, Stuttgart, *Ing. (grad.) R. Möller* ist Versuchingenieur im Institut für landtechnische Grundlagenforschung (Direktor: Prof. Dr.-Ing. W. Batel) der Forschungsanstalt für Landwirtschaft in Braunschweig, in dem die Untersuchung durchgeführt wurde.

Bei Aufsattelpflügen ist das nicht der Fall. **Bild 1** zeigt die Spur des Heckrades eines Aufsattelpfluges. Die Tiefe dieser Spur läßt auf eine Größe der Stützkraft schließen, die für die einwandfreie Arbeit des Pfluges nicht erforderlich ist. Einen Teil dieser Stützkraft kann man für eine zusätzliche Erhöhung der Triebachslast verwenden. Für die Lastübertragung vom Pflug auf den Schlepper kann man als einfachstes Mittel eine Feder verwenden. Dann ist jedoch eine Vorwahl der übertragenen Kraft nur schwer möglich, und die Größe der Kraft hängt von der Federauslenkung ab, die sich während des Betriebes ändert [1].

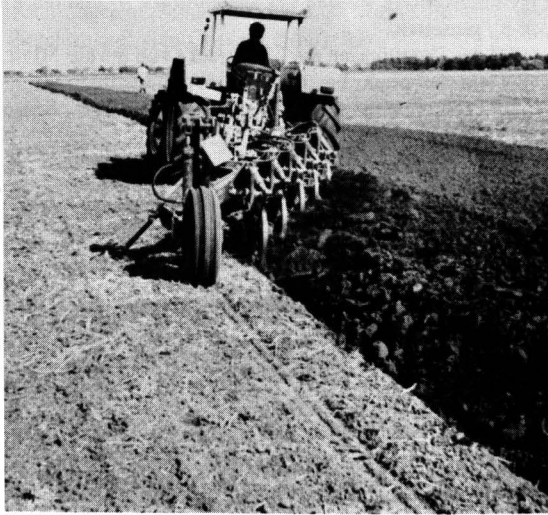


Bild 1. Heckradspur eines Aufsattelpfluges.

Anstelle einer Feder kann man auch einen mit konstantem Druck beaufschlagten hydraulischen Zylinder einsetzen und damit einen bestimmten, leicht einstellbaren Gewichtsanteil von einem Gerät auf die Triebachse übertragen [2]. In bisher bekannten Systemen wird hierzu der Kraftheber verwendet [3, 4, 5], dessen Einsatzbereich dadurch jedoch eingeschränkt ist. In allen Fällen wird die Schleppervorderachse entlastet, so daß die Triebachslasterhöhung größer ist als der Anteil des übertragenen Gerätegewichtes. Die Grenze einer solchen Lastübertragung ist durch die Verminderung der Lenkfähigkeit bei zu großer Entlastung der Vorderachse gegeben. In **Bild 2** ist der Einbau eines hydraulischen Zylinders in das Dreipunktgestänge zwischen Schlepper und Gerät am Beispiel eines Aufsattelpfluges gezeigt. Durch Einstellung einer konstanten Zugkraft des Zylinders werden Schleifsohle und Stützrad des Pfluges entlastet und die Triebachse entsprechend belastet. Bei Relativbewegungen zwischen Schlepper und Pflug, die bei Bodenunebenheiten durch Nickbewegungen des Schleppers hervorgerufen werden, muß der eingebaute Zylinder seine Länge ändern, wobei die übertragene Kraft möglichst konstant bleiben soll.

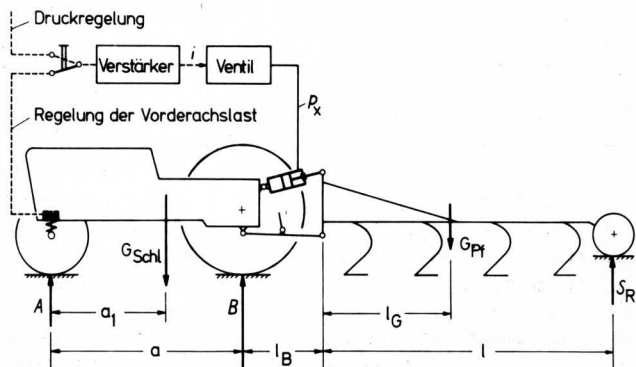


Bild 2. System Schlepper – Pflug – Regelung.

Ein solches System mit konstantem Druck im Zylinder paßt sich Änderungen der Zugkraft oder des Geländes nicht an. Die Anpassung kann aber durch Regelung des Druckes in Abhängigkeit von anderen geeigneten Größen erreicht werden. Die maximal übertragbare Zusatzlast wird durch die für die Lenkfähigkeit erforderliche Vorderachslast begrenzt. Um bei wechselnden Zugkraftverhältnissen immer die maximal mögliche Last übertragen zu können, kann man die Vorderachslast messen und den Druck im Übertragungszylinder so regeln, daß sie auf einem bestimmten Wert konstant gehalten wird. Ein solches System paßt sich auch verschiedenen Geländegegebenheiten (Bergfahrt, Talfahrt) optimal an.

In der vorliegenden Arbeit werden die zwei zuvor geschilderten Systeme untersucht: Einmal die Regelung auf einen konstanten Druckwert im Arbeitszylinder, der manuell vorgewählt wird und zum anderen die Regelung auf konstante Vorderachslast über den Druck im Arbeitszylinder als Stellgröße.

2. Versuchsaufbau

2.1 Verbindung Schlepper – Pflug

Für die Versuche wurde ein 65 PS-Schlepper mit hydrostatischem Antrieb und ein 4-furchiger Aufsattelpflug eingesetzt*. Der Pflug wurde über die Lageregelung der Schlepperhydraulik auf einer bestimmten Arbeitstiefe gehalten. Um auf jeden Fall ein Herausheben des Pfluges bei der Arbeit zu vermeiden, wurden Zusatzgewichte am Pflug angebracht, **Bild 3**. Da zur Ermittlung von Extremwerten eine starke Entlastung der Schleppervorderachse erreicht werden sollte, wurden die vorderen Zusatzgewichte am Schlepper entfernt. Den Einbau des Hydraulikzylinders in den Oberlenker zeigt **Bild 4**. Die für die Versuche gültigen Kenngrößen sind in **Tafel 1** angegeben.

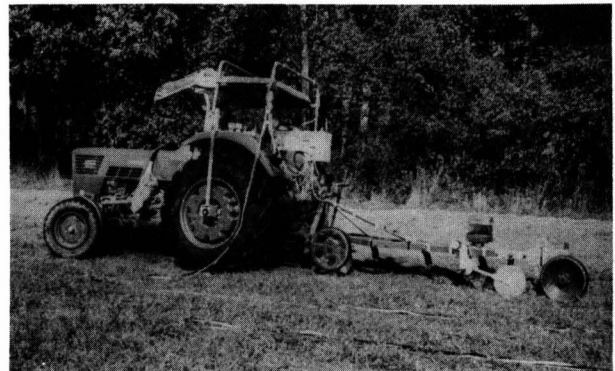


Bild 3. Schlepper mit Pflug in der Versuchsausführung.

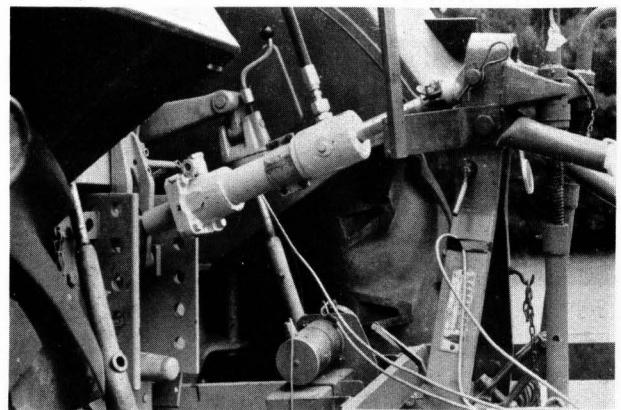


Bild 4. Als Oberlenker eingebauter Hydraulikzylinder.

* Die Fa. Klöckner-Humboldt-Deutz AG in Köln stellte freundlicherweise den Schlepper zur Verfügung und die Fa. Ventzki in Eislingen die Pflugkörper.

Schlepper:	Motorleistung	=	49 kW
	Masse des Schleppers m_{schl}	=	3403 kg
	Stat. Vorderachslast A_0	=	10620 N
	Stat. Hinterachslast B_0	=	24100 N
	Radstand a	=	2415 mm
	Schwerpunktstand a_1	=	1675 mm
	Unterlenkerlänge l_B	=	935 mm
	Bereifung	=	
	vorn: 7,50-16 AS-Front	p_i =	2,0 bar
	hinten: 16,9/14-30 AS	p_i =	1,3 bar
Pflug:	4 Pflugkörper VX 28		
	Masse des Pfluges m_{pf}		622 kg
	Stützradabstand l		3100 mm
	Schwerpunktstand l_G		1294 mm

Tafel 1. Konstruktionsdaten von Schlepper und Pflug.

2.2 Meßgrößen

In Tafel 2 sind die bei den Versuchen gemessenen Größen aufgeführt. Zum Messen der Vorderachslast wurde am rechten Vorderrad (Furchenrad) ein induktiver Weggeber angebracht, der die Einfederung als Maß für die Last aufnahm, Bild 5. Da der Schlepper mit einer Pendelachse ausgerüstet ist, entspricht die Radlast der halben Achslast. Als Meßrad wurde das Furchenrad gewählt, da in der Furche die Oberflächenrauigkeit des Ackers als Störgröße entfällt. Bild 6 zeigt die Federkennlinie der Gummifederung am Vorderrad.

Das Heckrad des Pfluges wurde über ein Meßglied mit dem Rahmen des Pfluges verbunden. Dieses Meßglied war so mit Dehnungsmeßstreifen versehen, daß nur die Vertikalkomponente S_R der Kraft am Stützrad gemessen wurde, Bild 7.

Systemdruck	p_s	bar
Druck im Oberlenkerzylinder	p_x	bar
Einfederung Vorderrad (rechts)	f	mm
Stützkraft am Heckrad des Pfluges	S_R	N
Oberlenkerlänge	s	mm
Arbeitstiefe vorn (1. Körper)	t_v	cm
Arbeitstiefe hinten (4. Körper)	t_h	cm
Getriebeausgangsdrehzahl (Tachogenerator)	n	U/min
Triebachsdrehwinkel	α	o
Zeit	T	s
Wegmarken für die Meßstrecke		

Tafel 2. Registrierte Meßgrößen.

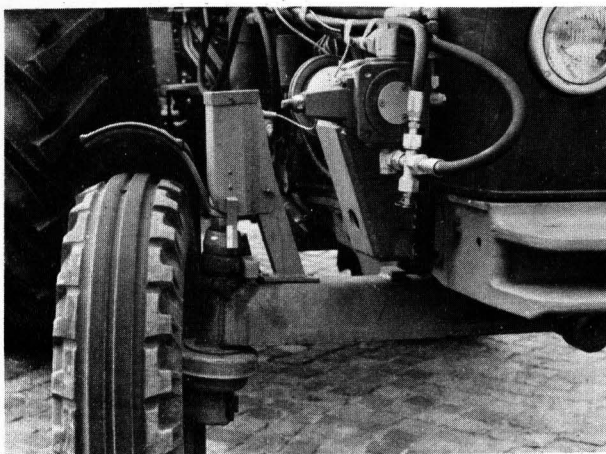


Bild 5. Wegaufnehmer für die Achslast und Konstantdruckpumpe am Versuchsschlepper.

Am ersten und letzten Pflugkörper waren Tastrollen mit Winkelgebern zur Registrierung der Arbeitstiefe angebracht. Die jeweilige Stellung des Kolbens im Oberlenkerzylinder wurde über einen Wegaufnehmer gemessen.

Zur Ermittlung des Schlupfes an der Triebachse des Schleppers wurde an einem Triebad ein Potentiometer als Radwinkelgeber angebaut. Bei den Versuchen wurde mit Differentialsperre gefahren, deshalb genügte ein Geber an einem Rad. Zur Kontrolle der Getriebeausgangsdrehzahl und damit der vorgewählten Fahrgeschwindigkeit wurde ein Tachogenerator eingesetzt.

In der Hydraulikanlage wurden der Systemdruck p_s und der Regeldruck p_x gemessen.

Die Zeit für das Durchfahren der Meßstrecke von jeweils 50 m wurde mit einer Stoppuhr bestimmt. Außerdem wurden Wegmarken auf den Meßschrieben registriert.

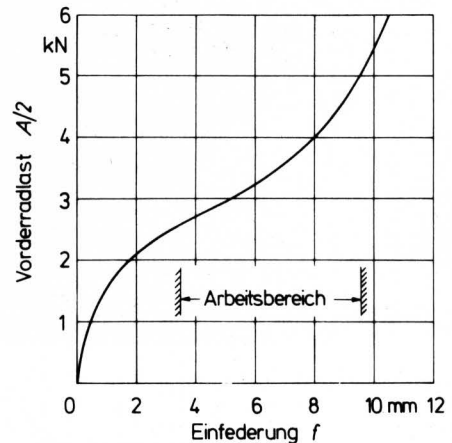


Bild 6. Kennlinie der Vorderradfederung.

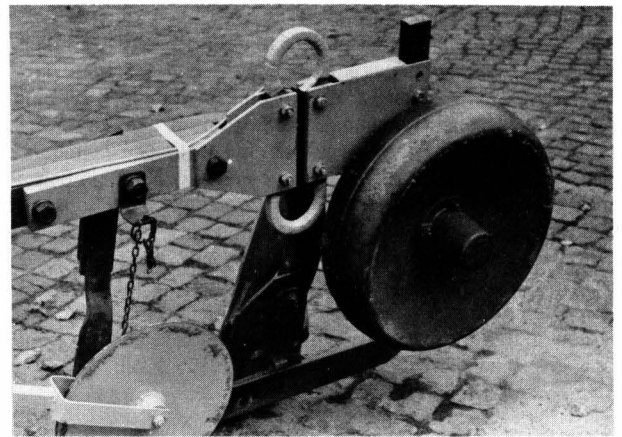


Bild 7. Aufnehmer für die Vertikalkraft am Stützrad des Pfluges.

2.3 Hydraulik

Für die Regelung des Druckes im Oberlenkerzylinder wurde ein Druckservventil (Typ SOM) eingesetzt. Da der Schlepper serienmäßig mit einer Konstantstromversorgung ausgerüstet war, mußte für die Versuche eine Konstantdruckversorgung geschaffen werden. Hierfür wurde eine gesonderte Nullhubpumpe (Flügelzellenbauart) angebaut (siehe auch Bild 5). Zur Kühlung des Konstantdruckkreises wurde der Leckölstrom der Pumpe, ca. 4,5 l/min, über den Kühler des hydrostatischen Getriebes des Schleppers geleitet.

Die Hydraulikschaltung zur Triebachslasterhöhung ist in **Bild 8** gezeigt. Der Ölstrom gelangt von der Pumpe zum Servoventil, mit dessen Hilfe der Arbeitsdruck im Oberlenkerzylinder eingestellt werden kann. Wahlweise kann ein Speicher zur Dämpfung der Drucksitzen zugeschaltet werden. **Bild 9** gibt die auf dem Kotflügel des Schleppers montierte Anlage wieder. Das Druckservoventil wurde vorher einer eingehenden Untersuchung unterzogen [6]. Da bei dem vorgesehenen Einsatz des Ventils zur Triebachslasterhöhung an einem Ackerschlepper, bedingt durch die Nickbewegungen des Schleppers, mit wechselnden Durchflüssen in beiden Richtungen gerechnet werden muß, wurde die Abhängigkeit des Regeldruckes vom Ölstrom ermittelt.

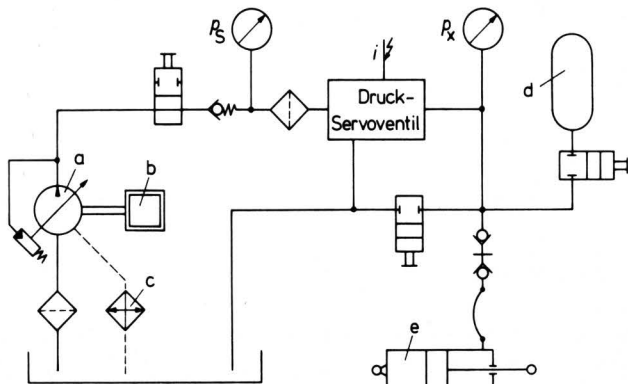


Bild 8. Schaltbild der Hydraulikanlage.

- | | |
|----------------------|----------------------|
| a Konstantdruckpumpe | d Speicher |
| b Schleppermotor | e Oberlenkerzylinder |
| c Kühler | |

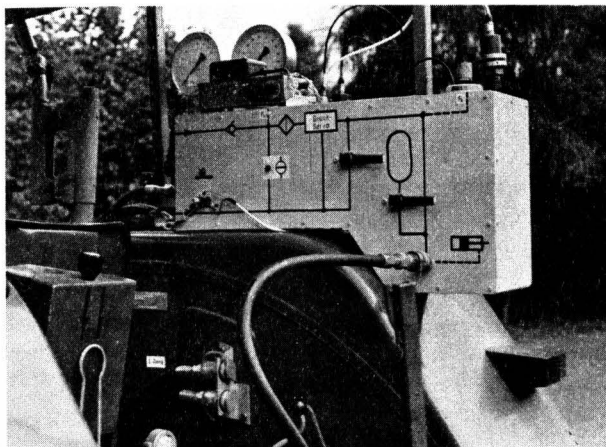


Bild 9. Hydraulikanlage zur Triebachslasterhöhung.

Bild 10 zeigt den Einfluß des Ölstromes in beiden Richtungen auf den Regeldruck p_x für verschiedene Sollwerte. Einer Durchflußzunahme von 1 l/min entspricht eine Druckabweichung von $3 \div 4$ bar.

Neben dem stationären Verhalten des Ventils ist sein Zeitverhalten für die Funktion des Systems von Bedeutung. Um das dynamische Verhalten zu ermitteln, wurde der Frequenzgang des Servoventils, also der zeitliche Zusammenhang von Steuerstrom und Regeldruck, als Funktion der Frequenz für verschiedene nachgeschaltete Ölvolumina aufgenommen. **Bild 11** zeigt die Ergebnisse der Frequenzmessung. Das Öl in Arbeitsleitung und Zylinder stellt wegen seiner Kompressibilität einen Speicher dar, wodurch das Zeitverhalten der Druckregelung wesentlich beeinflusst wird.

Die Größe des angegebenen Ölvolumens von 115, 260 und 580 cm^3 entspricht der Summe der Volumenanteile in Rohrleitung, Druckaufnehmer und dem jeweiligen Zylinder. Die Eigenfrequenz der Systeme nimmt mit zunehmendem Ölvolumen ab. Für den vorliegenden Fall betrug das Ölvolumen bei Mittelstellung des Oberlenkerzylinders ca. 300 cm^3 . Ohne Zuschaltung des Speichers ist die mittlere Kurve für das System gültig. Hierbei liegt die Eckfrequenz des Druckregelkreises bei ca. 40 Hz. Es handelt sich also um ein System, das sich wechselnden Bedingungen sowohl auf der Eingangssignalseite wie auch auf der Arbeitsdruckseite sehr schnell anpaßt.

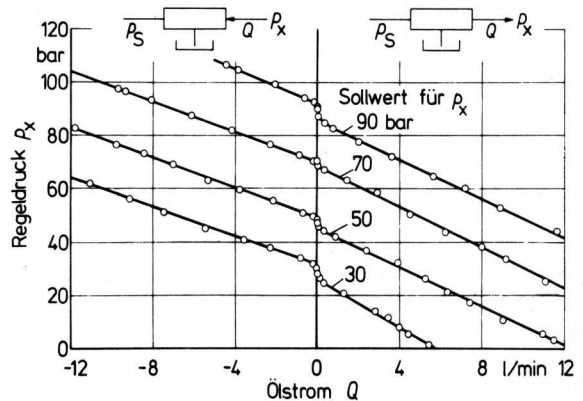


Bild 10. Abhängigkeit des Regeldruckes p_x an einem Druckservoventil vom jeweiligen Durchfluß bei verschiedenen Sollwerten.

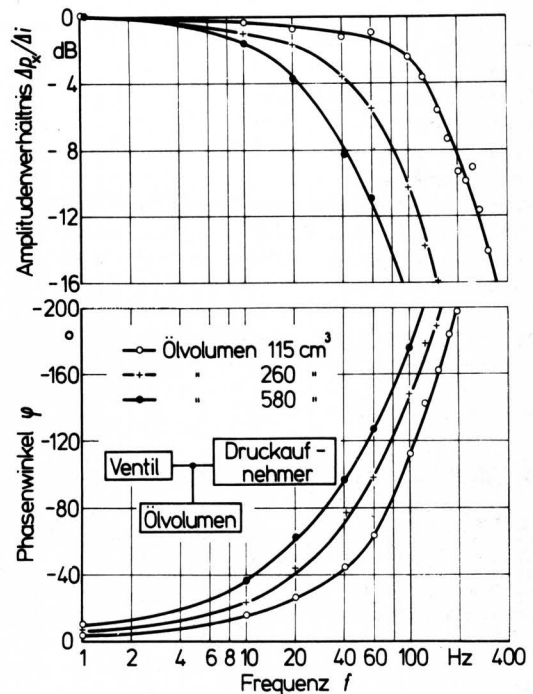


Bild 11. Frequenzgang des Druckservoventils bei verschiedener Größe des nachgeschalteten Ölvolumens.

2.4 Elektronik

Die zwei gewünschten Arten der Regelung:

1. Druckregelung – Einhalten eines konstanten Druckes im Oberlenkerzylinder und
2. Regelung der Vorderachslast – Einhalten einer konstanten Vorderachslast durch Änderung des Druckes im Oberlenkerzylinder

werden durch zwei unterschiedliche Arten der Ansteuerung des Druckservoventils durch einen für diese Zwecke entwickelten Verstärker* ermöglicht.

Bei der Druckregelung wird der gewünschte konstante Druck durch Einstellen eines konstanten Steuerstromes gewählt. Bei der Regelung der Vorderachslast ergibt sich der Steuerstrom aus der Größe der Vorderachslast entsprechend dem gewählten Arbeitspunkt und der gewünschten Verstärkung.

Die Versorgung der Elektronik erfolgt aus der Schlepperbatterie.

3. Versuchsdurchführung

3.1 Versuchsbedingungen

Das beschriebene System Schlepper – Aufsattelpflug mit elektrohydraulischer Triebachslasterhöhung wurde auf einem Stoppelfeld eingesetzt. Hierbei wurde die Fahrgeschwindigkeit nahezu konstant auf $v_F = 1,54$ m/s entsprechend 5,54 km/h gehalten. Dieser Wert könnte aufgrund von Vorversuchen und Schätzungen der bei den verschiedenen Druckstufen für die Triebachslasterhöhung zu erwartenden Schlupfwerte und aufgrund der durch den hydrostatischen Antrieb möglichen stufenlosen Geschwindigkeitswahl auch eingehalten werden. Als Arbeitstiefe wurde 18 cm gewählt. Tiefer konnte, bedingt durch die für den sehr festen und trockenen Boden zu geringe Motorleistung des Schleppers, nicht gepflügt werden. Die unteren Lenker wurden über die Lageregelung der Schlepperhydraulik auf die gewählte Tiefe eingestellt und bei Bedarf um den durch das Aufbäumen bei höheren Regeldruckwerten eintretenden geringen Tiefenfehler korrigiert. Beim Durchfahren der Meßstrecke selbst traten keine Regelvorgänge der Lageregelung ein. Zur Einhaltung der Tiefe hinten am Pflug war das Heckrad ebenfalls auf 18 cm Arbeitstiefe fest eingestellt. Ein Beispiel für die bei den Versuchsfahrten auftretenden Tiefenschwankungen zeigt Bild 12. Sie sind vor allem hinten relativ gering und geben dort nur die kurzwelligen Rauigkeiten der Bodenoberfläche wieder, weil der Pflug durch das Stützrad den langwelligen Unebenheiten folgt.

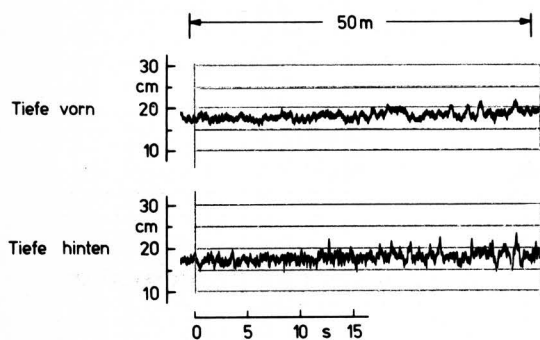


Bild 12. Meßschriebe für die Arbeitstiefen t_v und t_h .

Da die durch die Nickbewegungen des Schleppers im Oberlenkerzylinder auftretenden Druckschwankungen, die evtl. durch das Druckservoventil nicht ausgeregelt werden, vor den Versuchen nicht bekannt waren, wurde ein Speicher in der Hydraulikschaltung vorgesehen (siehe auch Bild 7). Durch Zuschaltung dieses Speichers sollten evtl. auftretende Druckspitzen abgebaut und damit mechanische Schäden verhindert werden. Den Einfluß dieses Speichers bei Druckregelung mit manueller Vorwahl zeigt Bild 13 mit dem Vergleich zweier Meßschriebe. Bei zugeschaltetem Speicher werden fast alle Druckspitzen abgebaut.

Das verwendete Druckservoventil war jedoch auch ohne Speicher in der Lage, die durch die Nickbewegungen bedingten Ölströme zum oder vom Oberlenkerzylinder auszusteuern, da die maximalen Ölströme nur ca. 8,3 l/min betragen und in dieser Größenordnung auch sehr selten auftraten.

* Elektronik und Meßtechnik: H.D. Wiemann

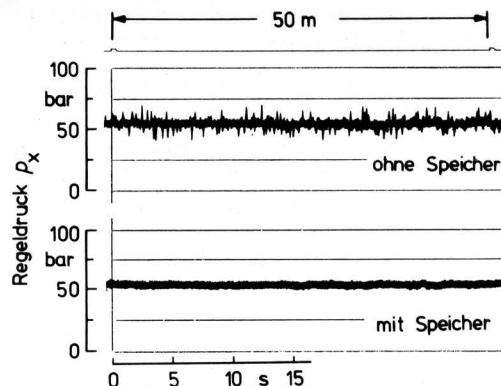


Bild 13. Meßschriebe für den Regeldruck p_x mit und ohne Speicher.

3.2 Versuche mit Druckregelung

Zuerst wurden Versuchsreihen mit manuell vorgewählten Druckstufen gefahren, wobei der Druck im Oberlenkerzylinder in Stufen von ca. 10 bar gesteigert wurde. Für einige Druckstufen wurden Parallelversuche mit zugeschaltetem Speicher durchgeführt. Bei Druckwerten von $p_x > 75$ bar mußten die Versuche abgebrochen werden, da die Seitenführungskräfte an den Vorderrädern des Schleppers nicht mehr ausreichten, um denselben in der Furche zu halten. Bild 14 zeigt einen Meßschrieb für folgende Größen: Regeldruck p_x , Einfederung f des Vorderrades (Vorderradlast), Stützradkraft S_R am Pflug und Kolbenstellung des Oberlenkerzylinders. In der linken Seite des Bildes ist der Schrieb der gesamten Meßstrecke von 50 m und rechts ein zeitlich gestreckter Ausschnitt aus dem Gesamtschrieb dargestellt. Der vorgewählte Druck p_x mit einem Mittelwert $\bar{p}_x = 41,4$ bar zeigt nur geringe Abweichungen, obwohl der Speicher nicht zugeschaltet war. Die Vorderachslast $A/2$, die hier ohne Einfluß auf den Regeldruck ist, entspricht einem mittleren Wert von $A/2 = 3,35$ kN. Größer sind die Schwankungen der Stützradkraft S_R am Pflug. Der mittlere Wert beträgt hier 1,46 kN. Die maximale Längenänderung am Oberlenkerzylinder ergibt sich zu ca. 8 mm.

3.3 Versuche mit Regelung der Vorderachslast

Bei dieser Versuchsanstellung wird die Vorderradlast auf vorwählbare Werte konstant gehalten. Der Druck im Oberlenkerzylinder ist dabei die Stellgröße. Zur Regelung auf eine gewünschte konstante Vorderradlast muß die Grenze der Lenkfähigkeit, die von allen zur Verfügung stehenden Lasten und den Bodenverhältnissen abhängt, im Fahrversuch ermittelt werden. Dann kann der Arbeitspunkt des Regelsystems gewählt werden. Im vorliegenden Fall muß

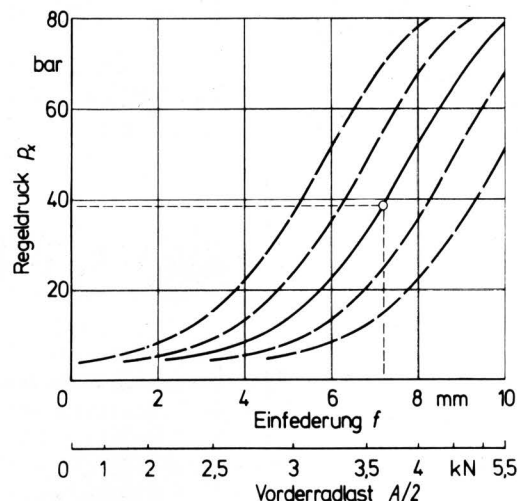


Bild 15. Kennlinien des Druckregelsystems; Abhängigkeit des Regeldruckes p_x von der Einfederung f .

beachtet werden, daß bei den gewollt ungünstigen Lastverhältnissen am Schlepper die Drücke nicht zu hoch steigen, da sonst der Schlepper nicht mehr in der Furche zu halten ist. Diese Grenze liegt bei ca. 75 bar Regeldruck. Außerdem muß die Verstärkung möglichst groß sein, um den Druck schnell folgen zu lassen. Die Abhängigkeit des sich einstellenden Regeldruckes p_x von der Einfederung f zeigt Bild 15. Mit der horizontalen Verschiebung der Kurve wird jeweils der Arbeitspunkt eingestellt. Dieses geschieht durch entsprechende Änderung der Kompensationsspannung im Verstärker. Darüber hinaus kann durch Änderung der eigentlichen Verstärkung der Kurvenverlauf steiler oder flacher ge-

wählt werden. Bei den durchgeführten Messungen wurde die in Bild 15 eingezeichnete Verstärkung gewählt, die im mittleren linearen Bereich einer Druckänderung von $\Delta p_x / \Delta f = 14,8 \text{ bar/mm}$ Einfederungsänderung bzw. $\Delta p_x / \Delta A/2 = 44,5 \text{ bar/kN}$ Vorderradlaständerung entspricht.

Einen Meßschieb für eine geregelte Vorderachslast zeigt Bild 16. Der Regeldruck p_x folgt der Einfederung sehr schnell. Bei Verringerung der verbleibenden Vorderradlast fällt der Druck und steigt entsprechend bei größer werdender Vorderradlast. Trotzdem werden die auftretenden Schwingungen nicht sofort gedämpft. Auch der Einfluß des Regeldruckes auf die Stützkraft S_R ist ersichtlich.

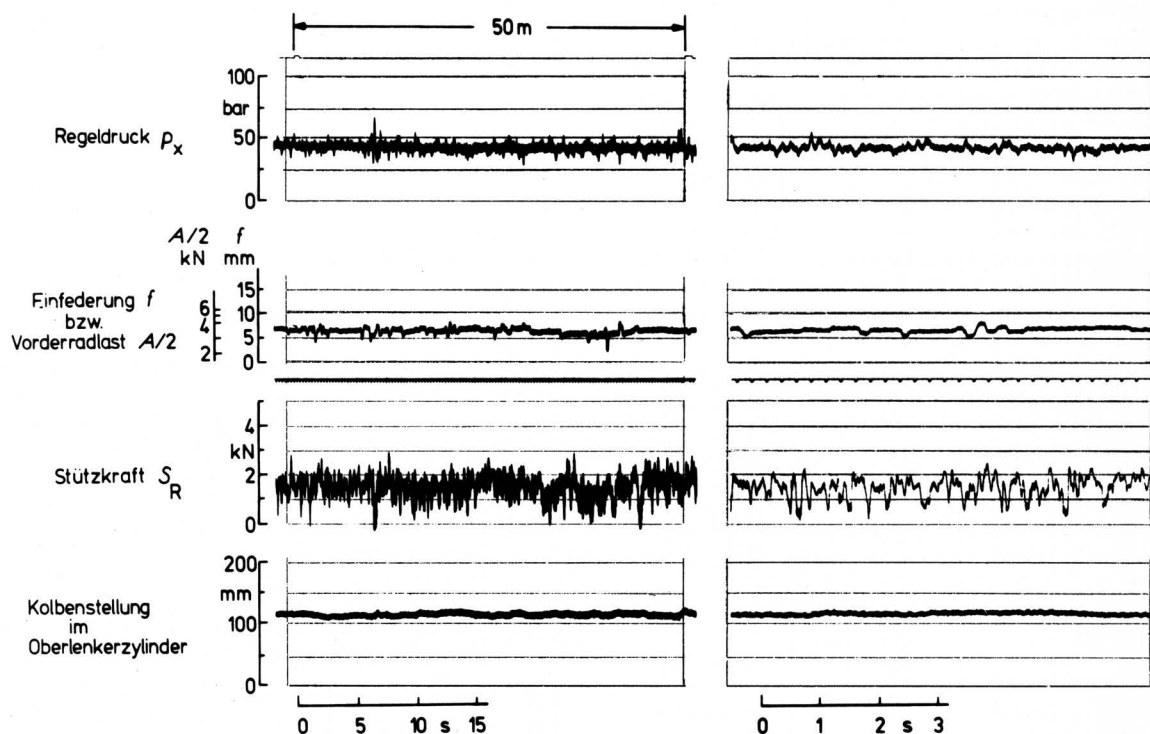


Bild 14. Meßschiebe bei Druckregelung $p_x = \text{const.}$

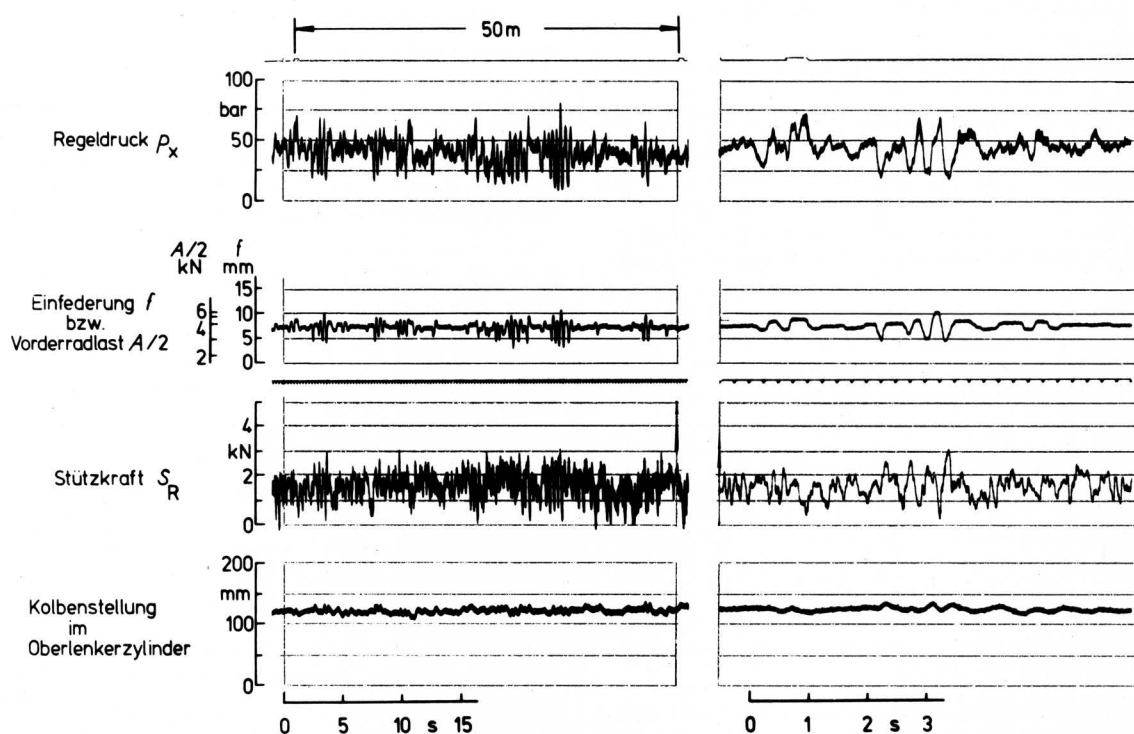


Bild 16. Meßschiebe bei geregelter Vorderachslast.

Mit zunehmendem Druck geht die Stützkraft zurück. Sowohl Vorderradlast als auch die Stützkraft werden außer durch den Druck p_x auch durch die von den Rauigkeiten der Bodenoberfläche herrührenden Störungen beeinflusst. Dieses ist bei der Stützkraft S_R noch mehr der Fall als bei der Vorderradlast, da das Stützrad auf dem unbearbeiteten Boden läuft. Die Längenänderungen des Oberlenkerzylinders sind bei diesem Versuch mit Regelung der Vorderachslast etwas größer als bei dem Versuch mit Druckregelung (siehe Bild 14).

4. Versuchsergebnisse

4.1 Längenänderung des Oberlenkerzylinders

Unter dem Einfluß des Regeldruckes p_x ändert sich die geometrische Zuordnung zwischen Schlepper und Pflug. Mit steigendem Druck wird der Schlepper vorn entlastet und dafür die Triebachse mehr belastet. Bedingt durch diese Laständerungen verformen sich die Reifen und der Oberlenkerzylinder, der im Idealfall einer Feder entspricht, die in jeder Position die gleiche Kraft aufbringt, verkürzt sich. Diese Verkürzung ist in Bild 17 in Abhängigkeit vom mittleren Regeldruck \bar{p}_x bzw. von der mittleren Oberlenkerkraft \bar{O} dargestellt. Hierbei handelt es sich um die Mittelwerte der Oberlenkerlängenänderung bei einer Meßstrecke von 50 m. Der maximale Wert erreicht dabei 45 mm. Zwischen der Druckregelung und der Regelung der Vorderachslast sind hier keine wesentlichen Unterschiede zu erkennen.

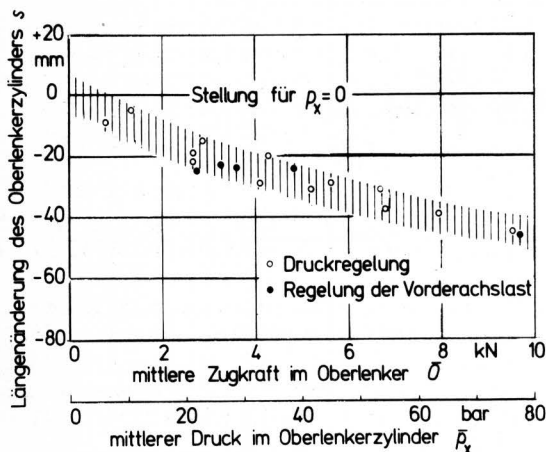


Bild 17. Längenänderung am Oberlenkerzylinder in Abhängigkeit vom Druck p_x .

Wichtig für die Wahl und Auslegung des Druckregelventils ist jedoch die maximale Längenänderung pro Zeiteinheit, die sich während der Fahrt durch die Nickbewegungen des Schleppers ergibt. Aus allen Versuchen lassen sich dabei maximale Kolbengeschwindigkeiten von 11,0 cm/s ermitteln bei einer Fahrgeschwindigkeit von 1,5 m/s. Bei einer wirksamen Kolbenfläche F_2 von 12,5 cm² entspricht das einem maximalen Ölstrom von ca. 8,3 l/min in beiden Richtungen. Bei Steigerung der Fahrgeschwindigkeit muß auch mit einem größeren erforderlichen Ölstrom gerechnet werden. Trotzdem liegen die Ölströme, auch bei Wahl größerer Kolbenflächen, in einem zu beherrschenden Bereich.

4.2 Laständerungen in Abhängigkeit vom Druck im Oberlenkerzylinder

Bei Aufsattelgeräten wie z.B. Aufsattelanhängern oder Aufsattelpflügen stützt sich bereits ein Teil des Gerätegewichtes bzw. des Anhängergewichtes auf den Schlepper ab [7]. Weiterhin wird durch die auftretenden Zugkräfte das Lastverhältnis, je nach Auslegung der kinematischen Verbindung zwischen Schlepper und Gerät, zugunsten der Triebachselastung verschoben [8].

Im vorliegenden Fall sollten nicht diese statischen bzw. dynamischen Laständerungen untersucht werden, sondern die noch darüber hinaus möglichen Laständerungen am Schlepper, die durch

das beschriebene elektrohydraulische System bewirkt werden. In Bild 18 sind die Mittelwerte (von jeweils 50 m Versuchsstrecke) der Vorderradlast $A/2$ und der Stützradlast S_R am Pflug in Abhängigkeit vom mittleren Druck \bar{p}_x im Oberlenkerzylinder bzw. von der mittleren Oberlenkerkraft \bar{O} aufgetragen. Sowohl die Vorderradlast wie auch die Heckradlast nehmen mit zunehmendem Druck ab. Auch für die Lasten sind zwischen der Druckregelung und der Regelung der Vorderachslast keine Unterschiede zu erkennen. Geht man davon aus, daß sich Änderungen der Vorderachslast $\Delta A = 2 \cdot \Delta A/2$ und der Stützkraft ΔS_R auf die Triebachselastung übertragen müssen, so ergibt sich die eingezeichnete Kurve für die Triebachselastung ΔB . Der Wert von maximal ca. 6 kN für den vorliegenden Fall ist bereits beträchtlich, er könnte bei anderer Dimensionierung der Grundlasten (der Frontballast am Schlepper wurde ja entfernt) jedoch noch viel höher sein.

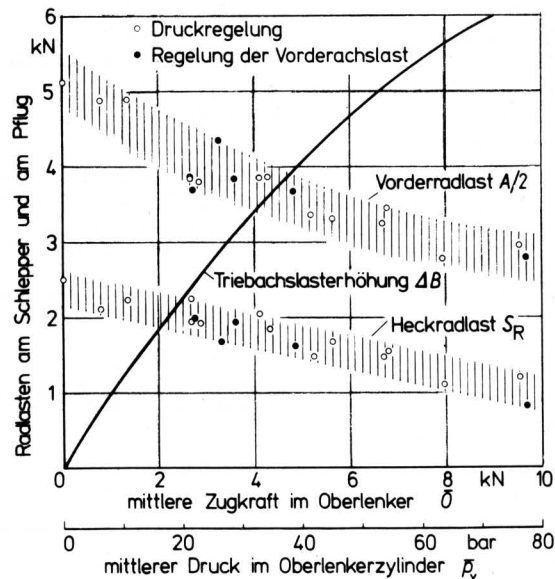


Bild 18. Laständerungen ΔB , $\Delta A/2$, ΔS_R in Abhängigkeit vom Druck p_x im Oberlenkerzylinder.

4.3 Triebachsschlupf in Abhängigkeit vom Druck im Oberlenkerzylinder

Zur Ermittlung des Triebachsschlupfes wurde ein 360° Potentiometer eingesetzt, das beim Registrieren eine sägezahnförmige Kurve ergab und es ermöglichte, auch Bruchteile einer Radumdrehung exakt zu bestimmen. Die Werte für den Schlupf Null wurden in bekannter Weise durch Leerfahrt mit Eigenantrieb und Leerfahrt mit Fremdantrieb ermittelt [9]. Aufgrund des sehr trockenen und festen Bodens war der Unterschied sehr gering. Auch der bei

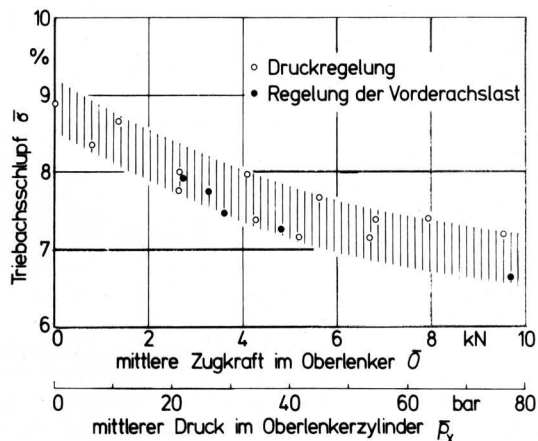


Bild 19. Triebachsschlupf in Abhängigkeit vom Druck p_x im Oberlenkerzylinder.

den eigentlichen Versuchen aufgetretene Triebachsschlupf war bedingt durch diese Bodenverhältnisse gering. In Bild 19 sind die Ergebnisse der Schlupfmessungen in Abhängigkeit vom mittleren Druck \bar{p}_x bzw. der mittleren Kraft im Oberlenker \bar{O} aufgetragen. Bei steigendem Druck fällt dabei der Triebachsschlupf von 8,8 % auf ca. 6,8 %, d.h. der Schlupf verringerte sich nur um 2 %. Bei den geringen Absolutwerten entspricht dieses aber einer Verringerung der Schlupfverlustleistung von 23 %. Die Schlupfwerte bei der Regelung der Vorderachslast scheinen etwas geringer zu sein als die der Druckregelung mit manueller Vorwahl.

Da die erforderliche Zugkraft bei gleicher Arbeitstiefe und gleicher Geschwindigkeit konstant sein muß, verringert sich bei Erhöhung der Triebachslast B der Schlupf σ , Bild 20. Wird aber der höhere Schlupfwert in Kauf genommen und die vergrößerte Triebachslast vorausgesetzt, so wäre der Schlepper in der Lage, statt der angenommenen Zugkraft von 12 kN jetzt 15 kN aufzubringen. Liegen für die Traktion ungünstigere Bodenverhältnisse vor, so ergeben sich für die bei den Versuchen erzielten Grenzen der Triebachslasten die rechts im Bild gestrichelt gezeigten Verhältnisse. Vergleichbare Werte wurden zum Teil für die gleiche Reifengröße schon früher ermittelt [10 – 13].

Bei anderer Auslegung der statischen Last A_0 und des Pfluggewichtes würden sich andere Werte ergeben. In extremen Fällen würde ein solches System vielleicht ein Einwühlen und damit ein Festfahren überhaupt erst verhindern.

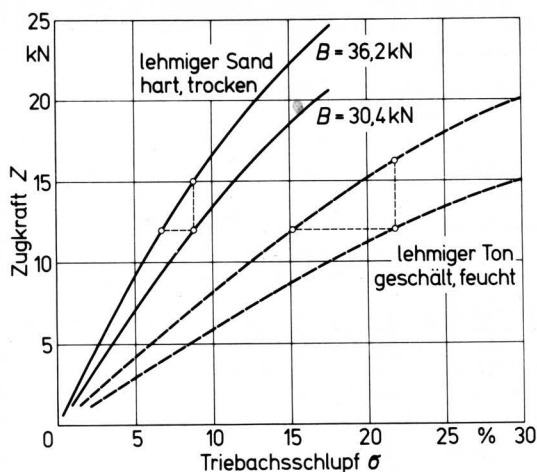


Bild 20. Zugkraft – Schlupf – Kurven für verschiedene Achslasten und Bodenverhältnisse.

Ob es zweckmäßig ist, die Lastübertragung über einen Zylinder im Oberlenker zu realisieren oder über einen zweiten Zylinder in einem integrierten Kraftheberblock, Bild 21, mag dahingestellt bleiben. Ein eingebauter Zylinder liegt geschützt und kann auch für andere Zwecke, wie z.B. für eine Zwei-Größen-Pflugtiefenregelung, eingesetzt werden [14].

5. Zusammenfassung

Die Versuche haben ergeben, daß mit Hilfe der untersuchten elektrohydraulischen Systeme eine Erhöhung der Triebachslast und damit eine Verbesserung der Kraftübertragung auf den Boden möglich ist. Es können daher bei gleichem Schlupf höhere Zugkräfte übertragen werden – Nutzung durch eine größere Arbeitsbreite oder Arbeitstiefe – oder es kann bei gleicher Zugkraft der Schlupf verringert werden. Auf beiden Wegen wird eine Verbesserung der Energiebilanz bei schweren Zugarbeiten erreicht.

Das technisch leichter zu realisierende System der Regelung auf einen vorgewählten, konstanten Druck im Oberlenkerzylinder zeigte bei den günstigen Eigenschaften der Versuchsfläche (ebenes Gelände, homogener Boden) keine Nachteile gegenüber dem aufwendigeren System der Regelung auf einen konstanten Wert der Vorderachslast. Damit ist es möglich, mit einfachen Mitteln ein System zur Triebachslasterhöhung zu realisieren, das bei besonde-

ren Sicherheitsanforderungen mit einem zusätzlichen Grenzwertgeber für die Restlast an der Vorderachse ausgestattet werden könnte. Die aufwendige analoge Messung der Einfederung würde damit entfallen.

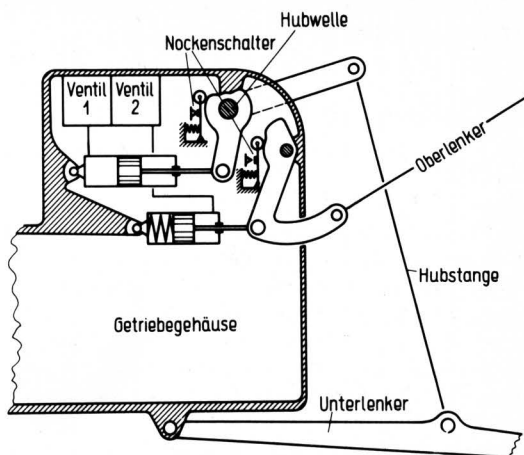


Bild 21. Integrierter Kraftheberblock mit zwei Hydraulikzylindern.

Schrifttum

Bücher sind durch ● gekennzeichnet

- [1] Krause, R.: Die Zug- und Lenkfähigkeit schwerer Radschlepper mit Regelhydraulik beim Arbeiten mit Anbau- und Aufsattelpflügen sowie die Tiefen- und Seitenführung der Pflüge. *Grundl. Landtechnik* Bd. 17 (1967) Nr. 4, S. 132/42.
- [2] Hesse, H. u. R. Möller: Möglichkeiten der Triebachslasterhöhung bei Ackerschleppern. *Grundl. Landtechnik* Bd. 19 (1969) Nr. 4, S. 119/22.
- [3] Persson, S.P.E. u. S. Johansson: A weight-transfer hitch for pull-type implements. *Transactions of the ASAE* 10 (1967) Nr. 6, S. 847/49.
- [4] Anonym: M-F pressure control system for agricultural weight transfer. *Fluid Power International* 31 (1966) Nr. 362, S. 137/39.
- [5] König, A. u. U. Riemann: Neue Verbindungen von Schlepper und Anhänger. *Landtechn. Forsch.* 11 (1961) H. 4, S. 114/16.
- [6] Hesse, H. u. R. Möller: Untersuchung eines Servoventils für Druck- oder Kraftregelung. *öhlhydraulik und pneumatik*, 15 (1971) Nr. 3, S. 104/07.
- [7] Söhne, W.: Der Aufsattelpflug als Zwischenlösung zwischen Anhängen- und Anbaupflug. *Grundl. Landtechnik* H. 4 (1953) S. 77/83.
- [8] Skalweit, H.: Bestimmung der Kräfte an Schlepper und Pflug bei regelndem Kraftheber. *Landtechn. Forsch.* 12 (1962) H. 2, S. 53/59.
- [9] ● Schilling, E.: *Landmaschinen*, Bd. 1: Ackerschlepper. 2. Aufl. Rodenkirchen bei Köln: Verlag Dr.-Ing. E. Schilling, 1960.
- [10] Bock, G.: Feldversuche über die Zugfähigkeit von Ackerschlepperreifen. *Grundl. Landtechnik* H. 3 (1952) S. 88/100.
- [11] Bock, G.: Beobachtungen bei Feldversuchen über die Zugfähigkeit von Schleppern. *Grundl. Landtechnik* H. 5 (1953) S. 42/48.
- [12] Steinkampf, H.: Probleme der effizienten Umwandlung der Motorleistung in Zugleistung bei leistungsstarken Schleppern. *Grundl. Landtechnik* Bd. 24 (1974) Nr. 1, S. 14/20.
- [13] Sonnen, F.J.: Ein Überblick über Ergebnisse von Feldversuchen mit Triebachslasten von Ackerschleppern. *Landtechn. Forsch.* 11 (1961) H. 5, S. 117/22.
- [14] Hesse, H. u. R. Möller: Elektrohydraulische Zwei-Größen-Tiefenregelung für Schlepperanbaupflüge. *öhlhydraulik und pneumatik*, 17 (1973) Nr. 6, S. 155/60.