

Verlustleistungen und Wirkungsgrade mechanischer und hydrostatischer Getriebe für Ackerschlepper und selbstfahrende Landmaschinen

Von **Manfred Kahrs**, Braunschweig¹⁾

Stufenlose hydrostatische Getriebe haben gegenüber den Zahnrad-Stufengetrieben zahlreiche Vorzüge, die ihre Verwendung auch in Schleppern und Landmaschinen mit Fahrtrieb wünschenswert erscheinen lassen. Aus verschiedenen Gründen werden sie aber bis heute in diese Maschinen nur in geringem Umfang serienmäßig eingebaut, vor allem weil man befürchtet, daß ihre Wirkungsgrade für Arbeitsmaschinen mit hoher Leistungsausnutzung zu niedrig seien. Um vergleichbare Unterlagen über die Wirkungsgrade beider Getriebearten zu bekommen, wurden die Verlustleistungen mehrerer ausgeführter Getriebe gemessen und deren Tendenzen festgestellt. Anhand der Meßergebnisse wird über die besonders bei den hydrostatischen Getriebe noch zahlreichen Verbesserungsmöglichkeiten hinsichtlich des Wirkungsgrades berichtet.

Inhalt

1. Einleitung
2. Mechanische Stufengetriebe
 - 2.1 Theorie der Verluste
 - 2.2 Messungen an Schleppergetrieben
3. Hydrostatische stufenlose Getriebe
 - 3.1 Verluste der einzelnen Axialkolbenaggregate als Funktion verschiedener Einflußgrößen
 - 3.2 Verluste und Wirkungsgrade bei Axialkolben-Getrieben
 - 3.3 Wirkungsgrad von Dieselmotor und hydrostatischem Getriebe im Teillastbereich
4. Zusammenfassung
5. Schrifttum

1. Einleitung

Neben der Grundlagenforschung auf dem Gebiet der Hydrostatik werden am Institut für Landmaschinen der Technischen Hochschule Braunschweig im Rahmen eines besonderen Forschungsprogrammes, das seit etwa zwei Jahren läuft, die Verlustleistungen und Wirkungsgrade mechanischer und hydrostatischer Getriebe gemessen. Die Messungen erfolgen auf einem an diesem Institut entwickelten Getriebepfprüfstand, über den schon früher berichtet wurde [1]. Nachstehend wird über die Meßergebnisse von zwei serienmäßig hergestellten, mechanischen 8-Gang-Gruppengetrieben für Schlepper sowie von zwei hydrostatischen Axialkolbengetrieben — das eine für Schlepper konzipiert, das andere serienmäßig für den Fahrtrieb selbstfahrender Maschinen gebaut — berichtet. Da die mechanischen Getriebe im Schlepper- und Landmaschinenbau heute noch vorherrschen, wird mit der Erläuterung der an diesen Getrieben ermittelten Ergebnisse im nächsten Abschnitt begonnen.

2. Mechanische Stufengetriebe

2.1 Theorie der Verluste

Untersuchungsergebnisse über Verlustleistungen und Wirkungsgrade von mechanischen Zahnrad-Stufengetrieben, insbesondere von Fahrzeug- und Schleppergetrieben, sind bisher nur in geringem Umfang durch Veröffentlichung bekanntgeworden. Nur *Niemann* und *Ohlendorf* [2; 3; s. a. 4] haben einige an einem besonderen Versuchsgetriebe mit nur einem Radpaar gewonnene Versuchsergebnisse veröffentlicht. Danach setzt sich die Verlustleistung eines Zahnradgetriebes aus den durch Ab-

¹⁾ Vorgetragen auf der VDI-Tagung Landtechnik in Braunschweig am 12. Oktober 1967.

Dipl.-Ing. Manfred Kahrs ist wissenschaftlicher Mitarbeiter am Institut für Landmaschinen (Direktor: Prof. Dr.-Ing. H. J. Matthies) der Technischen Hochschule Braunschweig.

wälzen der Verzahnung im Leerlauf und unter Last entstehenden Verlusten, aus den Verlusten der Gleit- und Wälzlager im Leerlauf und unter Last und aus den Plantschverlusten beim Eintauchen rotierender Teile in Öl zusammen.

Dazu können noch weitere Verluste, z. B. von schleifenden Dichtungen, Schaltbremsen und Ölpumpen auftreten. In **Bild 1** ist die grundsätzliche Abhängigkeit dieser Verlustleistungen von der Umfangsgeschwindigkeit des Zahnradpaares bei mittlerer Belastung des Versuchsgetriebes nach *Niemann* dargestellt.

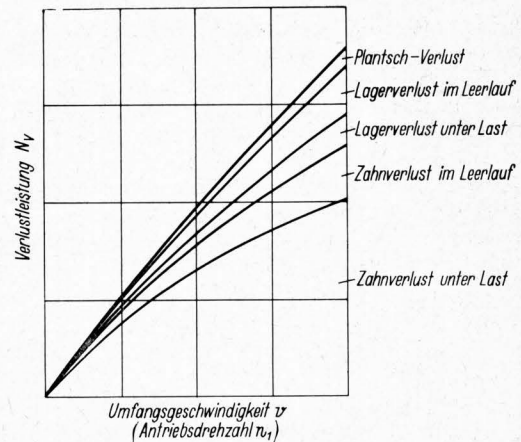


Bild 1. Verlustleistung und -analyse eines Zahnrad-Versuchsgetriebes in Abhängigkeit von der Zahnrad-Umfangsgeschwindigkeit bei konstantem Antriebsdrehmoment und konstanter Öltemperatur nach *Niemann* und *Ohlendorf* [3].

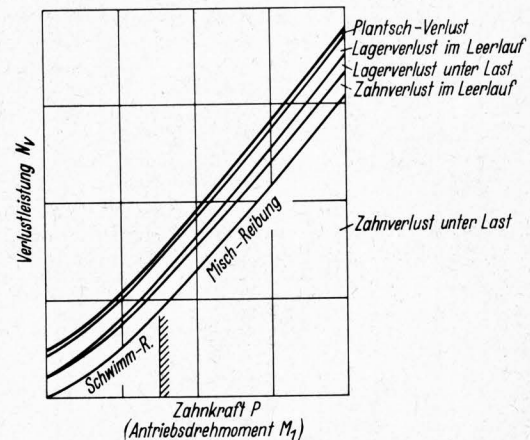


Bild 2. Verlustleistung und -analyse eines Zahnrad-Versuchsgetriebes in Abhängigkeit von der Zahnkraft bei konstanter Antriebsdrehzahl und konstanter Öltemperatur nach *Niemann* und *Ohlendorf* [3].

Verzahnungs- und Lagerverluste sind dabei in den Leerlaufanteil und den lastabhängigen Anteil unterteilt. Den Hauptanteil nimmt der lastabhängige Verzahnungsverlust ein, der mit der Geschwindigkeit degressiv zunimmt. Diese ungewöhnliche Abhängigkeit ist auf eine Überlagerung von Festkörper- und Flüssigkeitsreibung in der Verzahnung zurückzuführen. Die übrigen Verlustleistungen, Wälzlager- und Gleitlagerreibung sowie die Plantschverluste wachsen linear bis quadratisch mit der Geschwindigkeit an. Die Summenkurve aller Verluste ist hier schwach degressiv gekrümmt.

Die Abhängigkeit dieser Verlustleistungen von der Zahnkraft bzw. dem Antriebsdrehmoment des Getriebes und ihre Analyse ist in **Bild 2** dargestellt. Auch hier nimmt die durch das Abwälzen der Verzahnung verursachte Verlustleistung den Hauptanteil ein. Die Kurve der Verzahnungsverluste ist im Bereich kleiner Belastung gekrümmt und geht dann in eine Gerade über. Theoretisch müßte die Zahn-Verlustleistung bei reiner Flüssigkeits- oder Schmierreibung degressiv mit der Belastung zunehmen, bei Festkörperreibung linear. Zur Ausbildung reiner Flüssigkeitsreibung in der Verzahnung kommt es aber nur bei sehr kleiner Belastung, während mit steigender Last die Mischreibung mit etwa linearer Abhängigkeit der Verlustleistung einen zunehmenden Anteil einnimmt. Die durch die Lager bedingten Verlustleistungen steigen mit der Belastung ebenfalls an, bei Gleitlagern geringer und bei Wälzlagern etwas stärker als linear. Der Planschverlust sowie sämtliche Leerlauf-Verluste sind in diesem Bild konstant, da die Antriebsdrehzahl konstant ist. Als Summenkurve aller Verlustanteile ergibt sich eine leicht progressive Linie.

2.2 Messungen an Schleppergetrieben

Bisher wurden zwei serienmäßige mechanische Schleppergetriebe der Leistungsklasse 30 bis 40 PS untersucht; beides sind 8-Gang-Gruppengetriebe. Bei dem Getriebe I, dessen Schaltplan in **Bild 3** dargestellt ist, wird das 2-Gang-Getriebe mit der Langsam- und Schnell-Gruppe mit Klauen geschaltet und ist vor dem 4-Gang-Getriebe angeordnet. Schaltelemente des 4-Gang-Getriebes sind Schieberäder; der 1. Gang wird dabei über zwei separate Vorgelegewellen geschaltet. Das Getriebe verfügt über eine wahlweise einschaltbare Motor- und Wegzapfwelle; ein Riemenscheiben-Winkeltrieb läuft mit der Zapfwelle

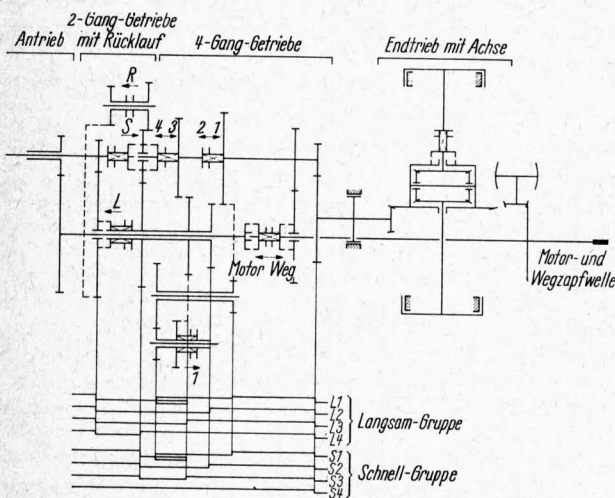


Bild 3. Schaltplan eines serienmäßigen 8-Gang-Gruppengetriebes für Schlepper (mechanisches Stufengetriebe I).

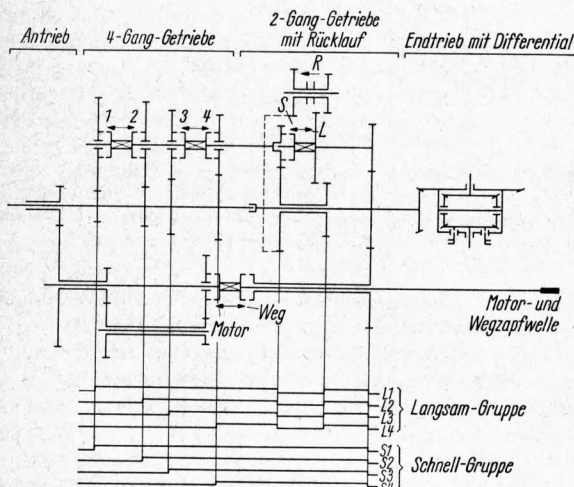


Bild 4. Schaltplan eines serienmäßigen 8-Gang-Gruppengetriebes für Schlepper (mechanisches Stufengetriebe II).

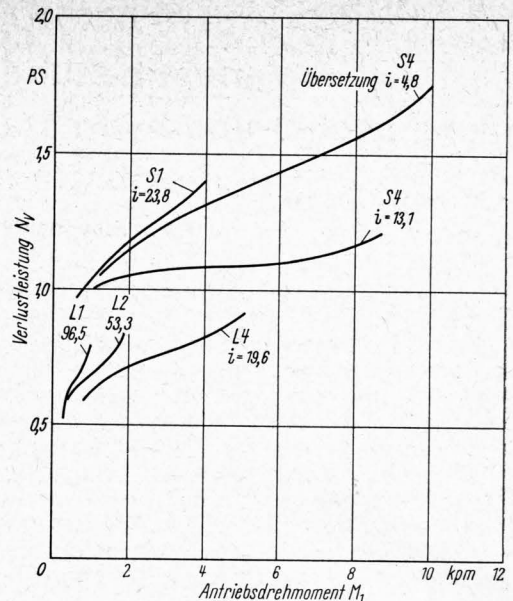


Bild 5. Verlustleistung des 8-Gang-Gruppengetriebes I in Abhängigkeit vom Antriebsdrehmoment für verschiedene Gänge.

Antriebsdrehzahl $n_1 = 1800 \text{ U/min}$
 Öltemperatur $\vartheta = 60^\circ\text{C}$

mit. Auf dem Prüfstand wurden beide Eingangswellen — Getriebewelle und Motorzapfwelle — gekoppelt angetrieben und die Last über die eingeschaltete Wegzapfwelle aufgebracht. Differentialgetriebe und Hinterachse waren ausgebaut.

In **Bild 4** ist der Schaltplan des mechanischen Versuchsgetriebes II dargestellt. Hier erfolgt die Schaltung des 4-Gang-Getriebes, das vor dem 2-Gang-Getriebe angeordnet ist, durch Klauen; im Gegensatz zum Getriebe I sind auch die drei jeweils nicht belasteten Radpaare im Eingriff und laufen mit. Das 2-Gang-Getriebe hat eine kombinierte Klauen- und Schieberadschaltung. Die Motorzapfwelle des Getriebes läuft über einen dritten Wellenstrang und ein weiteres Vorgelege, und es ist ebenfalls wahlweise die Motor- oder die Wegzapfwelle einschaltbar. Auf dem Prüfstand wurden wieder beide Wellen gekoppelt angetrieben und die Belastung über die eingeschaltete Wegzapfwelle aufgebracht. Die Hinterachse war ausgebaut, und der Differentialkorb lief leer mit.

Die Tendenzen der Verlustleistungen sollen nun an den am Versuchsgetriebe I gewonnenen Meßergebnissen erläutert werden; beim Getriebe II ergaben sich ähnliche Abhängigkeiten. In **Bild 5** ist dazu die Verlustleistung verschiedener Gänge als Funktion des Antriebsmoments dargestellt; die Antriebsdrehzahl und die Öltemperatur wurden bei den Werten 1800 U/min

Verwendete Formelzeichen

i	Übersetzung
$M_{1,2}$	Antriebs- bzw. Abtriebsmoment
$n_{1,2}$	Antriebs- bzw. Abtriebsdrehzahl
N_1	Antriebsleistung
N_V	Verlustleistung
N_{Vm}	charakteristische Verlustleistung eines Axialkolbenaggregats, die z. B. bei Höchstleistung auftritt
p	Öldruck
P	Zahnkraft
q_1	spezifisches Fördervolumen einer Pumpe
Q	Ölförderstrom
v	Umfangsgeschwindigkeit der Zahnräder
v_F	Fahrgeschwindigkeit des Schleppers
$w = q_1/q_{1\text{max}}$	Verstellung der Hydropumpe
η	Wirkungsgrad
η_{vol}	volumetrischer Wirkungsgrad (Schlupf)
ϑ	Öltemperatur
φ	Schwenkwinkel von Hydropumpe oder -motor

Abkürzungen

L1, L2, L3, L4	Gänge der Langsam-Gruppe der Stufengetriebe
S1, S2, S3, S4	Gänge der Schnell-Gruppe der Stufengetriebe

und 60°C konstant gehalten. Es sind jeweils die Kurven für den 1., 2. und 4. Gang der Langsam- und der Schnell-Gruppe eingetragen. In den Gängen der Schnell-Gruppe sind die Verlustleistungen höher als bei der Langsam-Gruppe; ebenso sind bei den Schnell-Gängen die Verlustleistungen im 4. Gang höher als im 2. Gang. Dies ist durch das höhere Drehzahlniveau der Zahnräder und Wellen in diesen Gängen bedingt. Eine Ausnahme ist nur scheinbar im 1. Gang zu beobachten: die am höchsten liegende Verlustleistungskurve S 1 ist mit dem schon erwähnten doppelten Vorgelege dieses Ganges zu erklären. Die Kurvenform ist bei allen Gängen ähnlich: bei einer verhältnismäßig hohen Leerlauf-Verlustleistung beginnend steigt sie zunächst degressiv an — dies ist die übliche Abhängigkeit der Verlustleistung von der Last bei Flüssigkeitsreibung. Anschließend gehen die Kurven in einen leicht progressiven Anstieg über, der durch die Mischreibung in den Verzahnungen und die Wälzlagerreibung bewirkt wird. Diese Tendenz des Verlustleistungsverlaufs, hier in ausgeprägter Form, entspricht den experimentellen und theoretischen Ergebnissen von *Niemann*.

Die Abhängigkeit der Verlustleistung von der Antriebsdrehzahl des Versuchsgetriebes I ist aus **Bild 6** zu ersehen. Für alle Gänge — hier sind nur Schnell-Gang 4 und Langsam-Gang 4 eingetragen — steigt die Verlustleistung in dem vermessenen Drehzahlbereich stärker als linear an, etwa mit dem Exponenten 1,6. Dies ist einerseits auf einen hohen Anteil der Wälzlagerverluste zurückzuführen und außerdem darauf, daß in den Verzahnungen die Flüssigkeitsreibung noch gegenüber der Mischreibung überwiegt. Anhand dieses Bildes kann also gefolgert werden, daß der Wirkungsgrad des Getriebes mit der Vergrößerung der Antriebsdrehzahl über etwa 1000 U/min zunehmend abfällt.

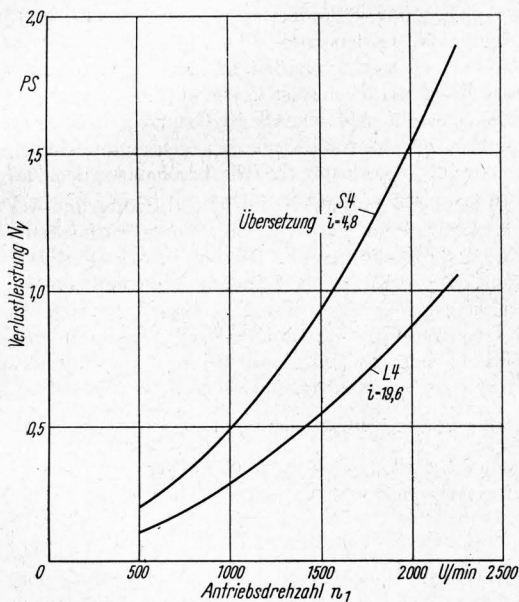


Bild 6. Verlustleistung des 8-Gang-Gruppengetriebes I in Abhängigkeit von der Antriebsdrehzahl für verschiedene Gänge.

Antriebsdrehmoment $M_1 = 4,5 \text{ kpm}$
Öltemperatur $\vartheta = 60^\circ \text{C}$

Die Wirkungsgrade beider Versuchsgetriebe — ausgezogene und gestrichelte Kurven — sind in **Bild 7** als Funktion des Antriebsmoments bei konstanter Antriebsdrehzahl von 2000 U/min dargestellt. Für diesen Vergleich wurden die Gänge beider Getriebe ausgewählt, mit denen etwa gleiche Fahrgeschwindigkeiten erreicht werden. In den L-Gängen wurden die Getriebe aus verschiedenen Gründen — Prüfstandsgrenzen, Belastbarkeit der Zapfwelle, Kraftschlußgrenze der Triebäder — nur bis zu kleineren Werten des Moments belastet, man erkennt aber deutlich den zunächst starken Anstieg des Wirkungsgrades, der bei höherem Moment schwächer wird. Außerdem liegen im Bereich der Überdeckung die Wirkungsgrade in den L-Gängen über den Werten der S-Gänge, was auf das höhere Drehzahlniveau der Getriebewellen und -räder in den Gängen mit größerer Fahrgeschwindigkeit zurückzuführen ist. Der beste, bei Vollast erreichte Wirkungsgrad liegt beim Versuchsgetriebe I ungefähr

bei 0,93, beim Versuchsgetriebe II etwas darunter. Die durchweg niedrigeren Werte des Getriebes II sind auf die Verluste der ständig im Eingriff laufenden Räder dieses Getriebes zurückzuführen; man sieht also, daß bei Konstruktionen mit besserer Schaltbarkeit geringere Wirkungsgrade in Kauf genommen werden müssen.

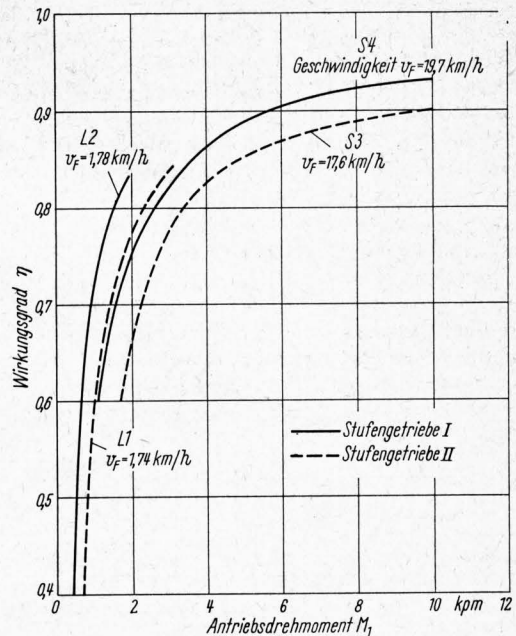


Bild 7. Wirkungsgrade der beiden 8-Gang-Gruppengetriebe I und II in Abhängigkeit vom Antriebsdrehmoment für verschiedene Gänge.

Antriebsdrehzahl $n_1 = 2000 \text{ U/min}$
Öltemperatur $\vartheta = 60^\circ \text{C}$

Anhand von **Bild 8** kann der Einfluß der Fahrgeschwindigkeit — also des Ganges — auf den Wirkungsgrad beurteilt werden. Die bei einem mittleren Antriebsmoment von 5 kpm und einer Antriebsdrehzahl von 2000 U/min in den einzelnen Gängen beider Getriebe erreichten Wirkungsgrade sind hier über der Fahrgeschwindigkeit aufgetragen. Da die zwischen den Punkten liegenden Geschwindigkeiten nur mit veränderter Antriebsdrehzahl und eventuell geringerer Leistung erreicht

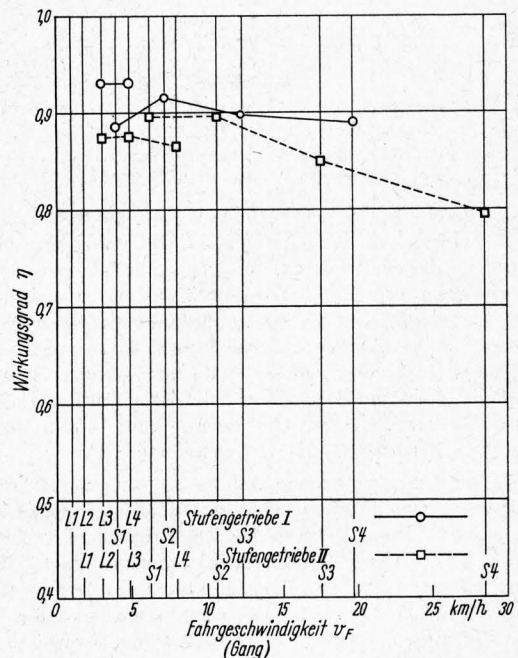


Bild 8. Wirkungsgrade der beiden 8-Gang-Gruppengetriebe I und II in Abhängigkeit von der Fahrgeschwindigkeit (Gang).

Antriebsdrehmoment $M_1 = 5 \text{ kpm}$
Antriebsdrehzahl $n_1 = 2000 \text{ U/min}$
Öltemperatur $\vartheta = 60^\circ \text{C}$

werden können, gilt das Diagramm hierfür nicht; die verbindenden dünnen Linienzüge wurden nur der besseren Anschaulichkeit halber gezeichnet. Bei den S-Gängen erkennt man deutlich, daß in den Gängen mit höheren Fahrgeschwindigkeiten die Wirkungsgrade schlechter werden. In den L-Gängen zeigen beide Getriebe unterschiedliches Verhalten: beim Getriebe I ergeben sich höhere Wirkungsgrade als in der S-Gruppe, beim Getriebe II dagegen niedrigere. Das ist mit der unterschiedlichen Anordnung der 2-Gang-Stufe innerhalb der beiden Versuchsgetriebe zu erklären: beim Getriebe I liegt diese, wie schon erwähnt, vor dem 4-Gang-Getriebe, so daß in der L-Gruppe niedrigere Drehzahlen mit geringeren Verlusten auftreten, beim Getriebe II ist das genau umgekehrt. Insgesamt hat Getriebe I in allen Gängen deutlich bessere Wirkungsgrade als Getriebe II.

In Bild 9 ist schließlich der Einfluß der Öltemperatur auf den Wirkungsgrad dargestellt. Im Bereich der beobachteten Temperaturen zwischen 20 und 70°C ergibt sich ein stetiger Anstieg des Wirkungsgrades etwa um den Wert 0,1. Dies ist auf das Absinken der Ölviskosität mit der Temperatur zurückzuführen, wodurch die Flüssigkeitsreibungsverluste in den Verzahnungen und Gleitlagern sowie die Wälzlagerreibungsverluste ebenfalls abnehmen. Dieser Einfluß ist in den Gängen mit hohen Drehzahlen am stärksten.

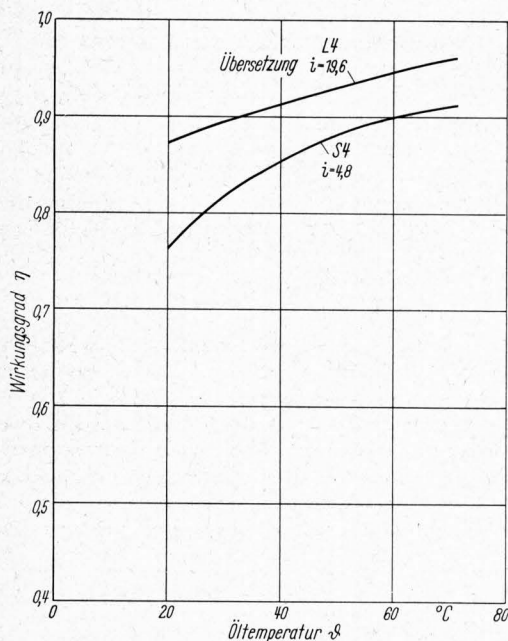


Bild 9. Wirkungsgrad des 8-Gang-Gruppengetriebes I in Abhängigkeit von der Öltemperatur.

Antriebsdrehmoment $M_1 = 4,5 \text{ kpm}$
 Antriebsdrehzahl $n_1 = 2000 \text{ U/min}$

Aus den geschilderten Meßergebnissen kann zusammenfassend gefolgert werden, daß die heutigen 8-Gang-Stufengetriebe für Schlepper im Bereich von Drittel- bis Vollast mit Wirkungsgraden zwischen 0,8 und 0,9 arbeiten; dabei stellen sich in den Gängen mit hohen Fahrgeschwindigkeiten die niedrigeren Werte ein. Schon bei der Konstruktion der Getriebe kann man gute Wirkungsgrade anstreben, indem man ein niedriges Drehzahl-niveau der Räder und Wellen vorsieht. Hinsichtlich des Wirkungsgrades ist es günstiger, eine Leistung mit hohem Moment und niedriger Drehzahl zu übertragen als umgekehrt.

Ständig im Eingriff stehende und leer mitlaufende Zahnräder — für leichte Schaltbarkeit oder kraftschlüssige Schaltungen unentbehrlich — verschlechtern den Wirkungsgrad der Getriebe erheblich. Getriebe mit kraftschlüssiger Schaltung, bei denen man Lamellenkupplungen, Bandbremsen und hydraulische Servosysteme als Schaltmittel benötigt, werden aufgrund der weiteren Leistungsverluste dieser Elemente nur noch mit Wirkungsgraden zwischen 0,7 und 0,8 arbeiten.

Nachdem nun die Größenordnung und Tendenzen der Wirkungsgrade mechanischer Stufengetriebe bekannt sind, sollen im nächsten Abschnitt die Verhältnisse bei hydrostatischen Getrieben anhand von Meßergebnissen erörtert werden.

3. Hydrostatische stufenlose Getriebe

3.1 Verluste der einzelnen Axialkolbenaggregate als Funktion verschiedener Einflußgrößen

Es sollen hier nur Axialkolben-Getriebe behandelt werden, weil vornehmlich diese Bauart für Schlepper- und Fahrzeuggetriebe geeignet erscheint. Als Grundlage für das vollständige Getriebe wird zunächst auf die Verluste des Einzelaggregats, ihre Abhängigkeiten und Verbesserungsmöglichkeiten eingegangen.

Dazu wird vorausgesetzt, daß der Aufbau von Axialkolbenaggregaten bekannt ist, daß sie als Hydropumpe und auch als Hydromotor arbeiten können und daß sie mit stufenlos verstellbarem oder mit festem Fördervolumen ausgeführt werden können. Konstruktiv herrschen zwei Bauarten vor, nämlich die Bauart mit Schrägscheibe (s. a. Bild 15) und die mit schräggelagertem Zylinderblock (s. a. Bild 16). Die stufenlose Übersetzungs- und Geschwindigkeitsverstellung wird bekanntlich mit Verstellaggregaten erreicht, indem deren Schwenkwinkel und damit das spezifische Fördervolumen (das mit einer Umdrehung der Welle umgesetzte Flüssigkeitsvolumen) stufenlos verstellt wird.

Entsprechend der Grundgleichung für die Leistung

$$M n \approx \Delta p Q$$

und

$$Q \approx n \sin \varphi$$

ist der Betriebszustand eines Aggregats durch die Druckdifferenz Δp und den Förder- oder Schluckstrom Q gegeben. Bei Verstellaggregaten ist der Strom Q dem Produkt aus Drehzahl n und dem Schwenkwinkel φ (spezifisches Fördervolumen) proportional. So kann die Leistung eines Aggregats durch Variieren dieser Größen Δp , n , $\sin \varphi$ verändert werden, und auch die Verluste eines Aggregats werden von diesen drei Größen bestimmt. Daneben sind sie noch von den Öleigenschaften und der Öltemperatur und natürlich von konstruktiven Einzelheiten abhängig. Daher sollen zunächst drei Grunddiagramme mit der Abhängigkeit der Verluste von den genannten drei Größen und der jeweiligen Verlustanalyse besprochen werden.

Bild 10 zeigt die Verlustleistung und die aufgrund der theoretischen Ansätze von Bloch [5] berechnete Verlustanalyse als Funktion der Druckdifferenz. Hierbei ist die Verlustleistung dimensionslos gemacht, also auf eine für das betreffende Aggregat charakteristische Verlustleistung N_{vm} bezogen worden, die z. B. bei der Höchstleistung auftritt. Drehzahl, Schwenkwinkel und Öltemperatur sind bei mittleren Werten konstant gehalten. In der rechnerischen Analyse gliedert sich die Verlustleistung in

- Strömungsverluste (hierzu gehören auch Impuls- und Plantschverluste),
- Steuerspiegel-, Kolben- und Gleitlagerreibungsverluste,
- Wälzlagerreibungsverluste,
- Ölkompansionsverluste,
- Leck- und Schmierölverluste.

Dabei sind nur die Wälzlagerreibung, die Kompressions- und die Leckölverluste vom Druck abhängig, teils linear, teils quadratisch. Die theoretische Summenkurve — eine verschobene quadratische Parabel — kann natürlich aufgrund konstruktiver Abweichungen von Fall zu Fall verschoben oder gedreht sein; aber das in Schraffur dargestellte Feld eigener und fremder Messungen an verschiedenen Konstruktionen weicht von dieser Kurve teilweise grundsätzlich ab: im Bereich niedriger Drücke treten verhältnismäßig hohe Verlustleistungen auf, die mit Mischreibung an Kolben, Steuerspiegel und Gleitlagern infolge unzureichender Schmierölversorgung erklärt werden müssen, und auch im Bereich hoher Drücke wächst die Verlustleistung weit stärker als nach der bisherigen Berechnungsmethode zu erwarten war. Dies ist zum Teil auf das Ansteigen der Ölviskosität mit dem Druck [6] zurückzuführen (nach eigenen Untersuchungen an Hydrauliköl hat die Zähigkeit bei 250 kp/cm^2 etwa den doppelten Wert wie bei Atmosphärendruck); dadurch wachsen die Strömungs- und Steuerspiegelreibungsverluste mit dem Druck ebenfalls stark an. Zum anderen ist das Ausfließen von Lecköl bei hohen Drücken mit einer bisher nicht beachteten Wärmeumsetzung und Temperaturerhöhung (Ölzähigkeitsabnahme) verbunden, so daß mit steigendem Druck noch mehr

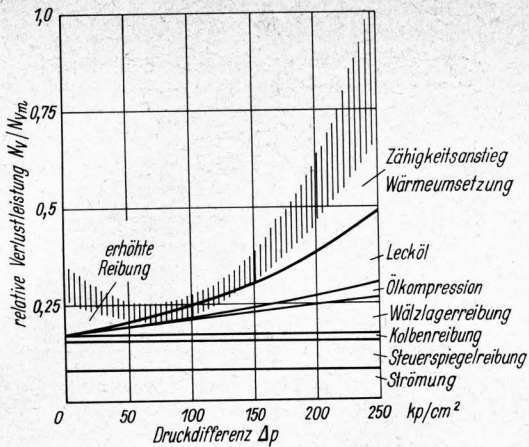


Bild 10. Relative Verlustleistung von Axialkolbenaggregaten als Funktion der Druckdifferenz. Die Linien der Verlustanalyse wurden nach [5] berechnet. In dem schraffierten Feld liegen eigene und fremde Messungen. N_{vm} ist ein für das jeweilige Aggregat charakteristischer konstanter Wert der Verlustleistung, die z. B. bei der Höchstleistung auftritt.

Drehzahl $n = 1500$ U/min
 Schwenkwinkel $\varphi = 12^\circ$
 Öltemperatur $\theta = 50^\circ C$

Lecköl austritt als berechnet. Aus diesen Gründen ist bei den meisten Aggregaten im Druckbereich um 150 kp/cm^2 ein Optimum hinsichtlich der Verlustleistung und des Wirkungsgrades zu finden; bei weiterer Drucksteigerung wächst die Verlustleistung so stark an, daß der Wirkungsgrad wieder abfällt. Zukünftigen Erhöhungen des Betriebsdrucks sind also von dieser Seite her Grenzen gesetzt.

Die Abhängigkeit der Verlustleistung von der Drehzahl ist in **Bild 11** dargestellt, wobei Druck und Schwenkwinkel bei mittleren Werten konstant gehalten sind. Auch hier kann wieder eine Analyse der Verluste durchgeführt werden, aus der hervorgeht, daß die Steuerspiegelreibungs- und die Strömungsverluste mit der zweiten und der dritten Potenz ansteigen. Als theoretische Summenkurve ergibt sich eine verschobene Parabel dritter Ordnung, die gut in das schraffierte Feld der Meßwerte paßt. Der Anstieg der Verlustleistung im Bereich höherer Drehzahlen ist außerordentlich stark: bei einer Drehzahlerhöhung z. B. von 1250 auf 2500 U/min (also eine Leistungssteigerung auf den doppelten Wert) steigt die Verlustleistung hier fast auf den vierfachen Wert. Grundsätzlich kann man hieraus schließen, daß Drehzahlerhöhungen über 2000 U/min hinaus stark abfallende Wirkungsgrade zur Folge haben, eine Leistungssteigerung durch Drehzahlerhöhung in diesem Bereich also sehr unwirtschaftlich wird.

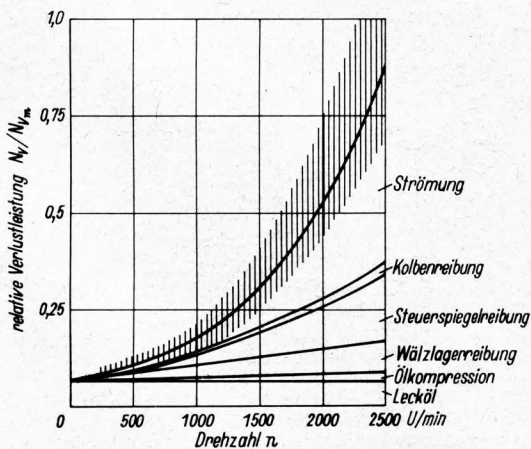


Bild 11. Relative Verlustleistung von Axialkolbenaggregaten als Funktion der Drehzahl. Die Linien der Verlustanalyse wurden berechnet. In dem schraffierten Feld liegen eigene und fremde Messungen.

Druckdifferenz $\Delta p = 150$ kp/cm^2
 Schwenkwinkel $\varphi = 12^\circ$
 Öltemperatur $\theta = 50^\circ C$

Der Schwenkwinkel (oder das spezifische Fördervolumen) ist die dritte Einflußgröße, welche die Verlustleistung bestimmt. Diese Abhängigkeit ist bei konstanter Drehzahl und konstantem Druck in **Bild 12** dargestellt. An der Verlustanalyse erkennt man, daß im wesentlichen nur die Wälzlager- und die Strömungsverluste mit dem Schwenkwinkel ansteigen. Das schraffierte Feld der Meßwerte überdeckt die verhältnismäßig schwach ansteigende theoretische Kurve, und man kann folgern, daß bei einer Schwenkwinkelvergrößerung (und damit Förderstrom- und Leistungserhöhung) bis zum üblichen Maximalwert von $\varphi = 25^\circ$ der Wirkungsgrad stetig ansteigt. Gegenüber der Druck- und Drehzahlsteigerung ist die Schwenkwinkelvergrößerung also die wirtschaftlichste Art der Leistungserhöhung beim Einzelaggregat.

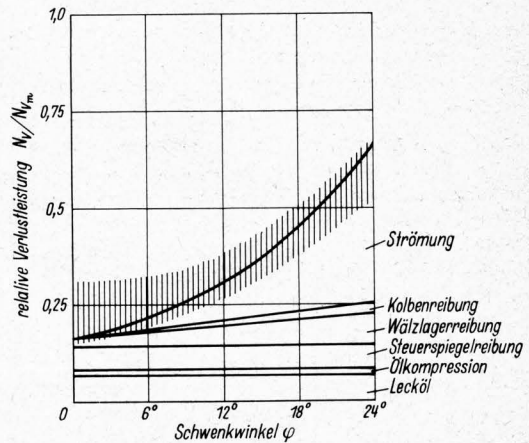


Bild 12. Relative Verlustleistung von Axialkolbenaggregaten als Funktion des Schwenkwinkels. Die Linien der Verlustanalyse wurden berechnet. In dem schraffierten Feld liegen eigene und fremde Messungen.

Druckdifferenz $\Delta p = 150$ kp/cm^2
 Drehzahl $n = 1500$ U/min
 Öltemperatur $\theta = 50^\circ C$

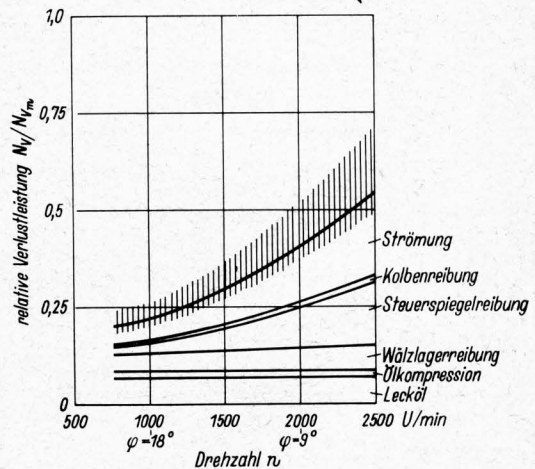


Bild 13. Relative Verlustleistungen von Axialkolbenaggregaten als Funktion der Drehzahl bei konstanter Leistung sowie konstant gehaltenem Förderstrom und Druck. Die Linien der Verlustanalyse wurden berechnet. In dem schraffierten Feld liegen eigene und fremde Messungen.

Druckdifferenz $\Delta p = 150$ kp/cm^2
 Öltemperatur $\theta = 50^\circ C$

Bisher wurden nur die Verhältnisse bei variiert Leistung betrachtet. Für viele Betriebszustände (auch beim Schleppergetriebe) ist es aber interessant, den Verlauf der Verlustleistung zu betrachten, wenn die Leistung konstant gehalten wird und dabei die mechanischen Größen Moment und Drehzahl variiert werden. Das ist aus dem **Bild 13** zu ersehen, in dem bei konstanter Leistung die Verlustleistung über der Drehzahl aufgetragen ist. Hierbei ergeben sich dann natürlich bei hohen Drehzahlen kleine Antriebsmomente und umgekehrt. Auf der hydraulischen Seite sollen dabei der Förderstrom (durch Schwenkwinkelverstellung) und der Druck konstant gehalten werden.

Auch hier steigt die Verlustleistung mit der Drehzahl an, und zwar hauptsächlich wegen der mit der Drehzahl wachsenden Steuerspiegelreibung; alle übrigen Verluste bleiben ungefähr konstant. Am wirtschaftlichsten ist also der Antrieb mit kleiner Drehzahl und hohem Moment.

Weiter soll noch der Einfluß der Öltemperatur auf Verluste und Wirkungsgrad betrachtet werden, der sich von dem beim mechanischen Zahnradgetriebe festgestellten Verhalten grundsätzlich unterscheidet. Bei niedriger Temperatur tritt zunächst eine hohe Verlustleistung auf, die dann abfällt und ein Minimum durchläuft, um bei weiter steigender Temperatur stark wieder anzusteigen. Dies ist auf den starken Abfall der Ölzähigkeit mit der Temperatur zurückzuführen, wodurch bei niedrigen Temperaturen große Strömungsverluste und bei hohen Temperaturen große Leckölverluste verursacht werden. Da hohe Verlustleistungen energiemäßig wieder hohe Temperaturen bedingen und diese wiederum ansteigende Verlustleistungen zur Folge haben, ist diese Tendenz recht gefährlich und macht bei vielen Anlagen einen Ölkühler erforderlich.

Bevor nun die Verhältnisse beim vollständigen hydrostatischen Schleppergetriebe betrachtet werden, sollen die zur Verbesserung der Wirkungsgrade des Einzelaggregats noch offenen Möglichkeiten diskutiert werden. Bei den meisten der besprochenen Bilder hatten die Strömungsverluste den überragenden Anteil, der sowohl mit der Fördermenge als auch mit dem Druck stark ansteigt. Hier sind bei vielen Konstruktionen noch große Verbesserungsmöglichkeiten vorhanden, indem kürzere Kanäle

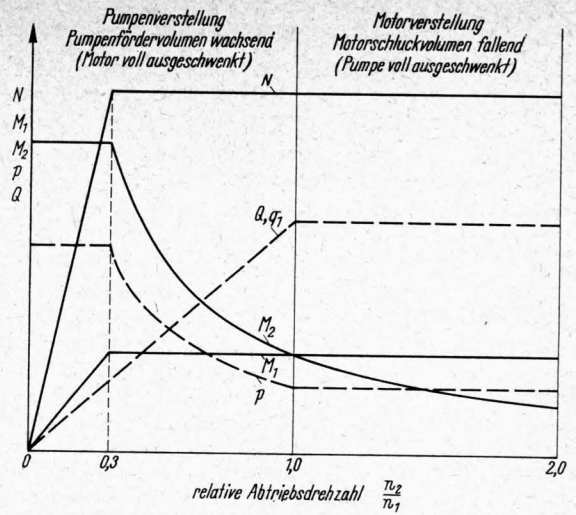


Bild 14. Theoretisches Vollast-Fahrdiagramm eines hydrostatischen Axialkolbengetriebes bei konstanter Antriebsdrehzahl n_1 . Pumpe und Motor sind gleich groß. Verluste sind nicht berücksichtigt ($\eta = 1$).
 N Leistung
 $M_{1,2}$ An-, Abtriebsdrehmoment
 $n_{1,2}$ An-, Abtriebsdrehzahl
 p Öldruck
 Q Förderstrom
 q_1 spezifisches Fördervolumen der Pumpe

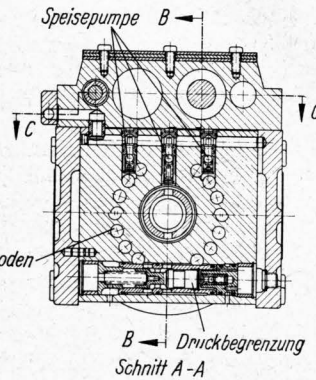
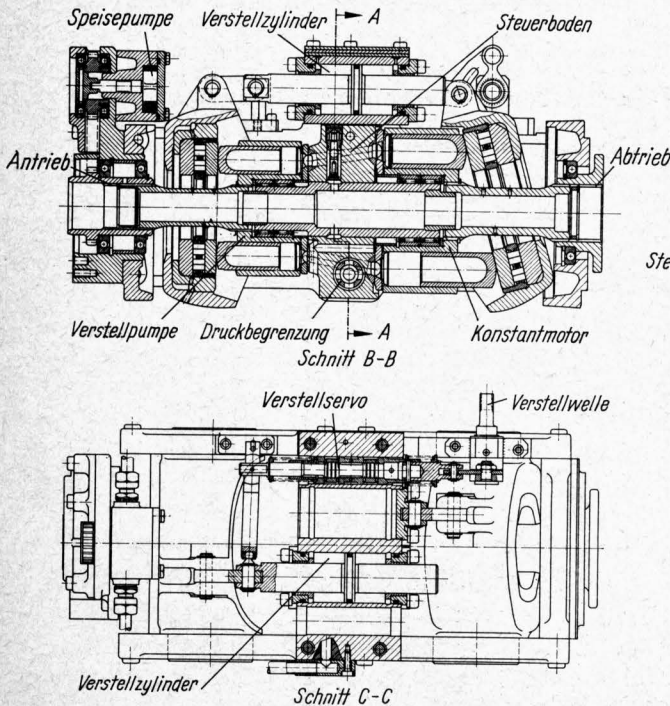


Bild 15. Schnittbild eines in Kompaktbauweise ausgeführten hydrostatischen Schleppergetriebes. Axialkolbenaggregate in Schrägscheibenbauart, Pumpe verstellbar (hydrostatisches Getriebe I).

mit weiteren Querschnitten, weniger Umlenkungen und allmählichere Querschnittsänderungen vorgesehen werden. Die Oberflächenrauigkeit der Leitung hat dagegen im Bereich der laminaren Strömung keinerlei Einfluß auf die Verluste. Es kann hier schon festgestellt werden, daß die sogenannten Ferngetriebe — z. B. die aufgelöste Bauweise mit am Dieselmotor angeflanschter Hydropumpe und in den Radnaben angeordneten Hydromotoren beim Mähdrescher — infolge ihrer hohen Strömungsverluste gegenüber dem Kompaktgetriebe mit erheblich schlechterem Wirkungsgrad arbeiten. Dagegen bedingt die Übertragung einer Leistung mit Hilfe einer längeren Welle keine Verluste.

Eine weitere Verminderung der Verluste läßt sich verschiedentlich erzielen, indem die verwendeten Gleitlagerungen durch Wälzlager ersetzt werden. Schwierig zu übersehen und noch ungeklärt sind die am Steuerspiegel der Axialkolbenaggregate herrschenden Verhältnisse. Da es sich hier einerseits um ein Gleitlager, andererseits um ein Dichtelement handelt, überlagern sich zwei Tendenzen: wenn das Gleitlager geringe Verluste hat,

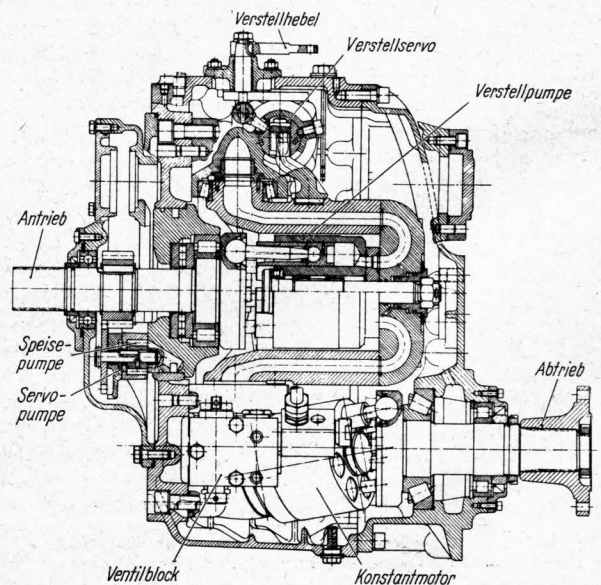


Bild 16. Schnittbild eines hydrostatischen Fahrzeuggetriebes. Axialkolbenaggregate mit schräggestelltem Zylinderblock, Pumpe verstellbar (hydrostatisches Getriebe II).

treten hohe Leckölverluste auf, und umgekehrt. Die Anpressung des umlaufenden Zylinderblocks gegen den Steuerboden und damit die Spaltweite sind zudem vom augenblicklich wirkenden Druck abhängig. Die schon erläuterten hohen Reibungsverluste

bei niedrigen Drücken zeigen an, daß auch hier noch Verbesserungen möglich sein müssen.

Weiter haben die besprochenen Tendenzen der Verlustleistung gezeigt, daß Leistungserhöhungen am wirtschaftlichsten durch eine Schwenkwinkelvergrößerung erreicht werden. Es wäre daher sinnvoll, noch etwas über den heute meist als Maximalwert anzutreffenden Wert von 25° hinauszugehen.

Schließlich sollten auch am Betriebsmittel, dem Hydrauliköl, noch Verbesserungen vorgenommen werden. Durch eine Verringerung der Zähigkeits-Temperaturabhängigkeit könnte das temperaturabhängige Optimum des Wirkungsgrades über einen wesentlich weiteren Betriebsbereich ausgedehnt und dem Konstrukteur das Problem der Passungswahl sehr erleichtert werden. Ebenfalls würde eine Verminderung der Zähigkeits-Druckabhängigkeit zur Verringerung der Verluste beitragen. Verbesserungen in dieser Richtung müssen von der Mineralölindustrie gefordert werden.

3.2 Verluste und Wirkungsgrade bei Axialkolben-Getrieben

Beim hydrostatischen Getriebe, wie es für Ackerschlepper und landwirtschaftliche Fahrzeuge Verwendung findet, arbeiten nun mehrere Aggregate — eine Axialkolbenpumpe und ein oder zwei Axialkolbenmotoren — im geschlossenen Kreislauf zusammen; Aufbau und Funktion dieser Getriebe wurden schon in zahlreichen Veröffentlichungen behandelt [7]. Das theoretische Vollast-Fahrdiagramm eines mit diesem Antrieb ausgestatteten Schleppers zeigt **Bild 14**. Über der Fahrgeschwindigkeit sind die Maximalwerte der Leistung, des Drehmoments, des Öldrucks und des Ölstroms aufgetragen, bei konstanter Antriebsdrehzahl und ohne Berücksichtigung des Wirkungsgrades. Im ersten Bereich der Pumpenverstellung wird die Fahrgeschwindigkeit durch Vergrößerung des Pumpenschwenkwinkels und damit des Förderstroms Q stufenlos vergrößert. Das Abtriebsmoment M_2 und der Öldruck p fallen hyperbolisch bis zum Erreichen der maximalen Pumpenförderung; bei sehr kleinen Geschwindigkeiten ist die volle Leistung N noch nicht übertragbar, weil das Abtriebsmoment (durch den Kraftschluß) und der zulässige Öldruck (durch die Werkstofffestigkeit) begrenzt sind. Überschreitet der Geschwindigkeitsbereich, in dem die volle Motorleistung übertragen werden muß, das Verhältnis 3 bis 4, so erhält man entsprechend große Druckunterschiede und nur mäßige Wirkungsgrade. Es ist dann angebracht, für weitere Geschwindigkeitserhöhungen die Hydromotorverstellung vorzusehen. Hierbei wird das Motorschluckvolumen kleiner gestellt, so daß sich bei gleichbleibendem Förderstrom die Motordrehzahl erhöhen muß; der Öldruck bleibt dabei konstant, während das Abtriebsmoment weiter hyperbolisch abfällt.

Die beiden untersuchten hydrostatischen Getriebe hatten aber nur eine Pumpenverstellung. Das hydrostatische Getriebe I, als Schleppergetriebe mit verstellbarer Schrägscheibe in Kompaktbauweise konzipiert, ist im Schlepper noch mit zwei Nachschaltgängen für Acker- und Straßenbetrieb versehen. **Bild 15** zeigt Längsschnitt, Querschnitt sowie eine Ansicht dieses Getriebes. Dabei wurde das Motorschluckvolumen größer als das maximale Pumpenfördervolumen ausgelegt, so daß schon eine konstante innere Untersetzung $i_0 \approx 1,9$ vorhanden ist. Dadurch werden also schon niedrigere Drehzahlen des Hydromotors (günstige Wirkungsgrade) erreicht und eine kleinere Untersetzung im Endtrieb benötigt. Die mitgemessene Speisepumpenleistung beträgt etwa 0,20 PS bei 2000 U/min.

Das hydrostatische Getriebe II, mit Verbindungsleitungen zwischen Hydropumpe und -motor und nicht als Schleppergetriebe ausgelegt, hat zwei gleichgroße Aggregate mit schrägestelltem Zylinderblock, bei der Pumpe schwenkbar. Beim größten Pumpenschwenkwinkel erreicht der Motor dann unbelastet die Antriebsdrehzahl, so daß für Schlepper eine sehr große Enduntersetzung nötig wäre. Die mitgemessenen Nebenleistungen von Speise- und Servopumpe betragen etwa 1,20 PS bei 2000 U/min. Ein Längsschnitt dieses Getriebes ist in **Bild 16** dargestellt.

Da der Schlepper bei den verschiedensten Fahrgeschwindigkeiten und Belastungen eingesetzt wird, sollen die Wirkungsgrade in Abhängigkeit vom Antriebsmoment, in Abhängigkeit

von der Übersetzung und als Funktion der Antriebsdrehzahl gezeigt werden. Das folgende **Bild 17** zeigt den Gesamtwirkungsgrad und den volumetrischen Wirkungsgrad beider Getriebe über dem Antriebsmoment; die Kurven gelten für drei Verstellungen w (spezifische Fördervolumen) mit der größten, einer mittleren und einer kleinen Geschwindigkeit. Entsprechend der schon vorher erläuterten Tendenz der Verlustleistung erhält man mit

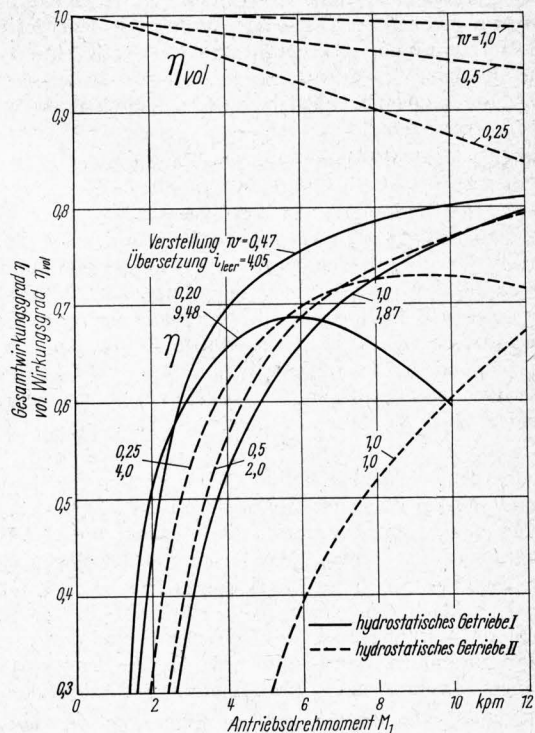


Bild 17. Wirkungsgrade der beiden hydrostatischen Getriebe I und II in Abhängigkeit vom Antriebsmoment für je drei Verstellungen (Übersetzungen).

Antriebsdrehzahl $n_1 = 2000$ U/min
Öltemperatur $\vartheta = 50^\circ\text{C}$

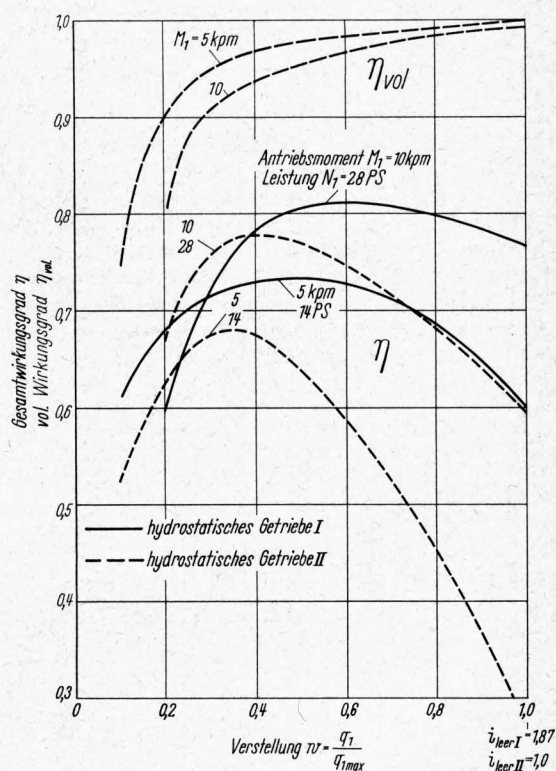


Bild 18. Wirkungsgrade der beiden hydrostatischen Getriebe I und II in Abhängigkeit von der Verstellung für je zwei verschiedene Antriebsmomente (Antriebsleistungen).

Antriebsdrehzahl $n_1 = 2000$ U/min
Öltemperatur $\vartheta = 50^\circ\text{C}$

wachsendem Moment (dieses entspricht der Druckdifferenz) steigende Wirkungsgrade; nur bei kleiner Verstellung und entsprechend hohem Druckniveau fallen die Wirkungsgrade wieder ab, weil die Verlustleistung bei hohem Druck überproportional wächst. Der volumetrische Wirkungsgrad (Schlupf) fällt mit der Last etwas mehr als proportional ab. Schon aus diesem Diagramm läßt sich erkennen, daß das hydrostatische Getriebe bei mittlerer Geschwindigkeit und hoher Belastung am wirtschaftlichsten arbeitet; aber auch bei Drittlast werden mit dem Getriebe I noch Wirkungsgrade über 0,7 erreicht. Durch eine weitere Motorverstellung oder ein nachgeschaltetes 2-Gang-Getriebe läßt sich der Geschwindigkeitsbereich mit gutem Wirkungsgrad wesentlich erweitern.

Bild 18 zeigt die Wirkungsgrade als Funktion der Verstellung oder der Abtriebsgeschwindigkeit bei mittlerem und großem Moment. Der Wirkungsgrad steigt zunächst mit der Abtriebsgeschwindigkeit etwas an, erreicht ein Maximum und fällt dann bei hoher Geschwindigkeit wieder ab. Dies ist mit der Überlagerung des Verlustverhaltens von Pumpe und Motor zu erklären: bei der Pumpe hat die Schwenkwinkelvergrößerung (bei konstanter Leistung) keinen großen Einfluß auf die Verluste, während die beim Motor verursachte Drehzahlerhöhung die Verluste stark ansteigen läßt. Der volumetrische Wirkungsgrad steigt stark an, da der Förderstrom wächst und der Druck fällt.

Weiter kann anhand von **Bild 19** der Einfluß der Antriebsdrehzahl auf den Wirkungsgrad der Getriebe beurteilt werden. Die Kurven gelten für ein mittleres Antriebsmoment und je zwei verschiedene Verstellungen. Man sieht, daß der Wirkungsgrad entsprechend der schon vorher erläuterten Tendenz der Verlustleistung zu höheren Drehzahlen hin stark abfällt. Die jeweils schlechteren Wirkungsgrade des Getriebes II sind dabei auf die größeren Strömungsverluste infolge längerer Leistungen und auf die höheren Drehzahlen des Hydromotors zurückzuführen.

Schließlich ist in **Bild 20** noch der Einfluß der Öltemperatur auf den Wirkungsgrad dargestellt. Entsprechend der Überlagerung der Strömungs- und Leckölverluste beobachtet man bei tiefen Temperaturen mäßige Wirkungsgrade, dann ein Optimum und bei hohen Temperaturen wieder abfallende Wirkungsgrade.

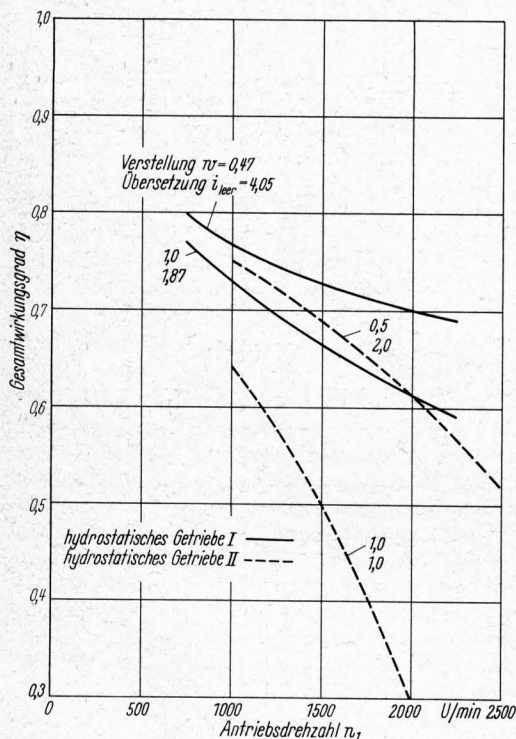


Bild 19. Wirkungsgrade der beiden hydrostatischen Getriebe I und II in Abhängigkeit von der Antriebsdrehzahl für je zwei verschiedene Verstellungen (Übersetzungen).

Antriebsdrehmoment $M_1 = 5,0$ kpm
 Öltemperatur $\vartheta = 50^\circ\text{C}$

Aus den dargestellten Versuchsergebnissen kann nun gefolgert werden, daß hydrostatische Getriebe für Schlepper heute in einem weiten Betriebsbereich zwischen 0,7 und 0,8 liegende Wirkungsgrade liefern können. Da wir erst am Beginn der Entwicklung stehen, sollen die in Zukunft zu erwartenden Verbesserungen abgeschätzt werden; ein Teil dieser Möglichkeiten wurde allerdings schon bei der Behandlung der Einzelaggregate genannt. Ein gegenüber den untersuchten Getrieben wesentlich größerer Verstell- und Geschwindigkeitsbereich mit günstigen

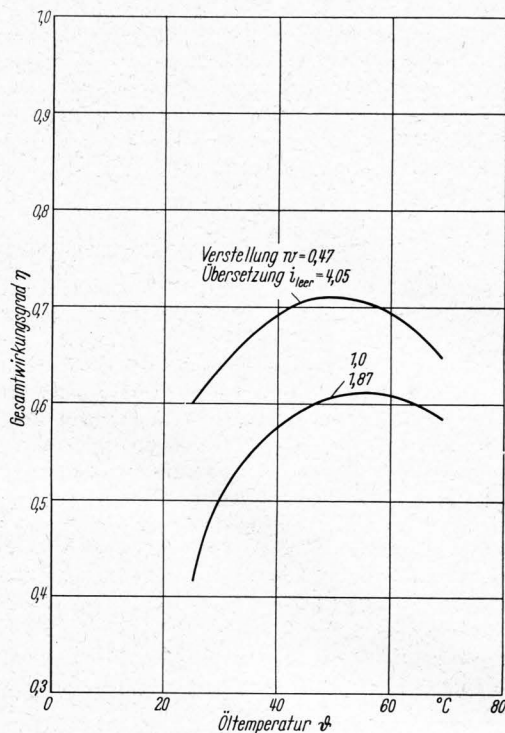


Bild 20. Wirkungsgrade des hydrostatischen Getriebes I in Abhängigkeit von der Öltemperatur.

Antriebsdrehmoment $M_1 = 5,0$ kpm
 Antriebsdrehzahl $n_1 = 2000$ U/min

Wirkungsgraden wird erreicht, wenn auch der Hydromotor als Verstellaggregat ausgebildet wird. Eine weitere konstruktive Maßnahme zur Verbesserung des Wirkungsgrades wurde schon erwähnt, nämlich den Motor mit größerem spezifischen Förder volumen auszuführen als die Pumpe. Durch Kompaktbauweise mit kürzesten Ölleitungen, wie beispielsweise beim Getriebe I, können ebenfalls die Verluste niedrig gehalten werden. Aus den Diagrammen ist weiter zu entnehmen, daß die Antriebsmaschinen für hydrostatische Getriebe hohe Momente bei niedrigen Drehzahlen liefern sollen. Kleinere Beiträge zur Senkung der Verluste sind noch durch möglichst kleine Speisepumpenleistungen und durch Verzicht auf separate Servopumpen möglich.

Eine weitere grundsätzliche Möglichkeit, den Wirkungsgrad zu verbessern, ist durch das Prinzip der Leistungsverzweigung gegeben; über derartige Konstruktionen und ihre Wirkungsweise wurde schon früher von *Molly* [8] ausführlich berichtet. Man muß aber beachten, daß eine Verminderung der Verluste prinzipiell nur in einem begrenzten Verstellbereich möglich ist und daß bestimmte Verlustanteile, z. B. die Leckölverluste, sich hierdurch kaum beeinflussen lassen.

Bei der Ausschöpfung der genannten Möglichkeiten können hydrostatische Getriebe in Zukunft sicher in einem weiten Betriebsbereich mit Wirkungsgraden zwischen 0,8 und 0,9 arbeiten. Darüber hinaus besteht aber schon jetzt die günstige Möglichkeit, bei verminderter Geschwindigkeit und Teillast — der Schlepper wird in diesem Betriebszustand mit einem großen Zeitanteil gefahren — durch geschickte Abstimmung der Zusammenarbeit von Dieselmotor und hydrostatischem Getriebe Schlepper-Gesamtwirkungsgrade zu erreichen, welche die mit Stufengetrieben erreichbaren noch übertreffen können. Dies soll nachstehend kurz erläutert werden.

3.3 Wirkungsgrad von Dieselmotor und hydrostatischem Getriebe im Teillastbereich

Fast alle Fahrzeuge haben große Betriebszeitanteile mit verminderten Fahrgeschwindigkeiten und gleichzeitig geringem Leistungsbedarf. Diese verminderten Geschwindigkeiten — z. B. beim Schlepper zwischen 3 bis 6 km/h für Drillen, Walzen, Hakken, Sprühen, Heuwenden und andere Arbeiten — können mit den verschiedensten Zuordnungen der Dieselmotordrehzahl und Getriebeübersetzung erreicht werden, im Extremfall bei Motorhöchstdrehzahl und kleinem Pumpenschwenkwinkel oder bei kleinster Motordrehzahl und großem Pumpenschwenkwinkel. Dies gilt allerdings nur mit einer Einschränkung: bei Schlepperarbeiten mit der Motorzapfwelle ist die Motordrehzahl gebunden. Der Schlepperwirkungsgrad ist aber ganz entscheidend von der gewählten Zuordnung abhängig, und zwar ergibt sich, daß beide Wirkungsgrade, nämlich der des Dieselmotors und der des hydrostatischen Getriebes mit der Verminderung der Dieselmotordrehzahl stark ansteigen. In **Bild 21** ist dazu der Wirkungsgrad des Getriebes II in Abhängigkeit von der Antriebsdrehzahl bei konstanter Antriebsleistung von 16,5 PS dargestellt. Außerdem wurde die Abtriebsdrehzahl — und damit die Fahrgeschwindigkeit — dabei durch entsprechende Pumpenverstellung konstant gehalten (Förderstrom und Druck konstant). Die obere Kurve ist für eine kleine Abtriebsdrehzahl von 500 U/min gültig, und die untere Kurve für eine mittlere Drehzahl von 1000 U/min. Man sieht, daß der Wirkungsgrad stark mit der Antriebsdrehzahl abfällt, was hauptsächlich auf die ansteigende Steuerspiegelreibung in der Pumpe zurückzuführen ist.

Aus dem Wirkungsgrad-Kennfeld eines Schlepper-Dieselmotors, **Bild 22**, ist ebenfalls zu ersehen, daß bei konstanter Leistung, z. B. 15 PS, der Wirkungsgrad mit wachsender Drehzahl stark abfällt.

Die Überlagerung beider Tendenzen wird im **Bild 23** gezeigt. Über der Drehzahl des Dieselmotors bzw. der Antriebsdrehzahl des Getriebes sind der Wirkungsgrad des Dieselmotors, der Wirkungsgrad des Getriebes und der aus beiden gebildete Maschinenwirkungsgrad aufgetragen. Die Kurven gelten für eine konstante Leistung von 15 PS und eine konstante Abtriebsdrehzahl (Fahrgeschwindigkeit) von 1000 U/min. Man erkennt, daß allein durch die Wahl der Drehzahl des Dieselmotors der Gesamtwirkungsgrad des Schleppers von 0,19 auf 0,29 verbessert werden kann.

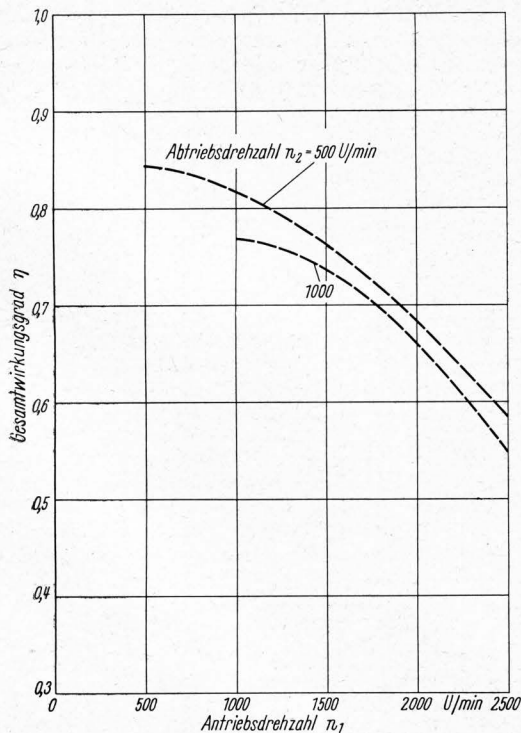


Bild 21. Wirkungsgrade des hydrostatischen Getriebes II in Abhängigkeit von der Antriebsdrehzahl bei konstanter mittlerer Antriebsleistung und konstanter mittlerer Abtriebsdrehzahl.
Antriebsleistung $N_1 = 16,5$ PS Öltemperatur $\vartheta = 50^\circ\text{C}$

Bild 22. Drehmoment-Drehzahl-Kennfeld eines Schlepper-Dieselmotors mit Kurven konstanten Wirkungsgrades und Linien konstanter Leistung.

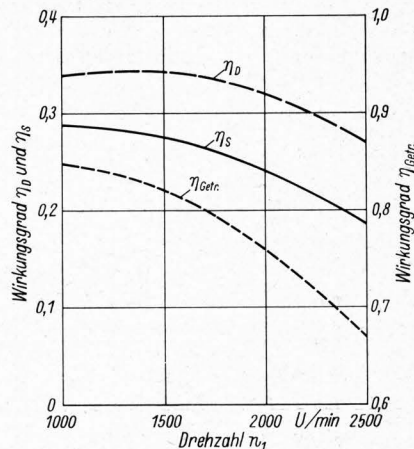
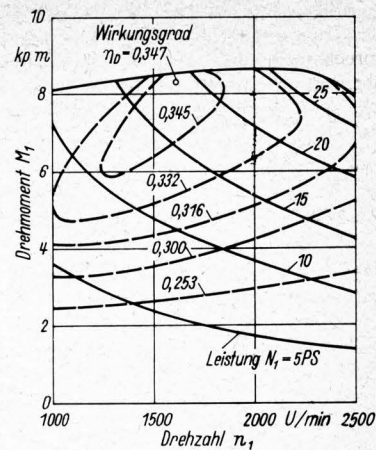


Bild 23. Wirkungsgrad eines Dieselmotors und eines hydrostatischen Getriebes sowie der aus beiden gebildete Maschinenwirkungsgrad in Abhängigkeit von der Antriebsdrehzahl im Teillastbereich.

Leistung $N_1 = 15$ PS = konst.
Abtriebsdrehzahl (Fahrgeschwindigkeit) $n_2 = 1000$ U/min = konst.
 η_D Wirkungsgrad des Dieselmotors
 η_{Getr} Wirkungsgrad des hydrostatischen Getriebes
 $\eta_S = \eta_D \eta_{\text{Getr}}$ Gesamtwirkungsgrad des Schleppers

Mit dem in **Bild 24** gezeigten Entwurf einer Verstellvorrichtung können diese Möglichkeiten ohne großen konstruktiven Aufwand vom Fahrer genutzt werden. Hierbei ist für die Verstellung von Dieselmotor und hydrostatischem Getriebe, also für die Wahl der Fahrgeschwindigkeit nur ein Hebel, der Fahrhebel vorgesehen. Durch Bewegungen des Hebels in Querrichtung wird nur die Dieselmotordrehzahl verstellt, während mit einer zusätzlichen Bewegung in Längsrichtung Vorwärts- und Rückwärtsfahrt

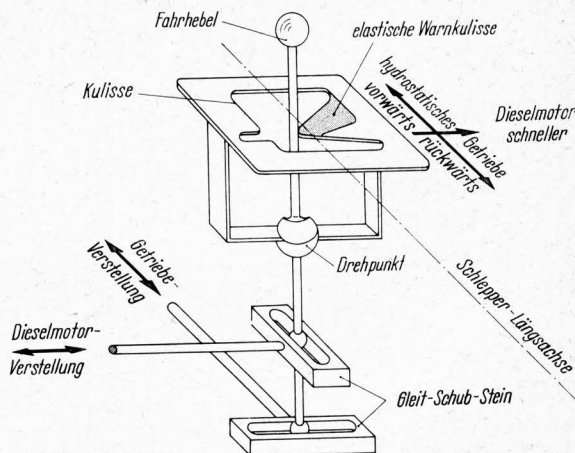


Bild 24. Verstellvorrichtung mit einem gemeinsamen Fahrhebel für die Verstellung des Dieselmotors und des hydrostatischen Getriebes. Durch eine Wärmkulisse ist der unwirtschaftliche Bereich der Dieselmotor- und Getriebeeinstellung markiert.

gewählt und die Getriebeübersetzung eingestellt wird. Eine Kulisse begrenzt die Hebelbewegung, der Hebeldrehpunkt liegt unterhalb der Kulisse, und die Übertragungen der Bewegung auf die Verstellstangen des Dieselmotors und des Getriebes erfolgt über Gleit-Schub-Steine. Durch die Ausbildung der Kulisse ist es nun möglich, das Fahren im unwirtschaftlichen Betriebsbereich — also hohe Dieselmotordrehzahl bei kleiner Fahrgeschwindigkeit und Teillast — zu verhindern. Da bei Zapfwellenarbeiten mit dem Schlepper notwendigerweise mit der Motorhöchstdrehzahl gefahren werden muß, wurde die den ungünstigen Betriebsbereich begrenzende Kulisse hier nur als Warnkulisse aus elastischem Material vorgesehen, die bei Bedarf beiseite geschoben werden kann. Eine ähnliche Lösung mit einem mechanischen Stufengetriebe vorzusehen, z. B. durch Fahren mit kleiner Dieselmotordrehzahl in einem „schnellen“ Gang, ist aus betriebstechnischen Gründen kaum möglich. Denn bei plötzlich auftretendem höheren Leistungsbedarf — etwa infolge einer Bodenwelle — müßte mit dem Stufengetriebe geschaltet werden, was oft den Stillstand des Schleppers zur Folge haben würde, während mit dem hydrostatischen Getriebe die Übersetzung augenblicklich und stufenlos verstellt werden kann.

4. Zusammenfassung

An zwei serienmäßigen mechanischen 8-Gang-Gruppengetrieben für Schlepper und an zwei hydrostatischen Getrieben, wovon das eine für Schlepper und das andere für Fahrzeuge vorgesehen ist, wurden die Tendenzen der Verlustleistung und die Wirkungsgrade ermittelt. Bei den mechanischen Stufengetrieben wurden im weiten Bereich der Belastung und der

Übersetzung Wirkungsgrade zwischen 0,8 und 0,9 gefunden, während die entsprechenden Werte der hydrostatischen Getriebe zwischen 0,7 und 0,8 lagen. Besonders bei den hydrostatischen Getrieben stehen aber noch zahlreiche konstruktive und betriebstechnische Möglichkeiten zur Verbesserung der Wirkungsgrade offen, so daß der Wirkungsgrad einer Verwendung dieser Getriebe in Schleppern und Fahrzeugen nicht mehr entgegensteht.

5. Schrifttum

- [1] *Kahrs, M.*: Die Entwicklung einer hydrostatischen Leistungsbremse zur Prüfung von Fahrzeug- und Schleppergetrieben. *Grundl. Landtechn.* **17** (1967) Nr. 1, S. 15/22.
- [2] *Niemann, G.*: Schmierfilmbildung, Verlustleistung und Schadensgrenzen bei Zahnrädern mit Elvolventenverzahnung. *VDI-Z.* **97** (1955) Nr. 10, S. 305/08.
- [3] *Niemann, G., und H. Ohlendorf*: Verlustleistung und Erwärmung von Stirnradgetrieben. *VDI-Z.* **102** (1960) Nr. 6, S. 216/24.
- [4] *Malachowsky, W. E.*: Untersuchung des Wirkungsgrades der Traktor-Triebwerke. *Kraftfahrzeugtechn.* **7** (1957) Nr. 1, S. 6/9.
- [5] *Bloch, P.*: Theoretische und experimentelle Untersuchungen an einem Flüssigkeitsuntersetzungsgetriebe. Diss. ETH Zürich 1952.
- [6] *Vogelpohl, G.*: Betriebssichere Gleitlager. Berlin, Göttingen, Heidelberg: Springer-Verl. 1958. S. 29/33.
- [7] *Zoehl, H.*: Ölhydraulik Wien: Springer-Verl. 1963. S. 102/11.
- [8] *Molly, H.*: Stufenloses hydrostatisches Getriebe mit Leistungsverzweigung. *Grundl. Landtechn.* **15** (1965) Nr. 2, S. 47/54.

KURZAUSZÜGE AUS DEM SCHRIFTTUM

(Fortsetzung von Seite 202)

Dynamik gezogener Bodenwerkzeuge

Vornkahl, W.: Dynamik gezogener Bodenwerkzeuge im Modellversuch. Fortschr.-Ber. VDI-Z. Reihe 14, Nr. 7. Düsseldorf: VDI-Verlag 1967. 156 S., 74 B., 78 Q. DK 624.131:631.31

Es wird der Einfluß von Form- und Größenverhältnissen von Modellwerkzeugen auf den Bodenwiderstand bei Arbeitsgeschwindigkeiten bis zu 20 km/h untersucht. Die Ausdehnung der Messungen auf besonders hohe Arbeitsgeschwindigkeiten erfolgte im Zusammenhang mit der Umstellung der Bodenbearbeitungswerkzeuge vom langsamen tierischen Zug auf die höheren Geschwindigkeiten des Schlepperbetriebes. Die dabei progressiv zunehmenden Widerstandskräfte lassen sich auch bei höheren Werkzeuggeschwindigkeiten in wirtschaftlich zulässigen Grenzen halten, wenn die Werkzeugformen unter Vermeidung unnötiger Beschleunigungen der Bodenteilechen eine entsprechende Formgebung erhalten. *GL 120 W. V.*

Hydrostatisches Schleppergetriebe

Morris, W. H. M.: The IHC Hydrostatic. Farm Mechanization and Buildings **19** (1967) Nr. 215, July, S. 79. DK 631.372-58

Es werden Einzelheiten des ersten hydrostatischen Schleppergetriebes der USA, das auf Wunsch von International Harvester Company in den Typ 656 eingebaut wird, beschrieben. Dabei handelt es sich um ein Aggregat in Blockbauweise, das im Schlepper dort untergebracht ist, wo sich sonst das Stufengetriebe befindet. Der Wandler besteht aus einer servoverstellbaren Axialkolbenpumpe der Schrägscheibenbauart und einem gleichartigen, jedoch etwas größeren Ölmotor (der Aufbau wird in einer Abbildung gezeigt). Beide Maschinen haben ein gemeinsames Steuergehäuse. Verstellt wird sowohl primär als auch sekundär. Darüber hinaus wurde dem Wandler zur Erreichung guter Wirkungsgrade noch ein 2-Gang-Getriebe nachgeordnet. Trotz dieser sehr günstigen Konzeption ist der Wirkungsgrad des Getriebes immer noch merklich schlechter als bei der herkömmlichen Bauart, und man hat deswegen die Motorleistung angehoben (2300 U/min statt 1800 U/min), um die Zugleistung des konventionellen Typs zu erreichen. Erfahrungen wurden mit der Hydrostatik bei der IHC bereits in großem Umfang auf dem Landmaschinensektor, z. B. bei Mähreschern gewonnen, und man hofft, daß der Produktionsanteil hydrostatischer angetriebener 656-Schlepper bald die Stückzahl der weiterhin in Serie

gefertigten herkömmlichen Stufengetriebe erreichen wird, obwohl die Mehrkosten beachtlich sind: der Grundpreis der Maschine mit Dieselmotor und herkömmlichem Stufengetriebe beträgt in den USA etwa DM 22200,—. Diese Summe erhöht sich für Maschinen mit unter Last schaltbarer Gruppe um DM 910,— und bei der Version mit hydrostatischem Wandler um DM 3150,—. *GL 121*

Braunschweig

K. Th. Renius

Getriebeentwicklung landwirtschaftlicher Schlepper

Sherwen, T.: A review of power transmission in farm machinery (Ein Rückblick auf die Entwicklung von mechanischen, elektrischen und hydrostatischen Kraftübertragungen bei Landmaschinen). *J. Proc. Instn Agric. Engrs* **22** (1966) Nr. 1, S. 7/12, 36 und 37. DK 621.81/.85:631.17(091):631.372-58

Der Aufsatz bringt in einer weit ausholenden Darstellung historische Marksteine der Technik, die auf die Entwicklung landwirtschaftlicher Schlepper unter besonderer Berücksichtigung der Ölhydraulik von Einfluß waren oder zur Vorgeschichte gerechnet werden können.

Während die erste praktische Anwendung von Zahnrädern um 300 bis 400 v. Chr. in Griechenland vermutet wird, glaubt der Verfasser die ältesten Ideen hydrostatischer Kraftübertragung bei *Leonardo da Vinci* gefunden zu haben, die jedoch wie viele seiner anderen zahlreichen Erfindungen nicht ausgeführt wurden. Erst viel später, gegen Ende des 19. Jahrhunderts, setzt die praktische Entwicklung mechanischer, elektrischer und hydrostatischer Getriebe für Fahrzeuge ein:

Zu den ersten hydrostatischen Einrichtungen, die lediglich zur Erzeugung großer Kräfte mit Hilfe von Arbeitszylindern dienen, kommen zahlreiche Konstruktionen hydrostatischer Maschinen mit und ohne Förderstromverstellung. Große wirtschaftliche Bedeutung erlangten diese Aggregate jedoch nicht, da die Abichtungen nicht befriedigten und die erreichbaren Fertigungsgenauigkeiten und Werkstoffqualitäten zu gering waren. Der große Aufschwung der Hydraulik und damit auch die Anwendung bei Ackerschleppern blieb der neuesten Zeit nach dem Zweiten Weltkrieg vorbehalten.

Elektrische Antriebe sind um die Jahrhundertwende bei Kraftfahrzeugen sehr beliebt. So wird auch ein Schlepper mit einem elektrischen Wandler ausgerüstet (*Backer* 1912), wobei der Antrieb aus einer Brennkraftmaschine, einem Generator und in den Antriebsrädern untergebrachten Elektromotoren besteht.