

Energieverluste in Hydrauliksystemen von Ackerschleppern

Von Wolfgang Klotzbücher, Stuttgart*)

DK 631.372.82:532.55

Die Energieverluste bestehender und neuer Hydrauliksysteme großer Ackerschlepper wurden für ein vorgegebenes Lastspektrum rechnerisch untersucht.

Neue Systeme reduzieren die Energieverluste im Vergleich zu bestehenden teilweise erheblich: Systeme mit Konstantvolumenpumpen mit hoher Steuerbarkeit der Volumenströme ermöglichen bei hoher Betriebssicherheit Energieeinsparungen gegenüber bisherigen Systemen von 43 %.

Ein Einpumpensystem mit Verstellpumpe für Lenk- und Arbeitshydraulik bringt eine Energieeinsparung von 55–60 % gegenüber bisherigen Systemen. Mit einem hydraulischen Vorfördersystem liegt die Einsparung für die Gesamtanlage aber im Bereich neuer Systeme mit Konstantvolumenpumpen.

Mehrpumpensysteme mit Verstellpumpe(n) erbringen wegen relativ hoher mechanischer Verluste der Verstellpumpen maximal eine Einsparung von 39 % im Vergleich zu bestehenden Systemen.

1. Allgemeines

In modernen Großschleppern ist für die Lenk- und Arbeitshydraulik eine hohe hydraulische Leistung installiert. Die hydraulischen Antriebe benötigen im Mittel 8–10 %, in Spitzen 25 % der Maximalleistung des Verbrennungsmotors. Ein Großteil davon wird für Verluste aufgebracht, Bild 1. Eine Hydraulikanlage mit verringerten Energieverlusten erhöht den Gesamtwirkungsgrad des Schleppers.

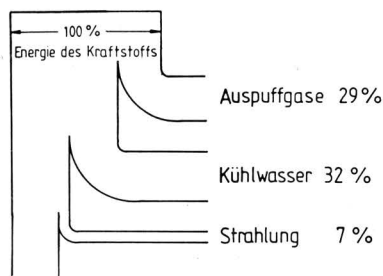
Bereits 1976 hat Hesse [1] Möglichkeiten zur Verringerung der Energieverluste in Hydrauliksystemen aufgezeigt. Gerätetechnische Neuerungen und veränderte Anforderungen an die Hydraulikanlage erfordern nun eine erneute Untersuchung. Eine für die Robert Bosch GmbH durchgeführte Arbeit [2] bildet die Grundlage für die rechnerische Untersuchung von Hydrauliksystemen. In der vorliegenden Arbeit werden die Energieverluste mit Hilfe von Rechenmodellen der Hydrauliksysteme berechnet. Die Untersuchung wird für Hydrauliksysteme von Ackerschleppern mit einer Leistung $P_N > 90 \text{ kW}$ durchgeführt. In neuerer Zeit hat Garbers [3] Meßergebnisse veröffentlicht, welche die Gültigkeit der Annahmen für die Berechnung bestätigen.

2. Grundlagen der Berechnung

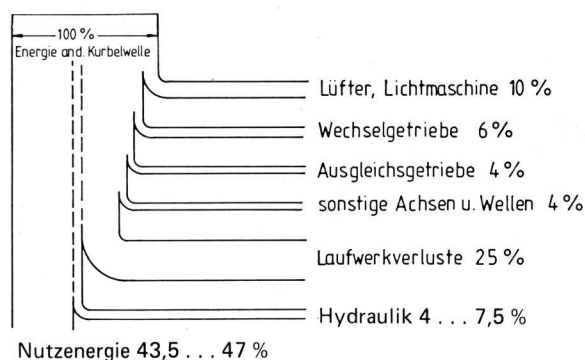
Eigens für die Berechnung von Energieverlusten in Hydrauliksystemen wurde ein Rechenprogramm erstellt. Es erlaubt die Nachbildung aller Funktionszustände eines Hydrauliksystems. Für jeden Zustand findet eine exakte Analyse der Verluste statt.

*) Dipl.-Ing. W. Klotzbücher arbeitet als Entwicklungsingenieur in der Abteilung "Entwicklung Systeme u. Anpassung bei Kunden" im Geschäftsbereich "Hydraulik und Pneumatik" der Robert Bosch GmbH, Stuttgart.

Die Bilanzhülle der Energieberechnung schließt die Antriebswellen der Pumpen sowie die Antriebswellen von Motoren bzw. die Kolbenstangen von Arbeitszylindern ein.



Energie an der Kurbelwelle 32 %



Nutzenergie 43,5 ... 47 %

Bild 1. Energiefluß in einem Großschlepper.

Bei der Energieberechnung werden der hydraulisch-mechanische und der volumetrische Wirkungsgrad von Pumpen, Motoren und Linearantrieben sowie die Strömungsverluste in Rohrleitungen und Ventilen berücksichtigt. Für Konstantvolumenpumpen werden die Kenndaten von Zahnradpumpen, für Verstellpumpen die Kenndaten von Axialkolbenpumpen verwendet.

Die Funktionszustände eines Hydrauliksystems werden durch das Lastkollektiv, das die Aus- und Eingangsgrößen des Systems beschreibt, bestimmt.

Biller [4] hat in Untersuchungen die Einsatzarten und Einsatzzeiten von Ackerschleppern ermittelt. Die Verknüpfung von Einsatzzeit und Einsatzart mit den jeweiligen Anforderungen an die Hydraulikanlage ergibt das Lastspektrum der Hydraulikanlage. In Tafel 1 ist das Lastspektrum für ein Betriebsjahr mit 1050 Betriebsstunden zusammengestellt. Diese Daten sind die Grundlage für die Modellrechnung, mit der die jährlichen Energieverluste für die im folgenden dargestellten unterschiedlich aufgebauten Hydrauliksysteme bestimmt werden. Aus den berechneten Energieverlusten wird die dafür aufzuwendende Menge an Dieselkraftstoff berechnet, wobei ein spezifischer Dieselkraftstoffverbrauch von 0,272 l/kWh angesetzt wird.

	Wegeventile		Kraftheber		Lenkung		Einsatzzeit h/Jahr
	p bar	Q l/min	p bar	Q l/min	p bar	Q l/min	
Pflügen, Grubbern $n_{Mot} = 2100 \text{ min}^{-1}$	—	—	100	40	140	1	21
	—	—	100	40	70	4	21
	—	—	100	40	30	4	63
	—	—	—	—	12	0,3	378
	—	—	130	max	70	20	54
	$\Sigma 537$						
Fräsen, Eggen etc. $n_{Mot} = 2100 \text{ min}^{-1}$	—	—	—	—	140	1	11
	—	—	—	—	70	4	11
	—	—	—	—	30	4	32
	—	—	—	—	12	1	192
	—	—	130	max	70	20	27
	$\Sigma 273$						
Transport $n_{Mot} = 2100 \text{ min}^{-1}$	—	—	—	—	30	4	23
	—	—	—	—	12	1	35
	—	—	—	—	120	20	2
	—	—	—	—	—	—	56
	$\Sigma 116$						
Frontlader $n_{Mot} = 1600 \text{ min}^{-1}$	150	max	—	—	120	20	7
	150	max	—	—	—	—	5
	150	15	—	—	—	—	2
	60	max	—	—	60	20	7
	60	max	—	—	—	—	5
	60	15	—	—	—	—	2
	—	—	—	—	120	20	6
	—	—	—	—	60	20	6
	—	—	—	—	—	—	12
		$\Sigma 52$					
Feldarbeit $n_{Mot} = 1600 \text{ min}^{-1}$	—	—	120	max	70	4	1
	120	max	—	—	70	4	1
	—	—	—	—	70	4	19
	—	—	—	—	30	1	20
	—	—	—	—	120	20	1
	$\Sigma 42$						
Sonstige Arbeiten $n_{Mot} = 1600 \text{ min}^{-1}$	100	max	—	—	—	—	4
	100	max	—	—	12	20	1
	—	—	—	—	12	20	12
	100	max	—	—	—	—	1
	—	—	—	—	—	—	12
	$\Sigma 30$						
Einsatzzeit insgesamt 1050 h/Jahr							

Tafel 1. Lastspektrum für die Hydraulikanlage eines Großschleppers; $P_N > 90 \text{ kW}$.

3. Hydrauliksysteme mit Konstantvolumenpumpen

3.1 System 1

System 1 (S1), Bild 2, stellt den Standard bei europäischen Acker-schleppern dar. Arbeits- und Lenkhydraulik sind getrennte Systeme. Die Pumpengrößen sind so gewählt, daß ein Vergleich mit anderen bereits bestehenden Systemen möglich ist. Für hohen Lenk-comfort, das heißt schnelle Lenkbewegungen bei niedriger Drehzahl des Verbrennungsmotors ist eine großvolumige Konstantpumpe P1 (Verdrängungsvolumen $19 \text{ cm}^3/\text{U}$) für die Lenkung installiert. Ein Dreiwegestromregler begrenzt bei hohen Drehzahlen den Volumenstrom zum Lenkventil.

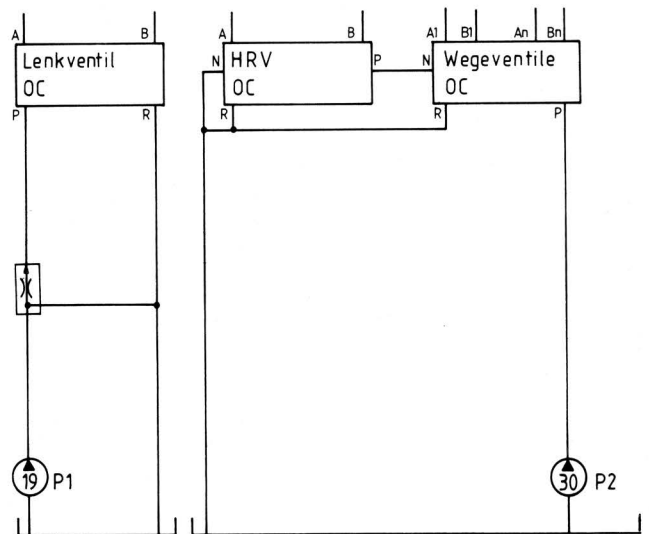


Bild 2. System 1: Zwei getrennte Kreise für Lenk- und Arbeitshydraulik.

- A, Al, An Ausg./Eing. zum/vom Verbraucher
- B, Bl, Bn Ausg./Eing. zum/vom Verbraucher
- N Ausg. des Neutralumlaufkanals
- P Eing. des Pumpenstromes
- R Ausg. des Rücklauföls vom Verbraucher
- OC open center
- LS load sensing
- HRV Hubwerkregelventil
- Δp Druckabfall

Bezeichnungen an Pumpen:

- P1, P2, P3 Pumpenbezeichnung
- nn Zahlenwert in/an der Pumpe gibt das Verdrängungsvolumen in $\text{cm}^3/\text{Umdrehung}$ an
- p/Q Druck-/Stromregelung

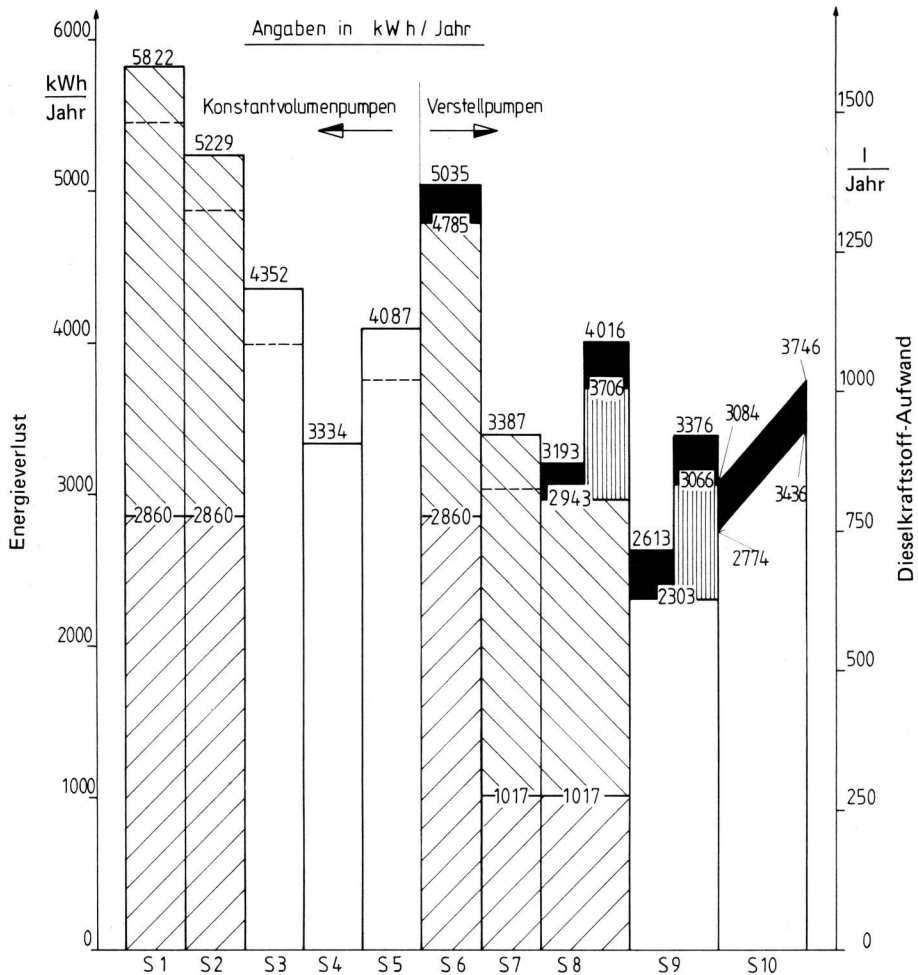
Im Arbeitskreis mit der Pumpe P2 ($30 \text{ cm}^3/\text{U}$) sind Wegeventile und Hubwerksregelventil in Reihe geschaltet. Die Kopplung der Ventilgruppen findet über den Ausgang N des Neutralumlaufkanals statt. Der Ausgang R führt das Rücklauföl vom Verbraucher direkt zum Tank.

Die jährlichen Energieverluste von System 1 sind in Bild 3 aufgetragen. Sie betragen 5822 kWh/Jahr , was einem Dieselkraftstoff (DK)-Aufwand von 1583 l/Jahr entspricht. Einen nicht erwarteten Wert erreichen die Energieverluste im Lenksystem. Mit 2860 kWh/Jahr (DK-Aufwand 778 l/Jahr) machen sie nahezu 50 % der Gesamtverluste im System aus.

Die Lenkungspumpe ist für große Volumenströme bei niedrigen Drehzahlen ausgelegt. Der im Mittel benötigte Volumenstrom beträgt nur 5–10 % des geförderten Öls. Der Rest entspannt im Bypass und führt dadurch zu den hohen Energieverlusten im Lenksystem.

Im Arbeitskreis dominieren ebenfalls Bypassverluste durch Feinsteuerung und in Bereichen mittleren Volumenstrombedarfs. Das System hat keine Möglichkeit den komprimierten Volumenstrom an den Bedarf anzupassen.

Wird der Arbeitshydraulik keine mechanische Leistung abgenommen, fließt das geförderte Öl im Neutralumlauf. Die Reihenschaltung der Ventile bewirkt einen hohen Neutralumlaufdruck und damit hohe Energieverluste.



Übersteigt der Volumenstrombedarf der Ventile IV und V den von P3 geförderten Volumenstrom, wird der Volumenstrom am Ausgang N des Ventiles IV zu Null. Das Wegeventil I ist in Sperrstellung. Der Volumenstrom am Ausgang N des Ventiles III fließt über das Rückschlagventil II zum Kreis der Pumpe P3. Das Lenksystem entspricht dem in System 1.

Die jährlichen Energieverluste für System 2 fallen mit 5229 kWh um 10 % geringer aus als für System 1 (Bild 3). Die für die Energieverluste aufzuwendende Menge Dieseltreibstoff beträgt 1422 l/Jahr. Die Verluste im Lenksystem sind gegenüber System 1 unverändert. Die Aufteilung der Arbeitshydraulik in zwei Arbeitskreise bringt eine gute Anpassung des Förderstroms an den Bedarf. Die Energieverluste in den Arbeitskreisen werden durch diese Maßnahme bereits um 20 % reduziert. Lediglich im Feinsteuerbereich sind die Bypassverluste noch ausgeprägt. Die Reihenschaltung von Hubwerksregelventil und Wegeventilen führt wie in System 1 zu hohen Neutralumlaufverlusten.

Bild 3. Für ein gegebenes Lastspektrum (Tafel 1) berechnete Energieverluste (linke Ordinate: kWh/Jahr, rechte Ordinate: zugehöriger DK-Aufwand in l/Jahr) verschiedener Hydrauliksysteme für Großschlepper ($P_N > 90$ kW).

- Energieverluste
- Lenkhydraulik
 - Arbeitshydraulik
 - Gesamtsystem
 - Schmierölpumpe
 - bei auf Zylinderdruck geregelter Verstellpumpe beim Pflügen
 - Einsparung bei Einführung von LS-Schaltungstechnik im Arbeitskreis

3.2 System 2

System 2 (S2), **Bild 4**, stellt eine moderne, für große Ackerschlepper bereits eingeführte Hydraulikanlage dar. Die Trennung von Lenk- und Arbeitshydraulik wurde beibehalten. Zur besseren Anpassung des Pumpenvolumenstromes an den vom Verbraucher benötigten Volumenstrom ist die Arbeitshydraulik in zwei Kreise aufgeteilt. Die beiden Kreise können getrennt betrieben werden. Bei Bedarf wird der Volumenstrom der Pumpe P2 (11 cm³/U) dem Volumenstrom der Pumpe P3 (19 cm³/U) selbsttätig zugeschaltet.

Ist der Volumenstrombedarf der Ventile IV und V kleiner als die von P3 geförderte Menge, so bringt der Volumenstrom am Ausgang N des Ventils IV das Wegeventil I in die geöffnete Stellung. Über das Rückschlagventil II sind die Kreise der Arbeitshydraulik getrennt.

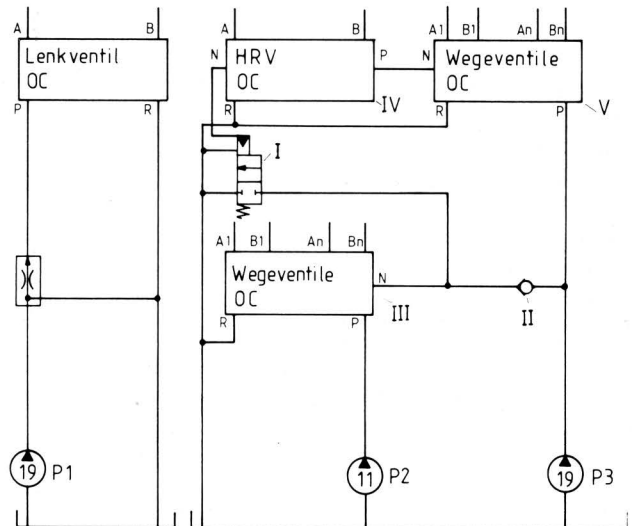


Bild 4. System 2: Ein Lenkkreis und zwei zusammenschaltbare Arbeitskreise; Leg. siehe Bild 2.

3.3 System 3

System 3 (S3), **Bild 5**, ist ein neuentwickeltes Hydrauliksystem, bei dem Arbeits- und Lenkhydraulik gekoppelt sind. Der Reststrom aus der Lenkung wird in den Arbeitskreis eingespeist; das für die Lenkbewegung bereits verdichtete Öl wird dort zum Teil genutzt. Die Bypassverluste der Lenkung werden im Vergleich zu System 1 und 2 verringert.

Durch Einführung von LS (Load sensing)-Technik im Lenksystem wird die bessere Steuerbarkeit des Volumenstromes von Pumpe P1 erreicht. Der Lastabgriff im Lenkventil wirkt auf ein Prioritätsventil I. Dieses Ventil regelt den Volumenstrom zur Lenkung entsprechend dem Bedarf. Der Rest des von Pumpe P1 geförderten Öls wird in einen Arbeitskreis für Nebenfunktionen eingespeist. Für diesen Kreis wird keine eigene Pumpe benötigt. Der Hauptarbeitskreis sowie dessen Koppelung mit dem Nebenarbeitskreis entspricht dem in System 2.

Die Zulassung eines Großschleppers für den öffentlichen Straßenverkehr mit dem vorgestellten Hydrauliksystem ist fraglich. Bislang genehmigen Zulassungsbehörden für Großschlepper kein Einspeisen vom Lenkkreis in einen Arbeitskreis.

In der Hydraulikanlage von System 3 fallen jährliche Energieverluste von 4352 kWh/Jahr (DK-Aufwand 1184 l/Jahr) an (Bild 3). Gegenüber dem vergleichbaren System 2 beträgt die Einsparung 877 kWh/Jahr (DK-Aufwand 240 l/Jahr). Die Reduzierung der mechanischen Verluste durch das Einsparen einer Pumpe trägt den größten Teil zur Energieeinsparung bei. Die Ausnutzung des Reststromes der Lenkung bringt nicht eine Einsparung in der erwarteten Höhe, da die Zeitanteile, in denen der Reststrom genutzt wird, gering sind.

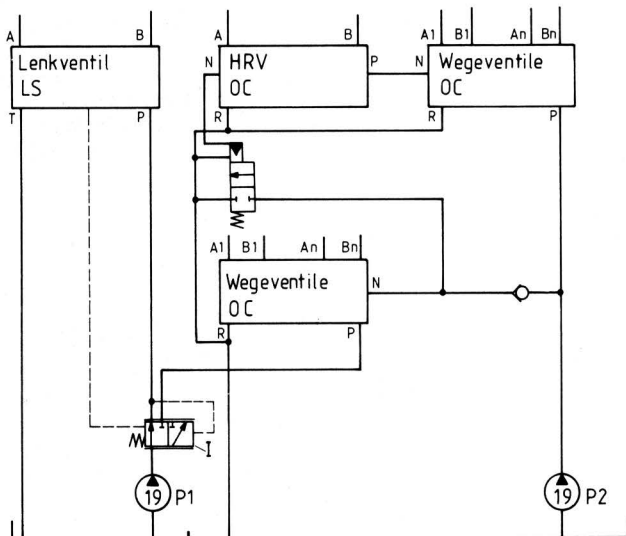


Bild 5. System 3: gekoppelte Lenk- und Arbeitskreise; der Reststrom der Lenkung fließt in die Arbeitskreise; Leg. siehe Bild 2.

3.4 System 4

In System 4 (S4), **Bild 6**, sind die Erkenntnisse aus den bisher untersuchten Systemen verarbeitet. Um die Bypassverluste in der Lenkung drastisch zu verringern, wurde die im primären Lenkkreis verwendete Pumpe P1 um 58 % auf ein Verdrängungsvolumen von 8 cm³/U verkleinert. Das Fördervolumen reicht bei üblichen Drehzahlen des Verbrennungsmotors für alle Lenkgeschwindigkeiten aus. Bei niedrigen Drehzahlen des Antriebsmotors kann der Lenkkreis aus einem Arbeitskreis die erforderliche Differenzmenge entnehmen.

Da die Pumpe P1 für die Lenkbarkeit des Ackerschleppers ausreicht und durch ein Rückschlagventil sichergestellt ist, daß vom Lenkkreis kein Drucköl in den Arbeitskreis fließen kann, ist die Zulassung auch von großen Ackerschleppern mit diesem Hydrauliksystem wahrscheinlich. Die hohen Energieverluste im Neutralumlauf der Arbeitskreise werden durch Parallelschaltung der Ventile im Arbeitskreis verringert.

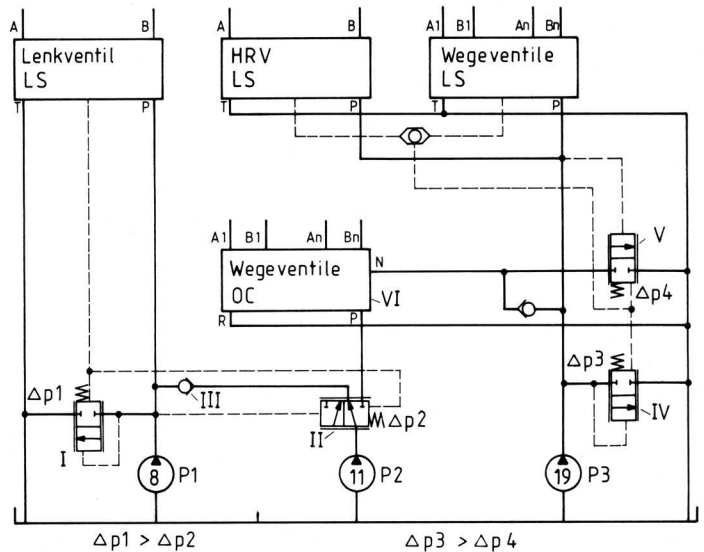


Bild 6. System 4: Dreikreisssystem. Der Volumenstrom der Pumpe 2 kann dem Lenkkreis und dem Hauptarbeitskreis zugeregt werden; Leg. siehe Bild 2.

Die installierte Leistung von System 4 ist im Vergleich zu den Systemen 1 und 2 verringert. Durch bessere Steuerbarkeit der Pumpenförderströme werden trotzdem die Anforderungen an die Hydraulikanlage entsprechend dem Lastspektrum erfüllt. Die hohe Steuerbarkeit wird durch Verwendung von LS-Ventilen im Arbeits- und Lenkkreis in Zusammenhang mit Druckwaagen für die Wegsteuerung der Volumenströme erreicht.

Ist der erforderliche Lenkvolumenstrom kleiner als der von der Pumpe P1 geförderte Volumenstrom, so fließt der Reststrom über die Druckwaage I zum Tank. Die Druckwaage II wird gegen ihre Feder betätigt und trennt Lenk- und Arbeitskreis.

Übersteigt der Bedarf das Angebot der Pumpe P1, so schließt Druckwaage I, und Druckwaage II regelt die für den Lenkkreis erforderliche Menge dem Lenkkreis zu. Das Rückschlagventil III verhindert in jedem Betriebspunkt, daß Drucköl vom Lenkkreis in den Arbeitskreis fließt.

Der Arbeitskreis der Pumpe P2 ist konventionell in OC (Open center)-Technik aufgebaut. Aus ihm kann sowohl die Lenkung wie auch der Hauptarbeitskreis Drucköl entnehmen.

Im Arbeitskreis der Pumpe P3 sind die Ventile parallel angeordnet. Möglich ist dies durch Verwendung von LS-Ventilen mit gesperrter Mittelstellung. Ist der von Pumpe P3 geförderte Volumenstrom größer als der Bedarf der Verbraucher, so fließt der Reststrom über die Druckwaage IV ab. Die Druckwaage V ist gegen die Feder geöffnet. Steigt der Bedarf der Verbraucher über das Angebot der Pumpe P3, so schließen die Druckwaagen IV und V. Der Reststrom der Pumpe P2 wird dann in den Kreis der Pumpe P3 eingespeist.

Die für die Volumensteuerung benötigten Druckwaagen sind in die Gehäuse der Konstantvolumenpumpen integriert, so daß der Geräteaufwand gering gehalten wird.

Durch die geschilderten Maßnahmen verringern sich die Energieverluste überraschend stark. Mit einem Gesamtenergieverlust von 3334 kWh/Jahr (DK-Aufwand 907 l/Jahr) wurden 36 bzw. 43 % der Energieverluste im Vergleich zu bestehenden Systemen (S2 bzw. S1) eingespart. Das sind 1895 bzw. 2488 kWh/Jahr (DK-Aufwand 515 bzw. 677 l/Jahr).

Hauptsächlich durch die stark verkleinerte Lenkungspumpe gelingt es, die Bypassverluste erheblich zu verringern. Nur selten reicht der Volumenstrom der Lenkungspumpe für schnelle Lenkvorgänge nicht aus, so daß aus dem Arbeitskreis Drucköl entnommen werden muß.

Die Parallelschaltung der Ventile im Arbeitskreis reduziert stark den Neutralumlaufdruck und damit die Energieverluste. Im Vergleich zur Serienschaltung der Ventile wird eine Energieeinsparung von 350 kWh/Jahr erreicht.

Die Parallelschaltung von LS-Ventilen wie in System 4 ist bei allen Systemen mit Konstantvolumenpumpen möglich. Die auf diese Weise erreichbare Energieeinsparung von ca. 350 kWh/Jahr ist in Bild 3 für die übrigen Systeme gestrichelt dargestellt.

3.5 System 5

In System 5 (S5), Bild 7, wird für die Lenkung eine sauggedrosselte Pumpe verwendet. Sie regelt den Volumenstrom drehzahlunabhängig auf 20 l/min. Dadurch wird erreicht, daß mit steigenden Pumpendrehzahlen die Bypassverluste im Lenkkreis nicht zunehmen. Lenk- und Arbeitshydraulik sind getrennt. Die Arbeitskreise entsprechen denen in System 2.

Die jährlichen Energieverluste von System 5 (Bild 3) liegen mit 4087 kWh/Jahr (DK-Aufwand 1111 l/Jahr) 23 % über denen von System 4. Die im Lenksystem verwendete Konstantstrompumpe erzeugt bei mittleren Drehzahlen höhere Bypassverluste als die kleinere Konstantvolumenpumpe in System 4. Zudem hat die Konstantstrompumpe einen schlechteren Wirkungsgrad als eine Zahnradpumpe. Die Energieverluste in den Arbeitskreisen entsprechen denen in System 2. Selbst durch Einführung von LS-Technik in den Arbeitskreisen, wie in System 4 geschehen, liegen die Energieverluste noch um 10 % über denen von System 4.

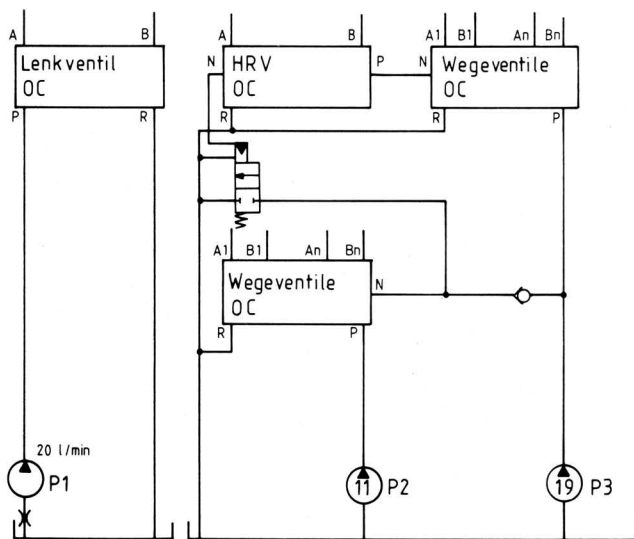


Bild 7. System 5: Konstantstrompumpe für die Lenkung. Die Volumenströme der Arbeitskreise sind zusammenschaltbar; Leg. siehe Bild 2.

4. Energiesparende Systeme mit LS-Verstellpumpen

Aus den USA sind Hydrauliksysteme mit Verstellpumpen bekannt. Wegen der erforderlichen Feinvorfilterung sowie dem hauptsächlich bei tiefen Öltemperaturen (Kaltstart) schlechten Ansaugverhalten von Verstellpumpen arbeiten diese Systeme mit einer Vorförderung [5].

Es sind jedoch Lösungen denkbar, bei denen keine Vorförderung mit Hilfe von Hydraulikpumpen erforderlich ist. Dazu gehören z.B. ein mit Druckluft beaufschlagter oder ein hochliegender Öltank. Bei der vorliegenden Untersuchung wird mit Ausnahme von System 10 davon ausgegangen, daß keine den Energiehaushalt belastende Vorförderung erforderlich ist.

Beim Einsatz von LS-Verstellpumpen im Ackerschlepper sind weitere für Verstellpumpen typische Eigenschaften zu berücksichtigen, die sich auch auf den Energiehaushalt der Hydraulikanlage auswirken:

- Das Regeldruckgefälle, das im Hauptstrom abfällt, bildet die Verstellkraft der Verstellpumpe. Im Nullhubbereich erzeugt der stand-by-Druck die Verstellkraft. Die Höhe dieses Drucks stellt einen Kompromiß dar: Für kleine Verstellzeiten ist ein hoher Druck, für geringe Energieverluste ein niedriger Druck erforderlich. Bei modernen Pumpen liegt der Druck bei 15–20 bar. In Zusammenarbeit mit Regleinrichtungen (Hubwerksregelventil) kann die Verstellzeit bei diesen Drücken zu groß sein. Eine generelle Anhebung des Druckes führt zu einem drastischen Anstieg der Energieverluste. Aus diesem Grund führen einzelne Systeme für ein besseres Regelverhalten der Pumpe bei Hubwerksarbeiten eine Druckregelung der Verstellpumpe durch. Dabei wird im Nullhubbereich die Pumpe auf den Zylinderdruck der Hubwerkszylinder geregelt. Für ein schnelles Aufregeln der Pumpe steht dann eine große Verstellkraft zur Verfügung. Die Berechnung der Energieverluste wurde sowohl für ein Regeldruckgefälle von 15 bar wie auch für die druckregelte Pumpe durchgeführt. Damit sind die Grenzen des heute Realisierbaren aufgezeigt.
- Ist die gesamte Hydraulikanlage in Verstellpumpentechnik ausgeführt, so fließt – vor allem wenn der Schlepper steht – kein Öl im Hydraulikkreis. Eine Verwendung des Rücklauföls von Verbrauchern für Schmier- und Kühlzwecke ist im Gegensatz zu Systemen mit Konstantvolumenpumpen nicht möglich. Dadurch wird eine separate Schmieröl-pumpe erforderlich.

4.1 System 6

In System 6 (S6), Bild 8, wurde ein System nachgebildet, wie es in den USA üblich ist. Allerdings wird im vorliegenden Fall davon ausgegangen, daß eine Vorförderung für die Verstellpumpe nicht erforderlich ist. Das Lenkungssystem mit einer 19 cm³/U-Pumpe entspricht dem in System 1. Für die Arbeitshydraulik wird eine druck/stromgeregelt Verstellpumpe (30 cm³/U) eingesetzt. Mit diesem System wird untersucht, inwieweit eine Verbesserung der Arbeitshydraulik aus System 2 durch die Anpassung der Volumenströme an den Bedarf die Energiebilanz des Systems verbessern kann.

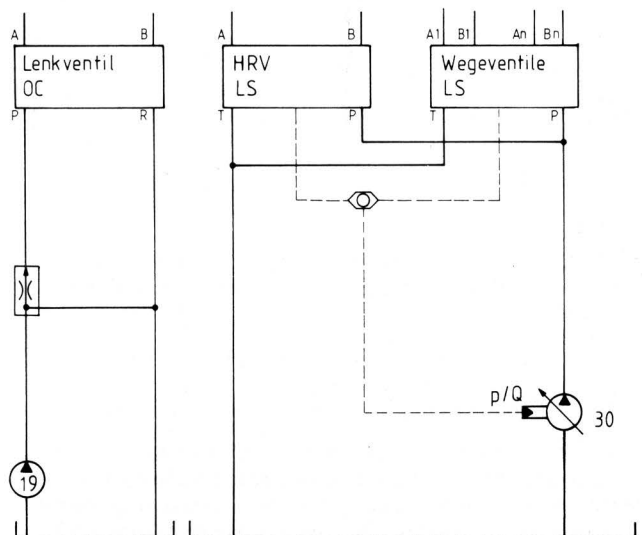


Bild 8. System 6: Verstellpumpe für die Arbeitshydraulik und Konstantvolumenpumpe für die Lenkhydraulik; Leg. siehe Bild 2.

Die Energieverluste von System 6 (Bild 3) betragen im günstigsten Fall 4785 kWh/Jahr (DK-Aufwand 1300 l/Jahr). Ist eine Druckregelung der Pumpe in Zusammenarbeit mit der Hubwerksregelung erforderlich, betragen die Verluste 5035 kWh/Jahr (DK-Aufwand 1370 l/Jahr). Überraschend ist, daß gegenüber System 2 lediglich eine Einsparung von 200–444 kWh/Jahr, das sind 4–8 %, möglich ist. Grund hierfür sind die sehr hohen Energieverluste durch das Regeldruckgefälle bei maximalem Volumenstrom. Die Energieeinsparungen in der Feinsteuerphase sowie in Bereichen mit mittlerem Volumenstrombedarf können die Verluste deshalb nicht so stark wie erwartet reduzieren.

4.2 System 7

In System 7 (S7), Bild 9, wird für das Lenksystem eine Verstellpumpe mit einem Verdrängungsvolumen von 19 cm³/U eingesetzt. Damit entstehen hier keine Bypassverluste. Die Arbeitshydraulik wird aus System 2 übernommen, da die Ergebnisse für System 6 zeigen, daß der Einsatz einer Verstellpumpe hier nur eine geringfügige Energieeinsparung ermöglicht.

Mit 1842 kWh/Jahr (DK-Aufwand 501 l/Jahr) (Bild 3) wird gegenüber System 2 eine Energieeinsparung in ähnlicher Höhe wie bei Einführung des Systems 4 mit Konstantvolumenpumpen erreicht. Die Jahresenergieverluste betragen 3378 kWh/Jahr (DK-Aufwand 919 l/Jahr). Die hohe Energieeinsparung alleine im Lenkkreis ist möglich, da die Energieverluste durch das Regeldruckgefälle bei den geringen Volumenströmen im Lenkkreis sehr klein sind, die hohen Bypassverluste jedoch vollständig vermieden werden.

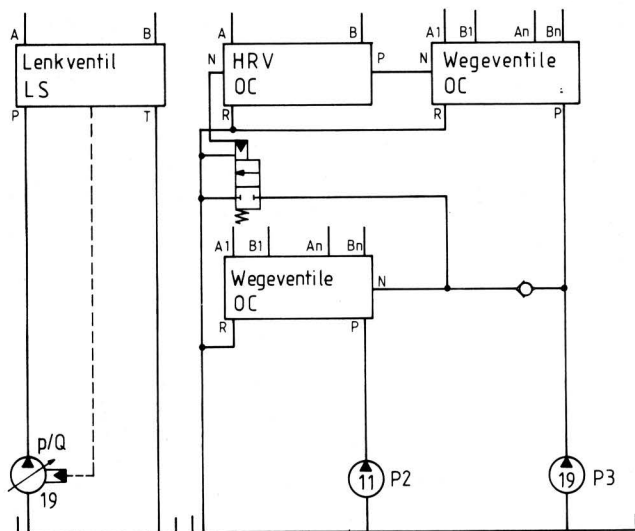


Bild 9. System 7: Verstellpumpe für die Lenkhydraulik und zwei zusammenschaltbare Arbeitskreise mit Konstantvolumenpumpen; Leg. siehe Bild 2.

4.3 System 8

Um Bypassverluste sowohl im Arbeits- wie auch im Lenksystem vollständig zu vermeiden, wird in System 8 (S8), Bild 10, für Lenk- und Arbeitshydraulik der Einsatz je einer druck/stromgeregelten Verstellpumpe untersucht. Die Lenkungspumpe hat wie in System 7 ein Verdrängungsvolumen von 19 cm³/U, die der Arbeitshydraulik eines von 30 cm³/U. In System 8 fließt bei abgeregelten Verstellpumpen kein Öl in den Kreisläufen, so daß für Schmierzwecke ggf. eine Schmierölpumpe eingesetzt werden muß.

Die Energieverluste dieses Systems (Bild 3) betragen 2943 bis 4016 kWh/Jahr (DK-Aufwand 800–1092 l/Jahr). Die Höhe der Energieverluste hängt stark davon ab, ob eine Schmierölpumpe benötigt wird. Ohne Schmierölpumpe beträgt die Energieeinsparung gegenüber den Systemen 4 und 7 trotz Einsatz von zwei Verstellpumpen nur maximal 13 %. Bei Verwendung einer Schmierölpumpe erhöhen sich die Verluste gegenüber diesen Systemen um 9–17 %.

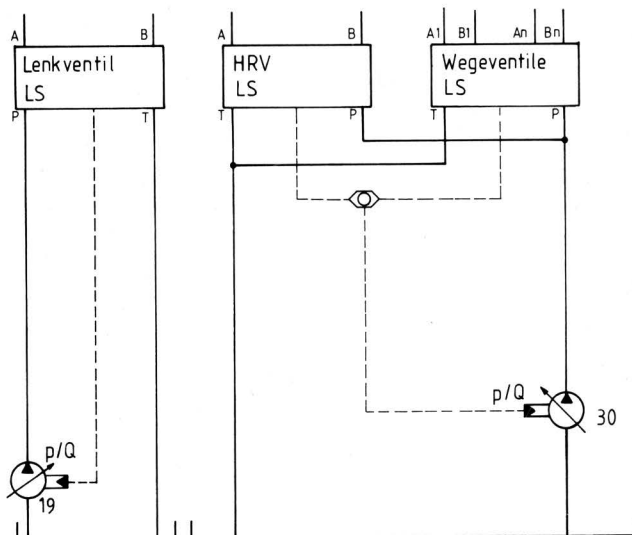


Bild 10. System 8: Je eine Verstellpumpe für Lenk- und Arbeitshydraulik; Leg. siehe Bild 2.

Eine erwartete hohe Energieeinsparung durch dieses System ist vor allem wegen der im Vergleich zu Konstantvolumenpumpen höheren mechanischen Verluste sowie höheren Verluste im Neutralhub und im Bereich kleiner Volumenströme der Verstellpumpe nicht zu erreichen.

4.4 System 9

System 9 (S9), Bild 11, stellt das denkbare Minimalmodell hinsichtlich möglichst kleiner installierter Pumpenleistung dar.

Durch das Einpumpensystem werden die mechanischen Verluste gegenüber System 8 durch Einsparung einer Pumpe reduziert. Die Verstellpumpe hat ein maximales Verdrängungsvolumen von 38 cm³/U. Die Verbraucher sind parallelgeschaltet. Die Schaltungstechnik ermöglicht eine beliebige Steuerung der Volumenströme. Die Druckölversorgung der Lenkung findet über ein Prioritätsventil statt, das den Reststrom an die Wege- und Hubwerksventile abgibt.

Die Zulassung eines großen Ackerschleppers mit einem solchen Hydrauliksystem für den öffentlichen Straßenverkehr ist fraglich.

Trotz Volumenströmen von maximal 90 l/min wird angenommen, daß die Verstellpumpe selbstausgend ist.

Im abgeregelten Zustand der Verstellpumpe steht aus dem Hydrauliksystem kein Öl für Schmierzwecke zur Verfügung. Unter Umständen ist eine zusätzliche Schmierölpumpe erforderlich.

System 9 stellt hinsichtlich Energieverlusten das Optimum dar. Die maximal mögliche Einsparung gegenüber S1 beträgt 3519 kWh/Jahr (DK-Aufwand 957 l/Jahr), gegenüber S2 2926 kWh/Jahr (DK-Aufwand 796 l/Jahr). Das sind bezogen auf S1 60 %, bezogen auf S2 56 % Einsparung (Bild 3). Die hohe Einsparung wird im wesentlichen durch die exakte Anpassung des Förderstromes an den Bedarf der Verbraucher sowie die geringen Verluste im Neutralbetrieb bei Verwendung nur einer Pumpe erreicht.

Ist für die Getriebebeschierung eine zusätzliche Schmierölpumpe erforderlich, so erhöhen sich die Verluste um 763 kWh/Jahr (DK-Aufwand 207 l/Jahr).

Wird bei Betätigung des Hubwerkregelventils die Verstellpumpe druckregelt, erhöhen sich die Energieverluste um 300 kWh/Jahr (DK-Aufwand 82 l/Jahr).

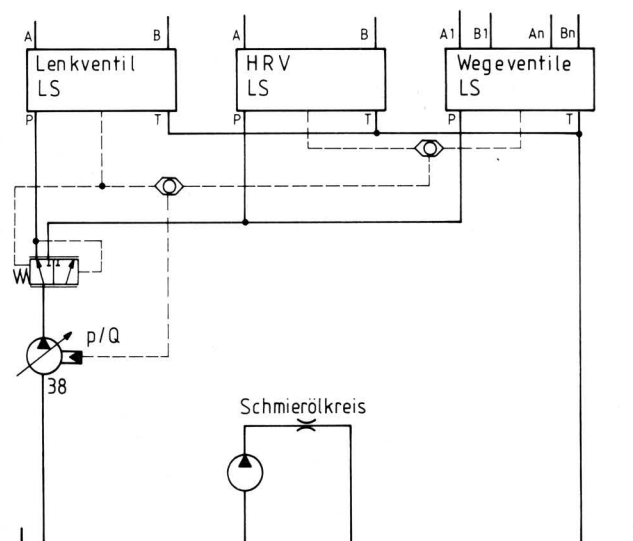


Bild 11. System 9: Eine Verstellpumpe für Arbeits- und Lenkhydraulik; Leg. siehe Bild 2.

4.5 System 10

System 10 (S10), **Bild 12**, entspricht dem um ein Vorfördersystem erweiterten System 9. Die Vorförderung wird erforderlich, wenn die Verstellpumpe nicht in der Lage ist, selbst anzuzugan.

Eine Vorförderpumpe mit einem Verdrängungsvolumen, das kleiner oder maximal gleich dem der Hauptpumpe ist, fördert in einen mit 3 bar vorgespannten Kreis. Vor der Hauptpumpe wird das Öl gefiltert. Ein Nachsaugtank, in dem sich gefiltertes Öl befindet, dient als Puffer, wenn die Hauptpumpe mehr Öl benötigt, als die Vorförderpumpe liefert. Im umgekehrten Fall füllt die Vorförderpumpe den Nachsaugtank mit gefiltertem Öl. Sind Vorförder- und Hauptpumpe gleich groß, entfällt der Nachsaugtank. Die Größe der Vorförderpumpe kann erst nach Versuchen festgelegt werden. Deshalb werden in die Systembetrachtung Vorförderpumpen mit einem Verdrängungsvolumen von 8–38 cm³/U einbezogen.

Der Hochdruckkreis von System 10 entspricht dem von System 9. Deshalb gelten auch hier die gleichen Einschränkungen für den öffentlichen Straßenverkehr.

In **Bild 3** sind in der Säule S10 von links nach rechts ansteigend die Energieverluste für Vorförderpumpen mit einem Verdrängungsvolumen von 8–38 cm³/U aufgetragen. Die Energieverluste betragen je nach Größe der Vorförderpumpe und Ansteuerung der Verstellpumpe bei Betätigung des Hubwerkregelventils 2774 bis 3746 kWh/Jahr (DK-Aufwand 755–1020 l/Jahr). Der Energieaufwand für die Vorförderpumpe beträgt 471–1133 kWh/Jahr (DK-Aufwand 128–308 l/Jahr). Die mittleren Energieverluste entsprechen denen des optimierten Systems mit Konstantvolumenpumpen (System 4). Erstaunlicherweise ist also mit dem System 10 keine größere Energieeinsparung möglich.

5. Zusammenfassung

Die Untersuchung der Energieverluste in Hydrauliksystemen großer Ackerschlepper brachte nichtzuerwartende Ergebnisse:

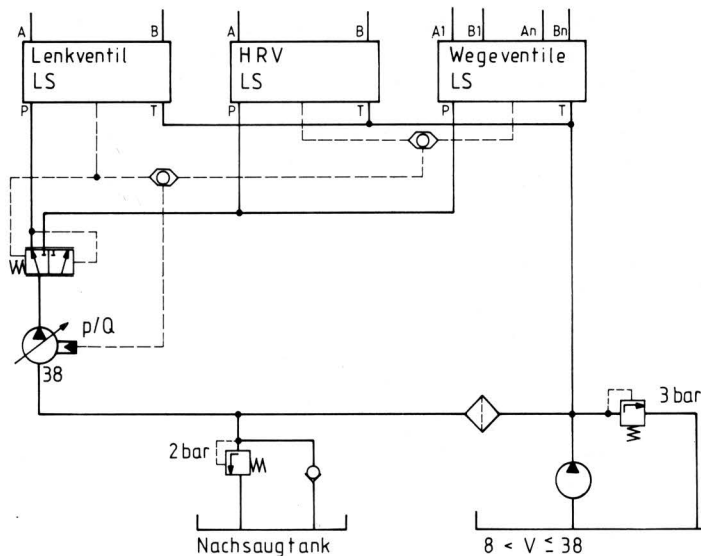


Bild 12. System 10: Eine Verstellpumpe für Arbeits- und Lenkhydraulik; für die Verstellpumpe besteht ein Vorfördersystem; Leg. siehe Bild 2.

Die Lenkhydraulik und nicht – wie vielfach angenommen – die Arbeitshydraulik hat einen sehr schlechten Wirkungsgrad. Trotz einer nur geringen Lenkleistung fallen im Lenkkreis bestehender Hydrauliksysteme 50 % der Energieverluste der gesamten Hydraulikanlage an.

Durch Verringerung der installierten Pumpenleistung bei Erhöhung der Steuerbarkeit der Volumenströme gelingt es, ohne die Funktion der Anlage zu beeinträchtigen, die Energieverluste neuer Hydrauliksysteme drastisch zu senken (**Bild 3**, System 4 und 10). Die relativen Einsparungen sind in **Tafel 2** aufgeführt.

Vergleichssystem	Ausgangssystem				
	S1	S2	S3	S4	S5
S1	/	(11)	(34)	(75)	(42)
S2	10	/	(20)	(57)	(28)
S3	25	17	/	(31)	(6)
S4	43	36	23	/	18
S5	30	22	6	(23)	/
S6 A	14	4	(16)	(51)	(23)
B	18	8	(10)	(44)	(17)
S7	42	35	22	(2)	17
S8 A	45	39	27	4	22
B	49	44	32	12	28
S9 C	36–52	28–47	14–36	(12)–17	8–32
S10 D	42–60	35–56	22–47	(1)–31	17–44

- A Mit beim Pflügen Q-geregelter Verstellpumpe (System 8 ohne Schmierölpumpe)
- B Mit beim Pflügen p-geregelter Verstellpumpe $p = p_{\text{Zylinder}}$ (System 8 ohne Schmierölpumpe)
- C Erster Wert: Vorförderpumpe (38 cm³/U) sowie Pumpenregelung nach B
Zweiter Wert: Vorförderpumpe (8 cm³/U) sowie Pumpenregelung nach A
- D Erster Wert: Mit Schmierölpumpe sowie Pumpenregelung nach B
Zweiter Wert: Ohne Schmierölpumpe sowie Pumpenregelung nach A

Tafel 2. Prozentuale Einsparung von Energieverlusten (Werte in Klammern: Prozentuale Erhöhung von Energieverlusten) bei Einsatz des Vergleichssystems anstelle des jeweiligen Ausgangssystems einer Großschlepper-Hydraulikanlage.

Überraschendes Ergebnis der Untersuchung ist, daß hochentwickelte Systeme mit Konstantvolumenpumpen (System 4) gleiche Energieeinsparungen ermöglichen wie heute technisch realisierbare Systeme mit Verstellpumpen (System 7 und 10).

Mit der Untersuchung eines Modellsystems (System 9) wurde ermittelt, welche Energieeinsparungen überhaupt möglich sind. Dieses System erfordert eine Pumpe, die auch bei sehr tiefen Öltemperaturen noch selbständig saugt. Das Lenksystem ist so zu gestalten, daß große Ackerschlepper, die mit einem solchen Einpumpensystem ausgestattet sind, eine Zulassung für den öffentlichen Straßenverkehr erhalten.

Schrifttum

- [1] Hesse, H.: Vergleich der Energieverluste von Hydrauliksystemen für Ackerschlepper.
Vortrag auf der Internationalen Tagung Landtechnik, München 27./29. Okt. 1976.
(Load Sensitive System, Bosch-Hydraulik System-Information, Stuttgart 1980).

- [2] Siegenführ, R.: Rechnerische und experimentelle Verlustanalyse für unterschiedliche Hydrauliksysteme in Ackerschleppern.
Diplomarbeit am Institut für Kolbenmaschinen, TU Karlsruhe 1981, unveröffentlicht.
- [3] Garbers, H.: Untersuchung der Belastungsgrößen und Leistungsbilanzen von Schlepperhydrauliksystemen.
Vortrag auf der Internationalen Tagung Landtechnik, Ulm 25./26. Okt. 1984.
- [4] Biller, R.H.: Einsatzzeiten von Ackerschleppern auf Großbetrieben.
Landtechnik Bd. 26 (1981) Nr. 1, S. 19/21.
- [5] O'Connor, J.W.: Filtration system for an integrated tractor hydraulic system.
SAE-Paper 73-1503, St. Joseph, Michigan 1973.

Numerische Berechnung von Schlepper-Sicherheitskabinen

Von Eugeniusz Rusiński, Breslau*)

DK 631.372:614.7:519.673

Diese Arbeit berichtet über Möglichkeiten der numerischen Berechnung von Sicherheitskabinen für Schlepper. Schlepper und Sicherheitskabine wurden mit der Methode der finiten Elemente modelliert und simulierten Pendelschlägen sowie statischen Belastungen ausgesetzt. Die hier behandelte numerische Berechnungsmethode ist besonders in der Projektierungsphase einer Kabine sehr nützlich.

1. Einleitung

Nachdem in vielen Ländern Sicherheitsrahmen oder -kabinen zur Pflicht wurden, sind auch diesbezügliche Vorschriften [1, 2] entstanden, die die Festigkeitsanforderungen an diese Konstruktionen beschreiben. Diese Vorschriften spiegeln den jeweiligen Wissensstand zum Thema Sicherheitsrahmen und -kabinen wider.

Es liegt auch eine Reihe von Arbeiten vor, die sich auf die Prüfverfahren für Sicherheitskabinen nach den Testvorschriften von ISO, EG, OECD dyn (stat) und ASAE dyn (stat) beziehen. Ergebnisse solcher Untersuchungen beinhaltet [3], worin die Energie des Pendelschlags analysiert wird. Der Verfasser dieser Arbeit stellt interessante Untersuchungsergebnisse dar, die sich auf einzelne Komponenten der Schlagenergie beziehen. Ähnliche Fragen behandelt u.a. auch [4]. Diese Arbeit berichtet über die Entstehung und den derzeitigen Stand der Prüfmethoden für Sicherheitsvorrichtungen wie Pendeltest, statischer Belastungstest, Umsturztest und Berechnung des Weiterrollverhaltens.

Dagegen findet man keine Arbeiten, die sich auf Festigkeitsberechnungen beziehen und die schon in der Entwurfsphase die Wahl einer optimalen Gestalt und optimaler Abmessungen der Bauteile von Sicherheitsvorrichtungen ermöglichen.

Die vorliegende Arbeit stellt sich daher die Aufgabe, eine Methode für die Festigkeitsberechnung von Sicherheitsrahmen oder -kabinen darzustellen.

*) Dr.-Ing. Eugeniusz Rusiński ist wissenschaftlicher Oberassistent am Institut für Konstruktion und Maschinenbetrieb der Politechnika Wroclawska, Breslau.

2. Stoßenergie und Darstellung eines Berechnungsmodells

Es gibt normierte Prüfverfahren für das Umkippen des Schleppers auf die Seite bzw. nach hinten oder vorn [1, 2]. Man muß für diese drei Grundfälle die Stoßenergie bestimmen. Diese Stoßenergie bildet dann eine definierte äußere Belastung der Schlepperkabine, die bei der Prüfung durch die Stoßenergie eines Pendelschlags erzeugt wird, Bild 1.

Die Sicherheitskabine wird durch das Pendel in 3 verschiedenen Richtungen belastet, die den Umsturzmöglichkeiten des Schleppers entsprechen. Die theoretische Stoßenergie wird ohne Berücksichtigung des Luftwiderstandes berechnet. Die Länge des Pendelarms wird mit R und die Masse des Pendels mit m_p bezeichnet. Vernachlässigt man den Einfluß der Reibung im Pendellager sowie den Einfluß der Temperaturerhöhung während der Deformation der Kabine, dann ist Stoßenergie des Pendels gleich:

$$E_{\text{Pendel}} = m_p g H \quad (1)$$

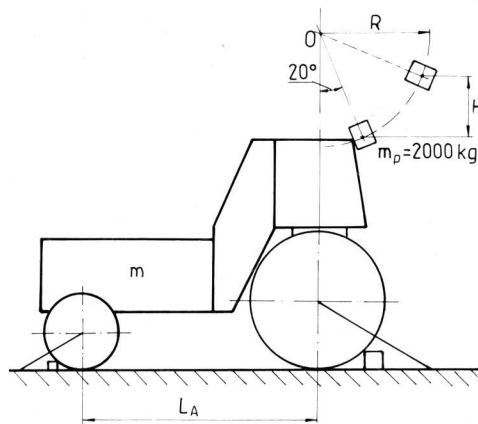


Bild 1. Schematische Darstellung eines rückseitigen Pendelschlagtests.