

Verlustleistung und Wirkungsgrad von Hydro-Axialkolbengetrieben und ihre Abhängigkeit von konstruktiven Merkmalen

Von **Manfred Kahrs**, Braunschweig

Mitteilung aus dem Institut für Landmaschinen der Technischen Universität Braunschweig

Bei den stufenlosen hydrostatischen Antrieben haben sich die Axialkolbenaggregate heute allgemein durchgesetzt und werden von zahlreichen Firmen in verschiedenen Bauformen hergestellt. Da der Wirkungsgrad für viele Anwendungsfälle eine große Bedeutung hat, werden in dieser Arbeit die Zusammenhänge zwischen der konstruktiven Ausführung der Axialkolbenaggregate und ihrem Wirkungsgrad theoretisch und experimentell untersucht. Anhand der Meßergebnisse wird ferner die Abhängigkeit des Wirkungsgrades von den für die Anwendung wichtigen Betriebsgrößen angegeben. Nach diesem Überblick über die heutigen Verhältnisse wird über die vielfach noch offenen Möglichkeiten zur Erzielung günstigerer Wirkungsgrade durch konstruktive Maßnahmen oder durch die Wahl eines vorteilhaften Betriebszustandes berichtet.

Inhalt

- 1 Einleitung
- 2 Konstruktiver Aufbau und Leistungsverluste der Axialkolbenaggregate
 - 2.1 Bauformen der Axialkolbenaggregate
 - 2.2 Bauformen der Axialkolbenaggregate
 - 2.3 Leistungsverzweigung bei Axialkolbengetrieben
 - 2.4 Verlustanalyse
- 3 Verlustleistung und Wirkungsgrad verschiedener Axialkolbenaggregate
 - 3.1 Axialkolbenaggregate üblicher Bauform
 - 3.2 Axialkolbenaggregate mit Leistungsverzweigung
- 4 Möglichkeiten zur Erzielung günstiger Wirkungsgrade bei Antrieben mit Axialkolbenaggregaten
- 5 Zusammenfassung
- 6 Schrifttum

1 Einleitung

Aufgrund ihrer vielseitigen funktionellen Vorzüge haben Hydro-Axialkolbenaggregate heute in fast allen Gebieten des Maschinenwesens weite Anwendungsbereiche gefunden. Sie werden inzwischen von einer großen Zahl von Firmen in größeren Serien hergestellt und angeboten, wobei in der Gesamtkonzeption und auch im Detail erheblich voneinander abweichende Konstruktionen zu beobachten sind. Durch diese konstruktive Vieltätigkeit wird neben dem Bauvolumen, dem Gewicht und dem Herstellungspreis vor allem auch der Wirkungsgrad beeinflusst.

Die Frage des Wirkungsgrades hat aber für viele Anwendungsfälle eine sehr große Bedeutung, besonders wenn es darum geht, herkömmliche Antriebe durch Axialkolbenaggregate zu ersetzen. Daher sollen im Rahmen dieses Aufsatzes die Zusammenhänge zwischen der konstruktiven Gestaltung der Axialkolbenaggregate und ihrem Wirkungsgrad untersucht werden. Das geschieht zunächst theoretisch durch eine Analyse der gebräuchlichen Konstruktionen und ihrer Verlustquellen und danach durch die Darstellung der für mehrere Getriebe vorliegenden Meßergebnisse. Als Ergebnis für Hersteller und Anwender der Axialkolbenaggregate werden am Schluß der Arbeit konstruktive und betriebstechnische Gesichtspunkte zur Erzielung günstiger Wirkungsgrade zusammengestellt.

Dr.-Ing. Manfred Kahrs war während der Durchführung dieser Arbeit wissenschaftlicher Assistent am Institut für Landmaschinen (Direktor: Prof. Dr.-Ing. H. J. Matthies) der Technischen Universität Braunschweig und ist jetzt als Abteilungsleiter in der Technischen Entwicklung der Gebr. Claas Maschinenfabrik GmbH, Harsewinkel, tätig.

2 Konstruktiver Aufbau und Leistungsverluste der Axialkolbenaggregate

2.1 Bauformen der Axialkolbenaggregate

Bekanntlich unterscheidet man heute zwei grundsätzlich verschiedene Bauformen der Axialkolbenaggregate, die besonders in der inneren Kraftführung voneinander abweichen. Sie werden allgemein als „Thoma-Bauform“ und „Schrägscheiben-Bauform“ bezeichnet; diese Bezeichnungen sollen auch hier beibehalten werden. In **Bild 1** ist zunächst ein nach der Thoma-Bauform ausgeführtes verstellbares Aggregat dargestellt. Die Antriebswelle endet hier in einem Triebflansch, an dem die Kolben über Kolbenstangen angelenkt sind. Durch die Kugelgelenke der Kolbenstangen bedingt, wirken auch bei ausgeschwenktem Zylinderblock an den Kolben nur axiale Kräfte, und das Drehmoment entsteht direkt am Triebflansch. Der Zylinderblock hat daher kein nennenswertes Drehmoment zu übertragen, und die Kolben bleiben nahezu frei von Querkräften, von Fliehkräften abgesehen. Nur bei Mitnahme des Zylinderblocks müssen verhältnismäßig geringe Reibungskräfte übertragen werden, wozu sich die Kolbenstangen an die kegeligen Bohrungen der Kolben anlegen. An der in **Bild 1** gezeigten Konstruktion sind noch einige Abwandlungen bekannt, so etwa die Einführung eines Kardangelenks oder eines Gleichlaufgelenks zur Mitnahme des Zylinderblocks oder auch die kinematische Umkehrung mit schief auf der Welle sitzendem Triebflansch und feststehendem Zylinderblock; sie sind in mehreren Aufsätzen [2; 5; 7] ausführlich erläutert und brauchen hier nicht behandelt werden, da sie nur wenig Einfluß auf den Wirkungsgrad haben.

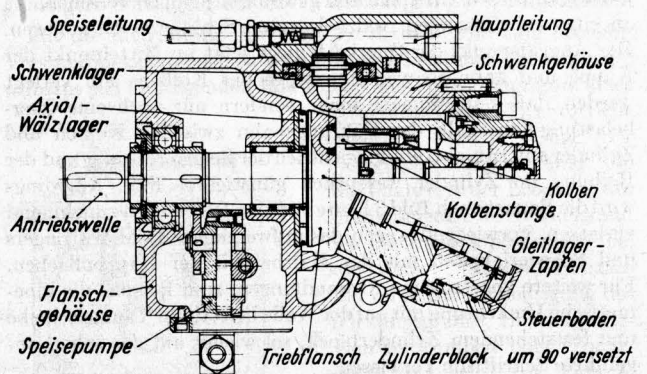


Bild 1. Verstellbares Axialkolbenaggregat in Thoma-Bauform.

Wie **Bild 1** weiter zu entnehmen ist, ist bei Verstellaggregaten der Thoma-Bauform infolge der Schwenkung von Zylinderblock und Steuerboden die Ölstromführung nicht ganz einfach. In jeder der beiden Hauptleitungen muß der Ölstrom vier 90°-Krümmern und längere Kanäle passieren, wobei hohe Strömungsverluste entstehen; es sind aber auch in dieser Hinsicht günstigere Lösungen möglich, die bei der Behandlung der vollständigen Axialkolbenaggregate erläutert werden. Zur radialen und axialen Lagerung des Triebflansches werden heute meist Wälzlager verwendet ebenso wie für die radiale Lagerung des Zylinderblocks. Ein hydrodynamisches Axiallager befindet sich dagegen in der Gleitfläche zwischen Zylinderblock und Steuerboden, wo aber infolge der nur geringfügigen Querkräfte auch nur kleine Axial- oder Andrückkräfte benötigt werden.

Hinsichtlich des Wirkungsgrades sind also die Strömungsverluste bei den Thoma-Verstellaggregaten der ungünstigste Faktor während an den Wälzlagerungen sowie an den Kolben und am

Steuerspiegel nur verhältnismäßig geringe Verluste zu erwarten sind. Allerdings dürfte der konstruktive Aufwand auch etwas höher liegen als bei der nun zu behandelnden Schrägscheiben-Bauform.

Ein nach der Schrägscheiben-Bauform ausgeführtes Verstellaggregat ist in **Bild 2** dargestellt. Hier wird das Drehmoment in den mit der Antriebswelle verbundenen Zylinderblock eingeleitet, und die Kolbenkräfte stützen sich über beweglich angelenkte und hydrostatisch entlastete Gleitschuhe auf der schwenkbaren Schrägscheibe ab. Bei ausgeschwenkter Schrägscheibe greift dann in der Mitte des kugelförmigen Kolbenendes eine Querkraft an, die der axialen Kolbenkraft und dem Tangens des Schwenkwinkels proportional ist. Da sich der Angriffspunkt dieser Querkraft immer und periodisch sogar sehr weit außerhalb der Führungsbahn der Kolben im Zylinder befindet, bewirkt die Querkraft hier auch ein Moment, das sehr ungünstig an den Endkanten von Kolben und Zylinder abgestützt wird. Als Folge sind eine ungenügende Schmierfilmbildung im Spalt zwischen Kolben und Zylinder und dadurch hohe Reibungsverluste und Verschleiß möglich.

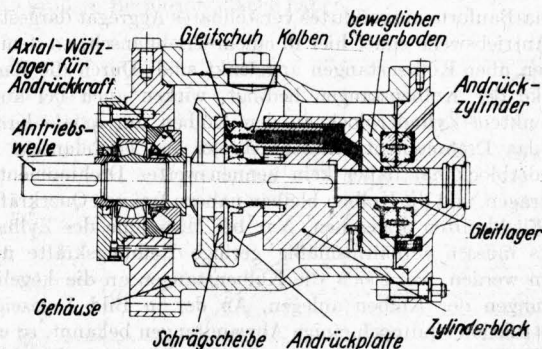


Bild 2. Verstellbares Axialkolbenaggregat in Schrägscheiben-Bauform mit Gleitschuhkolben.

Mit der in **Bild 3** gezeigten Abwandlung der Schrägscheiben-Bauart lassen sich in dieser Hinsicht günstigere Verhältnisse erzielen. Bei diesem Aggregat wird die Kolbenkraft nicht über Gleitschuhe abgestützt, sondern die Kolben sind hierfür an den jeweiligen Enden mit sphärisch gewölbten Kappen versehen, die an einer mitdrehenden, wälzgelagerten Schrägscheibe anliegen. Der Angriffspunkt der Querkraft liegt jetzt im Mittelpunkt der Kappe und kann so weit zur Mitte des Kolbens hin verlegt werden, daß kein Moment mehr, sondern nur noch eine Querbelastung innerhalb der Führungsbahn zwischen Kolben und Zylinder auftritt, also ein hinsichtlich der Beanspruchung und der Reibung im Zylinder wesentlich günstigerer Fall. Allerdings wird die Bauart nach Bild 3 heute von den Herstellern zunehmend verlassen, vorwiegend wegen des aufwendigen Axial-Wälzlagers und Schwierigkeiten mit der Haltbarkeit der Kappenflächen. Für weitere konstruktive Abwandlungen, zum Beispiel die kinematische Umkehrung mit auf der Welle befestigter Taumelscheibe und feststehendem Zylinderblock, sei wieder auf das schon angeführte Schrifttum verwiesen.

Die Summe der Kolbenquerkräfte und der Kolbenreibungskräfte wirkt bei den Schrägscheiben-Aggregaten auf den Zylinderblock. Um trotzdem einen möglichst gleichmäßigen und engen Spalt zwischen Zylinderblock und Steuerboden zu erhalten, sind zwischen Steuerboden und Zylinderblock höhere

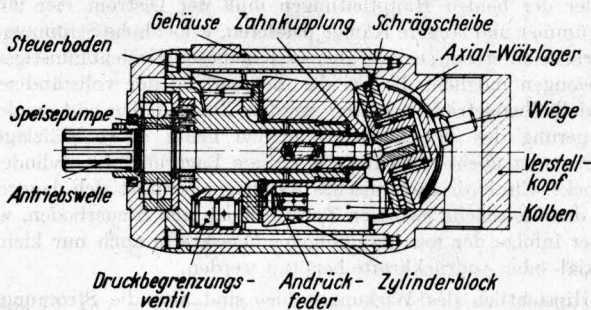


Bild 3. Verstellbares Axialkolbenaggregat in Schrägscheiben-Bauform mit Kappenkolben und wälzgelagerter Schrägscheibe.

axiale Andrückkräfte erforderlich, die hydrostatisch und mit Federn aufgebracht werden. Daher wird auch am Steuerspiegel eine verhältnismäßig hohe Reibung auftreten.

Zur Gewichtersparnis müssen die Kolben der Schrägscheiben-Aggregate zur Ölseite hin hohl ausgeführt werden. Hierdurch ergeben sich beim Druckwechsel in den Zylindern zusätzliche Kompressionsverluste, die besonders bei kleinem Förderstrom und großem Druck eine beträchtliche Verschlechterung des Wirkungsgrades verursachen können. Konstruktive Abhilfe ist durch teilweise Füllung der Kolben mit leichtem, aber inkompressiblem Material möglich oder bei Kappenkolben auch durch abschließende Deckel.

Im Gegensatz zu Thoma-Aggregaten können bei Schrägscheiben-Maschinen sehr kurze und gerade Kanäle für den Ölstrom vorgesehen werden, die vom Steuerboden direkt aus dem Gehäuse führen, so daß die Strömungsverluste sehr gering sein werden. Zur Lagerung der Antriebswelle werden in den meisten Fällen Wälzlager verwendet. Wie schon erwähnt, werden bei der Ausführung nach Bild 2 die Kolben über weitgehend hydrostatisch entlastete Gleitschuhe mit hydrodynamischer Reibung abgestützt und bei der Ausführung nach Bild 3 über ein Axialwälzlager.

Hinsichtlich des Wirkungsgrades der Schrägscheiben-Aggregate werden sich also die hohen Belastungen der Kolbenlaufbahnen und der Steuerspiegel-Gleitfläche ungünstig auswirken. Durch das Anwachsen der Kolbenquerkräfte bedingt können bei Schrägscheiben-Aggregaten auch nur verhältnismäßig kleine Schwenkwinkel bis zu etwa 20° zugelassen werden (bei Thoma-Aggregaten dagegen bis über 30°), wodurch der Verstellbereich mit günstigem Wirkungsgrad weiter eingengt und der Vorteil der kleinen Baugröße teilweise aufgehoben wird. Bei Maschinen mit Gleitschuhkolben werden außerdem an diesen Elementen besonders bei hoher Geschwindigkeit und kleiner Belastung verhältnismäßig hohe Verluste auftreten. Im Bauaufwand und in der Baugröße haben die Schrägscheiben-Aggregate aber einige Vorzüge, die sie für einige Anwendungsfälle hydrostatischer Getriebe gut geeignet erscheinen lassen.

2.2 Bauformen der Axialkolbengetriebe

Beim hydrostatischen Getriebe, das zum Beispiel als Fahr-antrieb eines Ackerschleppers oder einer selbstfahrenden Arbeitsmaschine verwendet wird, arbeiten nun mehrere Aggregate — eine Axialkolbenpumpe und ein oder mehrere Axialkolbenmotoren — im geschlossenen Kreislauf zusammen. Neben den Axialkolbenaggregaten müssen hierbei noch einige weitere Elemente, wie die Speise- und Spülanlage oder die Servo-Verstellrichtung, vorgesehen und betrieben werden. Da der Aufbau und die Funktion dieser Getriebe schon in zahlreichen Veröffentlichungen und Büchern [6; 10] behandelt wurden, soll im Rahmen dieser Arbeit nur ein knapper Überblick über einige Unterschiede der Bauform gegeben werden, die einen teilweise bedeutenden Einfluß auf den Wirkungsgrad haben.

Verwendete Formelzeichen

E	Elastizitätsmodul des Öls
l	charakteristische Länge
$M_{1,2}$	An-, Abtriebsmoment
M_{1max}	maximales Antriebsmoment
N	Leistung
N_1	Antriebsleistung
N_{1hydr}	hydrostatisch übertragene Leistung
N_V	Verlustleistung
$n_{1,2}$	An-, Abtriebsdrehzahl
p	Öldruck
p_s	maximaler Öldruck im Bereich der Sekundärverstellung
q_1	spezifisches Fördervolumen der Pumpe
Q	Förderstrom der Pumpe
v	Verstellung
α	Zähigkeits-Druck-Faktor des Öls
$\delta_{1,2}$	Spaltweite
η	Zähigkeit des Öls
η_0	Zähigkeit des Öls bei Atmosphärendruck
θ	Öltemperatur
μ	Wälzlagerreibungswert
ρ	Dichte des Öls
φ	Schwenkwinkel

Ein grundsätzliches Unterscheidungsmerkmal ist dabei die räumliche Anordnung der Aggregate. Für viele Anwendungsfälle, z. B. den Ackerschlepper, ist es erwünscht, daß Pumpe und Motor dicht beieinander in einem Gehäuse angeordnet sind, während in anderen Fällen, z. B. beim Mähdrescher, eine getrennte Anordnung etwa mit der Pumpe am Antriebsdieselmotor und den Motoren an den Triebbrädern des Fahrzeugs gefordert wird. Man spricht daher im ersten Fall von der Kompaktbauweise und im zweiten Fall von der aufgelösten Bauweise. Das Beispiel eines mit Thoma-Aggregaten ausgeführten Getriebes in Kompaktbauweise zeigt **Bild 4** Pumpe und Motor liegen hier untereinander, und es ist nur eine Pumpen- oder Primärverstellung vorgesehen; man erkennt deutlich die durch die Schwenklager der Pumpe geführten Ölkanäle mit zahlreichen Krümmern und längeren Strecken. Diese ungünstige Ölstromführung konnte aber bei anderen Konstruktionen der Thoma-Bauform vermieden werden, zum Beispiel bei der in **Bild 5** gezeigten. Hier sind Pumpe und Motor verstellbar (Primär- und Sekundärverstellung) und koaxial im Gehäuse angeordnet. Die schwenkbaren Teile beider Aggregate sind gelenkig mit zwei kurzen Koppelgliedern verbunden, durch

die der Ölstrom von der Pumpe zum Motor und wieder zurückfließt. Als Abwandlungen dieser Konstruktion könnten auch Teleskoprohre oder Schlauchleitungen an Stelle der Koppelglieder vorgesehen werden.

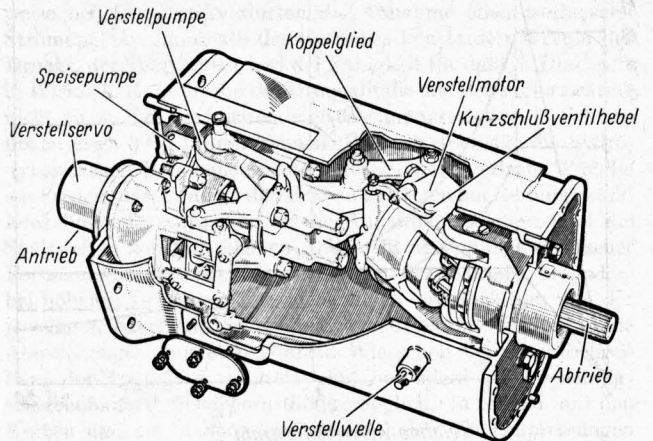


Bild 5. Hydrostatisches Getriebe in Kompaktbauweise mit hintereinanderliegenden Thoma-Aggregaten (Primär- und Sekundärverstellung).

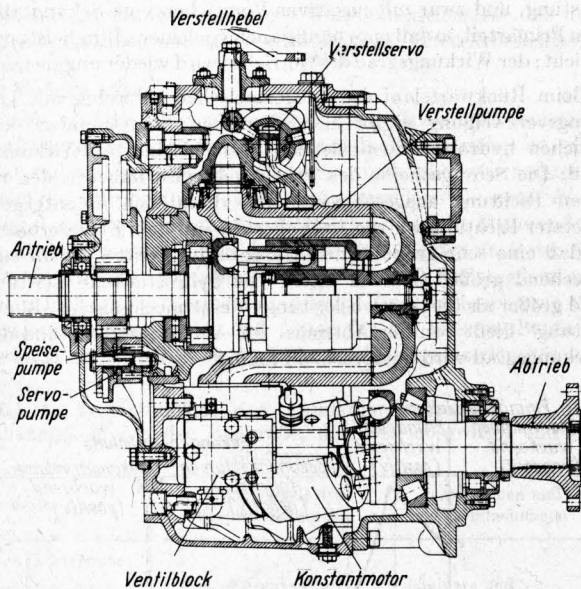


Bild 4. Hydrostatisches Getriebe in Kompaktbauweise mit untereinanderliegenden Thoma-Aggregaten (Primärverstellung).

Bei der Ausführung von Kompaktgetrieben mit Schrägscheiben-Aggregaten ergeben sich noch einfachere Konstruktionen, wie in **Bild 6** dargestellt. Bei diesem Getriebe sind grundsätzlich Pumpe und Motor mit Hilfe der Schrägscheiben verstellbar, und die festen Steuerböden können in einer gemeinsamen Platte untergebracht werden. Dadurch ergeben sich eine kleine Baugröße sowie gerade und außerordentlich kurze Ölkanäle mit minimalen Strömungsverlusten.

Hydrostatische Getriebe in der aufgelösten Bauweise werden häufig für Einzelradantriebe verwendet, z. B. beim Mähdrescher. Hier werden die Verstellpumpe am Antriebsdieselmotor und zwei ebenfalls verstellbare Motoren an den Triebbrädern angeordnet, so daß Pumpe und Motoren mit längeren Rohrleitungen für die zu- und abfließenden Ölströme verbunden werden müssen. Grundsätzlich sind daher aufgrund der Rohrströmungsverluste bei den in aufgelöster Bauweise ausgeführten Getrieben ungünstigere Wirkungsgrade zu erwarten als bei Kompaktgetrieben.

Für die Beurteilung des Verlustverhaltens und zum besseren Verständnis des danach zu behandelnden Leistungsverzweigungsprinzips soll im folgenden **Bild 7** noch das Vollastdiagramm eines hydrostatischen Fahrtriebes erläutert werden. 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 Pumpen- oder Primärverstellung wird die Fahrgeschwindigkeit durch Vergrößerung des Pumpenschwenkwinkels und damit des Förderstroms Q stufenlos vergrößert. Das Abtriebsmoment M_2 und der Öl-

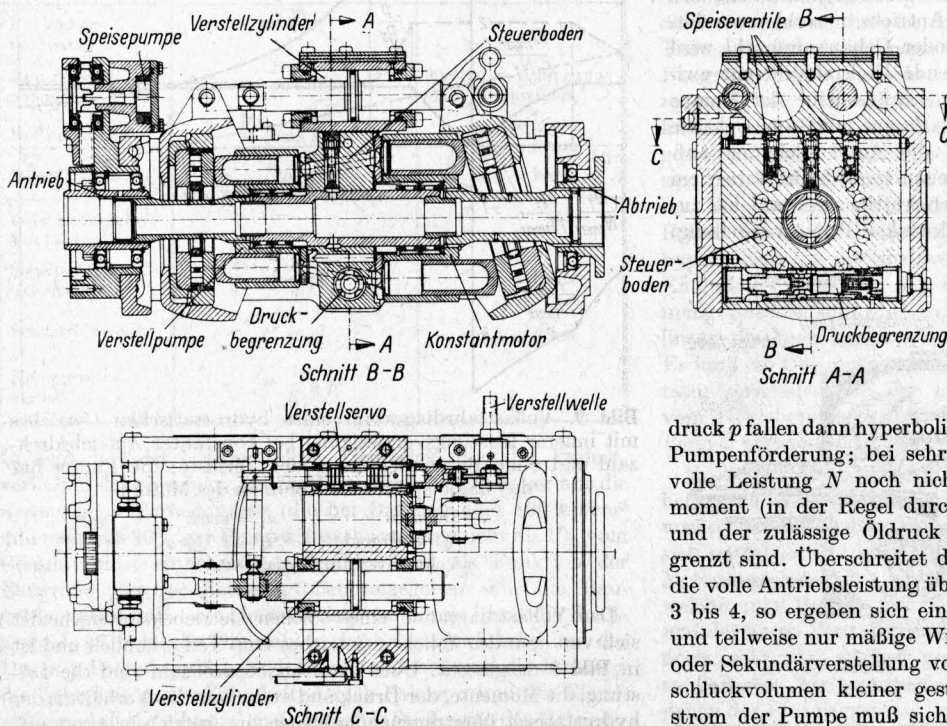


Bild 6. Hydrostatisches Getriebe in Kompaktbauweise mit hintereinanderliegenden Schrägscheiben-Aggregaten (Primär- und Sekundärverstellung).

druck p fallen dann hyperbolisch bis zum Erreichen der maximalen Pumpenförderung; bei sehr kleinen Geschwindigkeiten ist die volle Leistung N noch nicht übertragbar, weil das Abtriebsmoment (in der Regel durch den Kraftschluß der Triebbräder) und der zulässige Öldruck (durch die Werkstofffestigkeit) begrenzt sind. Überschreitet der Geschwindigkeitsbereich, in dem die volle Antriebsleistung übertragen werden soll, das Verhältnis 3 bis 4, so ergeben sich ein entsprechend großer Druckbereich und teilweise nur mäßige Wirkungsgrade. Dann muß die Motor- oder Sekundärverstellung vorgesehen werden, wobei das Motorschluckvolumen kleiner gestellt wird. Bei konstantem Förderstrom der Pumpe muß sich dann die Drehzahl des Motors erhöhen; der Druck bleibt konstant und das Abtriebsmoment fällt weiter hyperbolisch ab.

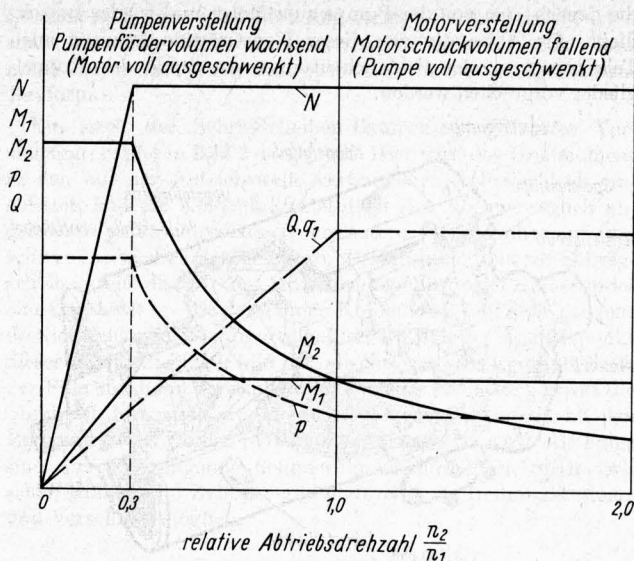


Bild 7. Vollastfahrdiagramm eines hydrostatischen Getriebes bei konstanter Antriebsdrehzahl und ohne Berücksichtigung der Verluste; Pumpe und Motor mit gleichem spezifischen Volumen.

$$\begin{aligned} \text{Drehzahl} \quad n_1 &= \text{konst} \\ \text{Wirkungsgrad} \quad \eta &= 1 \end{aligned}$$

2.3 Leistungsverzweigung bei Axialkolbengetrieben

Bei der Anwendung des Leistungsverzweigungsprinzips [3; 8] wird die Eingangsleistung bekanntlich teilweise auf mechanischem Wege direkt und teilweise hydrostatisch unter Drehzahl-Drehmoment-Wandlung übertragen, wodurch sich in bestimmten Betriebsbereichen deutliche Wirkungsgradverbesserungen erreichen lassen. Man unterscheidet dabei die „äußere“ Leistungsverzweigung, die mit Hilfe zusätzlicher mechanischer Differentialgetriebe verwirklicht wird und hier nicht behandelt werden soll, und die „innere“ Leistungsverzweigung, die bei Kompaktgetrieben in Schrägscheibenbauform ohne weitere Getriebelemente ausgeführt werden kann. Dieses Prinzip ist in **Bild 8** dargestellt; im Gegensatz zum üblichen hydrostatischen Getriebe wird hier der Zylinderblock des Motors festgehalten und das Gehäuse des Getriebes mit den Schrägscheiben und dem Steuerboden kann als Abtrieb umlaufen. Das Antriebsmoment wirkt dann gleichzeitig auf den Zylinderblock der Verstellpumpe und über die Schrägscheibe auf das umlaufende Gehäuse, also auf den Abtrieb. Dagegen wird die Antriebsdrehzahl verzweigt, denn mit zunehmender Abtriebs- oder Gehäusedrehzahl wird die für den Pumpenstrom maßgebende Drehzahldifferenz zwischen dem Zylinderblock und der Schrägscheibe der Pumpe kleiner. Entsprechend den an der Pumpe und am Gehäuse wirkenden Drehzahlen wird auch die Antriebsleistung aufgeteilt. Im Anfahrpunkt wird die Leistung auf hydrostatischem Wege übertragen; mit zunehmender Abtriebsdrehzahl bei zunächst wachsendem Pumpenschwenkwinkel (Primärverstellung)

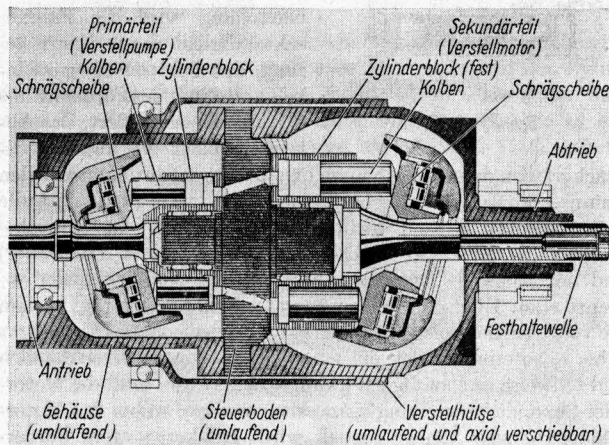


Bild 8. Prinzipbild eines hydrostatischen Getriebes mit innerer Leistungsverzweigung. Pumpe und Motor sind in Schrägscheibenbauform und verstellbar ausgeführt.

und danach abnehmendem Motorschwenkwinkel (Sekundärverstellung) nimmt der hydrostatisch übertragene Leistungsanteil ab und der mechanisch über das Gehäuse übertragene entsprechend zu. Wird bei der Sekundärverstellung der Schwenkwinkel Null erreicht, fließt kein Ölstrom mehr und die gesamte Antriebsleistung wird mechanisch vom Gehäuse übertragen; die an- und abtriebsseitigen Drehzahlen und Drehmomente sind dann gleich. Es ist nun leicht verständlich, daß bei kleinem oder sogar zu Null werdendem hydrostatischem Leistungsanteil die Verluste auch klein werden und damit ein entsprechend günstiger Wirkungsgrad erreicht wird. Allerdings muß man beachten, daß auch beim Schwenkwinkel Null des Verstellmotors, wenn kein Ölstrom fließt, gewisse Verluste des Axialkolbengetriebes dennoch auftreten, so zum Beispiel die Kompressionsverluste und die Reibungsverluste am Motor. Wird nun der Motorschwenkwinkel, nachdem Null erreicht war, in der anderen Richtung wieder vergrößert, so wird der Motor zur Pumpe und fördert einen Ölstrom und die Abtriebsdrehzahl nimmt weiter zu (die Bezeichnungen Primär- und Sekundärteil statt Pumpe und Motor sind daher besser). Es fließt also wieder eine hydrostatische Leistung, und zwar mit negativen Vorzeichen vom Sekundärteil zum Primärteil, so daß man häufig auch von einer „Blindleistung“ spricht; der Wirkungsgrad des Getriebes wird wieder ungünstiger.

Beim Rückwärtslauf des hydrostatischen Getriebes mit Leistungsverzweigung ergibt sich allerdings ein gegenüber dem üblichen hydrostatischen Getriebe verschlechterter Wirkungsgrad. Die Schrägscheibe des Primärteils wird dabei in der anderen Richtung ausgeschwenkt und dreht sich in entgegengesetzter Richtung wie die Antriebswelle mit dem Zylinderblock, so daß eine sehr große Differenzdrehzahl auftritt und ein entsprechend großer Ölstrom fließt. Die hydrostatische Leistung wird größer als die Antriebsleistung — eine mechanische „Blindleistung“ fließt von der Abtriebs- zur Antriebsseite — und der Wirkungsgrad wird entsprechend mäßig.

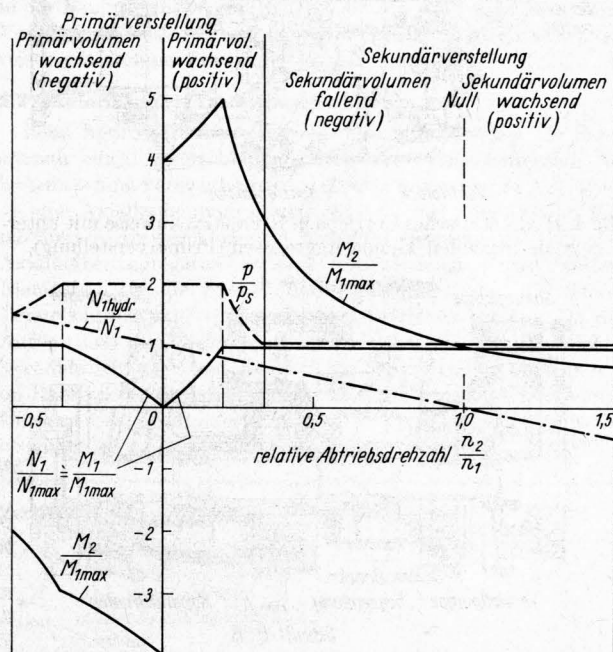


Bild 9. Vollastfahrdiagramm eines hydrostatischen Getriebes mit innerer Leistungsverzweigung bei konstanter Antriebsdrehzahl und ohne Berücksichtigung der Verluste; die Pumpe hat das halbe spezifische Volumen des Motors.

$$\begin{aligned} \text{Drehzahl} \quad n_1 &= \text{konst} \\ \text{Wirkungsgrad} \quad \eta &= 1 \\ \text{Volumenverhältnis} \quad q_p/q_s &= 0,5 \end{aligned}$$

Das Vollastdiagramm eines solchen Getriebes unterscheidet sich von dem des üblichen Getriebes zum Teil erheblich und ist in **Bild 9** dargestellt. Über der Abtriebsdrehzahl sind die Leistung, die Momente, der Druck und außerdem das Verhältnis der hydrostatisch übertragenen Leistung zur Antriebsleistung aufgetragen, wobei alle Größen durch Bezug auf konstante Werte dimensionslos gemacht wurden. Diesem Diagramm entnimmt

man zunächst als Vorzug des Leistungsverzweigungsgetriebes, daß der Verstellbereich bei konstanter Leistung gegenüber dem üblichen Getriebe stark erweitert ist, und zwar infolge der über den Schwenkwinkel Null hinausgehenden Sekundärverstellung. Als nachteilig ist dagegen die Kennlinie des Abtriebsmoments zu werten; im Bereich der Druckbegrenzung nimmt nämlich das Abtriebsmoment mit der Abtriebsgeschwindigkeit zu, was mit den Zusammenhängen zwischen dem mechanischen und dem hydrostatischen Leistungsanteil zu erklären ist. Für Fahrtriebe wird dagegen das maximale Abtriebsmoment stets im Anfahrpunkt benötigt. Das Verhältnis der hydrostatisch übertragenen Leistung zur Antriebsleistung verläuft wie vorher erläutert als Gerade mit den Werten 1 und 0 bei den Abtriebsdrehzahlen 0 und 1, woraufhin vor allem in der Nähe der Übersetzung 1 günstige Wirkungsgrade zu erwarten sind.

Wie schon erwähnt, muß die Anwendung der Leistungsverzweigung in der Regel auf Kompaktgetriebe beschränkt bleiben. Außerdem soll darauf hingewiesen werden, daß dem Vorteil teilweise günstigerer Wirkungsgrade als Nachteil ein höherer Bauaufwand gegenübersteht, zum Beispiel infolge zusätzlicher Lagerungen und eines Massenausgleichs für das umlaufende Gehäuse und einer schwierigeren Verstellvorrichtung.

2.4 Verlustanalyse

Sowohl für die konstruktive Gestaltung als auch für den wirtschaftlichen Einsatz der Hydro-Axialkolbengetriebe ist eine Analyse ihrer Verluste sehr wichtig. Sie wurde schon von mehreren Forschern durchgeführt [1; 9] und besonders die von Bloch angegebene Form ist sehr übersichtlich und leicht anzuwenden. Die Verluste werden hiernach am zweckmäßigsten nach der Art ihres Entstehens in Strömungsdruckverluste, Reibungsverluste und volumetrische Verluste eingeteilt. Eine Nachrechnung der einzelnen Anteile ergibt, daß einige für die meisten Betriebszustände unwesentlich sind und vernachlässigt werden können.

Tafel 1. Verlustquellen der Axialkolbenaggregate und ihre Abhängigkeit von der Baugröße, den Betriebsgrößen und den Stoffwerten

Verlustquelle	Abhängigkeit der Verlustleistung N_v	Annahmen und Vereinfachungen
Druckverluste: Rohrströmungsdruckverlust	$l^3 \eta_0 e^{\alpha p} (\sin \varphi)^2 n^2 + l^{9/2} \eta^{1/4} \rho^{3/4} \times (\sin \varphi)^{11/4} n^{1/4}$	laminare und turbulente Strömung, isotherme Strömung
Reibungsverluste:		
Steuerspiegelreibung	$\frac{l^4}{\delta_1} \eta n^2$	hydrodyn. Schmierung ohne Mischreibung
Kolbenreibung	$\frac{l^4}{\delta_2} \eta (\sin \varphi)^2 n^2$	$\eta = \text{konst}$ $\delta_{1,2} = \text{konst}$
Wälzlagerreibung	$l^3 \mu n p$	$\mu = \text{konst}$
volumetrische Verluste:		
Steuerspiegelleckölverlust	$\delta_1^3 \frac{1}{\eta} p^2$	$\eta = \text{konst}$
Schmierölverlust	$\delta_2^3 \frac{1}{\eta} p^2$	$\delta_{1,2} = \text{konst}$
Kompressionsverlust	$l^3 \frac{1}{E} n p^2$	

In dem in **Tafel 1** dargestellten Überblick über das Verlustverhalten des einzelnen Axialkolbenaggregats sind daher nur die wesentlichen Verlustanteile (die bei Drücken über 100 kp/cm² und mehr als 30%iger Pumpenaussschwenkung mehr als 1% vom Gesamtverlust einnehmen) aufgeführt und als Funktion der Baugröße und der Betriebsgrößen angegeben. Für die Baugröße stehen dabei die charakteristische Länge l und die Spaltweite δ , während die Drehzahl n , der Schwenkwinkel φ und der Druck p Betriebsgrößen sind. Darüber hinaus sind die Dichte ρ , die Zähigkeit η , der Zähigkeits-Druck-Faktor α und der Elastizitätsmodul E (teilweise veränderliche) Stoffwerte des Betriebsmittels Hydrauliköl; außerdem erscheint noch der Wälzlager-Reibwert μ .

Bei der Berechnung der angegebenen Abhängigkeiten mußten allerdings einige Annahmen und Vereinfachungen getroffen werden, die nach dem heutigen Wissensstand nur durch spezielle Versuche ermittelt werden können. Hierzu gehört beispielsweise bei den Druckverlusten die Annahme einer isothermen Strömung mit innerhalb des Getriebes konstanten Werten des Drucks, der Temperatur und der Zähigkeit für das Öl. Dies trifft in Wirklichkeit aufgrund der Druckabfälle und der Verlustwärme nicht zu, so daß die verwendeten Rechnungsansätze zu Fehlern bis zu etwa 30% führen können. Dies gilt auch für die hydrodynamischen Reibungsverluste und die Leckölverluste. Für die am Steuerspiegel und an den Kolben auftretenden Reibungs- und Leckölverluste wurde weiter die Annahme getroffen, daß die Spaltweiten konstant bleiben. Dies trifft aber infolge elastischer Formänderungen und Verschiebungen der Bauteile besonders bei höheren Drücken sicher nicht zu, so daß auch hier von der jeweiligen Konstruktion abhängige und verhältnismäßig große Abweichungen auftreten können. Wie schon bei der Beschreibung der Aggregate erläutert, sind besonders bei der Schrägscheibenbauart Betriebszustände möglich, in denen an den Kolben und am Steuerspiegel infolge hoher Flächenpressungen ungünstige Mischreibung auftritt, was hier ebenfalls nicht berücksichtigt werden konnte.

Dennoch geben die in der Tafel 1 angegebenen Abhängigkeiten einen brauchbaren Überblick über das Verhalten der Verlustleistung und des Wirkungsgrades. Man entnimmt ihr, daß eine große Zahl der Verlustanteile drehzahlabhängig ist, wobei die Verlustleistung teilweise linear, mit der zweiten Potenz und nahezu mit der dritten Potenz der Drehzahl ansteigt. Da die Antriebsleistung nur linear zunimmt, werden sich mit steigender Drehzahl stark abfallende Wirkungsgrade ergeben. Die Versuche bestätigen dies und zeigen, daß die Drehzahlerhöhung in der Regel die unwirtschaftlichste Art der Leistungssteigerung ist. Mit dem Druck wächst die Verlustleistung etwa linear und quadratisch, also auch stärker als die Antriebsleistung. Gemessene Wirkungsgrade fallen daher allgemein von bestimmten Drücken an ab, so daß es auch für Druckerhöhungen Wirtschaftlichkeitsgrenzen gibt. Vom Sinus (bei Thoma-Aggregaten) oder dem Tangens (bei Schrägscheiben-Aggregaten) des Schwenkwinkels sind nur wenige Verlustanteile abhängig, und zwar die Strömungsverluste mit der zweiten und nahezu der dritten Potenz sowie die Kolbenreibungsverluste mit der zweiten Potenz. Man kann hieraus sowie aus den entsprechenden experimentellen Ergebnissen schließen, daß die Schwenkwinkelvergrößerung besonders bei strömungsgünstiger Gestaltung die wirtschaftlichste Art der Leistungssteigerung ist, die allerdings nur bei Aggregaten der Thoma-Bauform voll ausgenutzt werden kann. Mit der für die Baugröße charakteristischen Länge l ergibt sich, wie eine Nachrechnung zeigt, im allgemeinen ein leichtes Ansteigen des Wirkungsgrades bei konstantem Druck und konstanter Gleitgeschwindigkeit. Einen entscheidenden Einfluß auf die Verluste und den Wirkungsgrad hat dagegen die Spaltweite an Kolben und Steuerspiegel. Während die Leckölverluste mit der dritten Potenz der Spaltweite ansteigen, nehmen die Reibungsverluste hyperbolisch mit der Spaltweite ab. Ähnliches gilt auch für den Einfluß der Zähigkeit des Betriebsmittels, von der die Strömungsverluste und die hydrodynamischen Reibungsverluste linear, die Leckölverluste dagegen hyperbolisch abhängig sind. Es muß ein Optimalwert der Zähigkeit und damit der Öltemperatur vorhanden sein, der von konstruktiven Einzelheiten und vom Betriebszustand abhängig ist und daher in einem weiten Bereich schwanken kann.

Nachdem bisher das Verlustverhalten des einzelnen Aggregats betrachtet wurde, sollen nun die beim kompletten Getriebe vorliegenden Verhältnisse behandelt werden. Hier summieren sich natürlich die an der Pumpe und an einem oder mehreren Motoren gleichzeitig auftretenden Verluste und die Leistungen, welche zum Betrieb von Hilfsanlagen wie dem Speisesystem und der Servo-Verstellrichtung benötigt werden. Dazu treten noch mehr oder weniger große Rohrströmungs-Druckverluste, so daß der Wirkungsgrad des Getriebes entsprechend unter denen des Einzelaggregats liegt.

Das Verlustverhalten von Pumpe und Motor eines hydrostatischen Getriebes ist bei Änderungen des Drucks oder des

Antriebsmoments und der Antriebsdrehzahl nahezu identisch. Wird dagegen bei konstantem Druck der Pumpenschwenkwinkel oder der Förderstrom geändert, so folgt am Motor eine Drehzahländerung, und bei der Pumpe und dem Motor ergeben sich nach Tafel 1 unterschiedliche Gesetzmäßigkeit für die sich summierenden Verlustanteile. Für viele Anwendungsfälle ist weiterhin das Verlustverhalten bei konstanter Leistung (mit konstanten Werten der Antriebsdrehzahl und des Antriebsmoments) im Bereich der Primärverstellung und der Sekundärverstellung interessant. Im Bereich der Primär- oder Pumpenverstellung steigen nach dem Vollastdiagramm, Bild 7, bei der Pumpe und in den Rohrleitungen die vom Schwenkwinkel abhängigen Verlustanteile an, beim Motor dagegen die drehzahlabhängigen Verluste; aufgrund der gleichzeitigen hyperbelförmigen Druckabsenkung nehmen außerdem in beiden Aggregaten die druckabhängigen Verlustanteile ab. Die Größe der einzelnen Anteile ist von konstruktiven Einzelheiten und von dem eingestellten Betriebszustand abhängig, so daß sich unterschiedliche Wirkungsgradverläufe ergeben können (wie dem weiter unten folgenden Bild 18 zu entnehmen ist). Im Bereich der Sekundär- oder Motor-

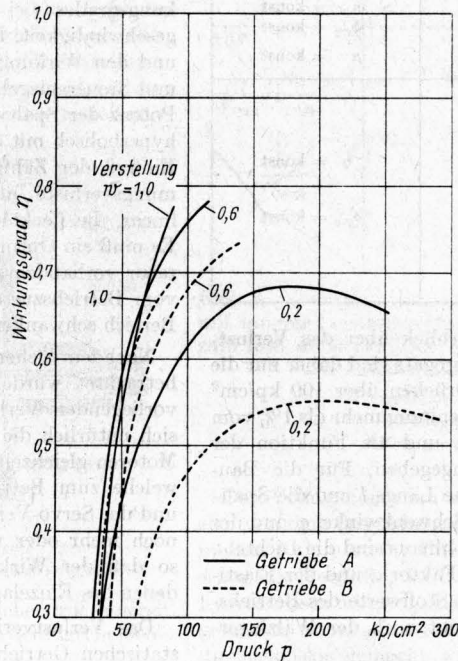
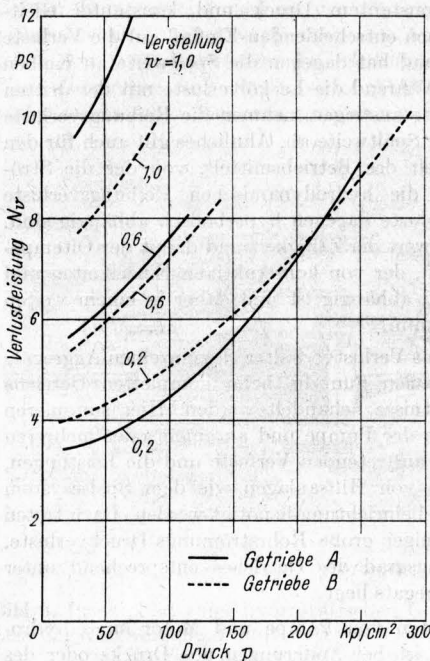
verstellung bleiben die Verhältnisse in der Pumpe, also der Förderstrom und der Druck, konstant, während beim Motor eine gleichzeitige Schwenkwinkelverringerng und Drehzahlerhöhung entsprechende Änderungen verschiedener Verlustanteile zur Folge haben, in der Regel mit abnehmendem Wirkungsgrad.

3 Verlustleistung und Wirkungsgrad verschiedener Axialkolbengetriebe

In diesem Abschnitt sollen die vorangegangenen theoretischen Betrachtungen der Bauformen und der Verluste mit den Ergebnissen eines Versuchsprogramms verglichen werden, in dem Messungen an fünf verschiedenen Axialkolbengetrieben durchgeführt wurden. Die für die Bauform charakteristischen Merkmale und die technischen Daten dieser Getriebe sind in der Tafel 2¹⁾ zusammengestellt. Im folgenden Abschnitt wird zunächst über die an den Getrieben A bis D ermittelten Ergebnisse berichtet, während die beim Getriebe E mit Leistungsverzweigung festgestellten Verhältnisse in einem weiteren Abschnitt gesondert behandelt werden.

Tafel 2. Kenngrößen und Daten der untersuchten Hydro-Axialkolbengetriebe

Untersuchtes Getriebe	A	B	C	D	E
Aggregatbauform	Thoma	Schrägscheibe Gleitschuhkolben	Schrägscheibe Gleitschuhkolben	Schrägscheibe Kappenkolben	Schrägscheibe Kappenkolben
Getriebeaufbau	Kompaktgetriebe Primär- u. Sekundärteil untereinander	aufgelöste Bauweise, Leitungsverbindung mit 2 Rohren 500 × 28 ∅	aufgelöste Bauweise, Leitungsverbindung mit 2 Rohren 400 × 22 ∅	Kompaktgetriebe Primär- und Sekundärteil direkt hintereinander	
spezifisches Volumen q_p 1/U q_s 1/U	0,105 0,105	0,062 0,068	0,032 0,064	0,132 0,233	0,100 0,203
Kolbenzahl z_p z_s	7 7	9 9	7 7	9 9	11 11
max. Schwenkwinkel φ_p Grad φ_s Grad	28 28	16 18	20 20	15 15	15 15
max. Druck p_{max} kp/cm ²	320	350	280	200	200
spezifisches Speisevolumen q_{sp} 1/U	0,015	0,013	0,008	0,005	0,008
Speisedruck p_{sp} kp/cm ²	10	16	11	4	10
Bemerkungen	Primärverstellung	Primärverstellung	Primärverstellung	Primärverstellung	Leistungsverzweigung Primär- und Sekundärverstellung



¹⁾ Die untersuchten Getriebe sind nicht mit den Prinzipdarstellungen von Bild 1 bis 6 und 8 identisch.

Bild 10 und 11. Verlustleistung und Wirkungsgrad der hydrostatischen Getriebe A und B in Abhängigkeit vom Druck für drei Verstellungen. Antriebsdrehzahl $n_1 = 2000$ 1/min Öltemperatur $\theta = 50^\circ C$

3.1 Axialkolbengetriebe üblicher Bauform

Hier werden im folgenden Verlustleistung und Wirkungsgrad in Abhängigkeit der für die Anwendung wichtigen Betriebsgrößen angegeben und, wenn interessante Unterschiede vorhanden sind, für mehrere Getriebe gegenübergestellt. Dabei ist der wichtigste Parameter zur Beurteilung des Wirkungsgradverhaltens im allgemeinen der Lasteinfluß, der bei hydrostatischen Getrieben durch den Druck gekennzeichnet wird. Daher werden die Verlustleistungen und Wirkungsgrade der Getriebe A bis D in Bild 10 bis 13 zuerst in Abhängigkeit vom Druck p (von dem der saugseitige Druck bereits abgezogen ist) dargestellt und verglichen. In **Bild 10** sind zunächst die Verlustleistungen der Getriebe A (Thoma-Bauform) und B (Schrägscheiben-Bauweise mit Gleitschuhkolben) gegenübergestellt, jeweils für drei Werte der Verstellung w (die als Verhältnis des eingestellten zum maximalen Pumpenförderstrom definiert und somit dem Pumpenschwenkwinkel proportional ist) und bei konstanter Antriebsdrehzahl von $n_1 = 2000$ 1/min. Der Anstieg der Verlustleistung mit dem Druck ist etwa quadratisch und für beide Getriebe nahezu gleich. Bei größerer Verstellung ergeben sich aufgrund der größeren Strömungsverluste auch höhere Verlustleistungen. Bei der Verstellung $w = 1$ liegt die Kurve für Getriebe A erheblich höher als die für B, was auf die wenig strömungsgünstigen Ölkanäle des Getriebes A zurückzuführen ist. Da das maximale spezifische Volumen der Aggregate des Getriebes A aber nur etwa 60% des Volumens der von A beträgt, und damit auch die von B aufgenommene Leistung entsprechend kleiner ist, liegen alle Verlustleistungen des Getriebes B vergleichsweise hoch. Dies kommt in dem entsprechenden Wirkungsgraddiagramm, **Bild 11**, klar zum Ausdruck, in dem die Wirkungsgrade des Getriebes B erheblich unter denen des Getriebes A liegen, besonders bei kleiner Verstellung. Dies ist vermutlich mit den an den Kolben und am Steuerspiegel der Schrägscheiben-Aggregate herrschenden ungünstigen Reibungsverhältnissen zu begründen, die schon bei der Beschreibung der Bauformen erläutert wurden. Als allgemeine Tendenz kann man diesem Diagramm in Übereinstimmung mit der Theorie entnehmen, daß der Wirkungsgrad mit dem Druck bis zu einer gewissen Grenze anwächst, bei deren Überschreitung er aber aufgrund des quadratischen Anstiegs der volumetrischen Verluste wieder abfällt.

In **Bild 12 und 13** werden die entsprechenden Kurven für die Getriebe C (Schrägscheiben-Bauform mit Gleitschuhkolben) und D (Schrägscheiben-Bauform mit Kappenkolben) gezeigt. Bild 12 entnimmt man, daß die Verlustleistungskurven beider Getriebe bei kleiner Belastung zunächst dicht beieinander liegen und dann etwa quadratisch ansteigen. Die Kurven für das Getriebe D haben dabei einen wesentlich größeren Stei-

gungsfaktor, was auf dessen etwa um das Vierfache größere spezifische Volumen und die entsprechend höhere Eingangsleistung zurückzuführen ist. Das Wirkungsgraddiagramm, **Bild 13**, zeigt daher erheblich bessere Werte für Getriebe D in dem zugelassenen Druckbereich bis 200 kp/cm². Die Unterschiede im Wirkungsgrad von Getriebe C und D werden wieder hauptsächlich mit den beschriebenen ungünstigen Reibungsverhältnissen bei den Schrägscheiben-Aggregaten mit Gleitschuhkolben zu begründen sein, teilweise aber auch durch unterschiedliche Strömungswege und den Baugößeneinfluß.

Ein aus **Bild 11 und 13** zu ziehender Vergleich der vier Getriebe zeigt, daß beide in der Schrägscheiben-Bauform mit Gleitschuhkolben ausgeführten Getriebe (B und C) in Übereinstimmung mit den theoretischen Untersuchungen recht mäßige Wirkungsgrade aufweisen. Gute Wirkungsgrade bei hoher Belastung zeigt das Getriebe A der Thoma-Bauform, während das

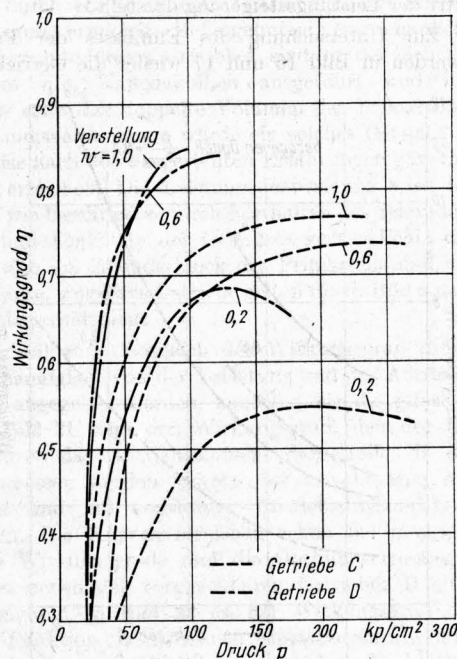
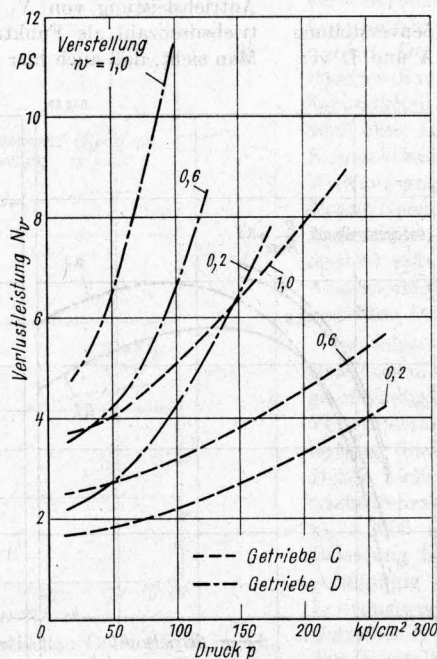


Bild 12 und 13. Verlustleistung und Wirkungsgrad der hydrostatischen Getriebe C und D in Abhängigkeit vom Druck für drei Verstellungen.

Antriebsdrehzahl $n_1 = 2000$ 1/min Öltemperatur $\theta = 50^\circ\text{C}$

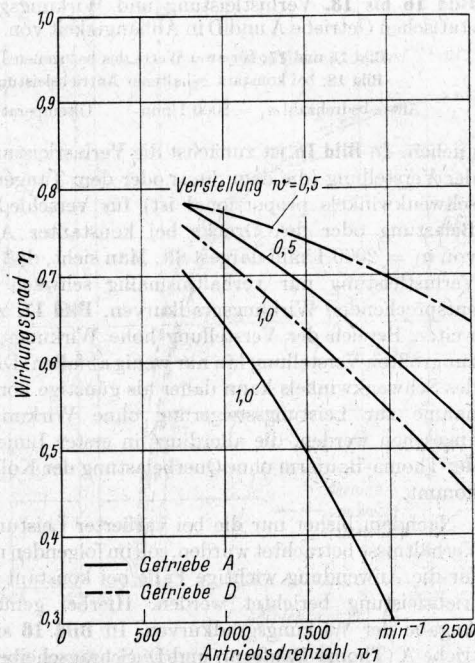
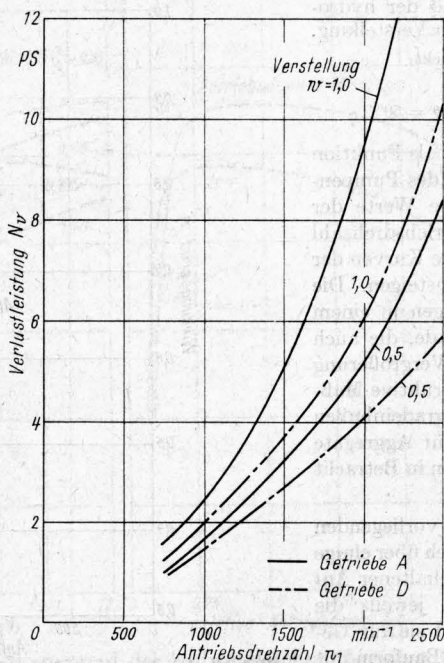


Bild 14 und 15. Verlustleistung und Wirkungsgrad der hydrostatischen Getriebe A und D in Abhängigkeit von der Antriebsdrehzahl für zwei Verstellungen.

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

in Schrägscheiben-Bauform mit Kappenkolben ausgeführte Kompaktgetriebe D besonders bei kleiner Belastung hohe Wirkungsgrade erreicht.

Der Einfluß der Antriebsdrehzahl bei konstanter Belastung (Antriebsmoment $M_1 = 5 \text{ kpm}$) auf die Verlustleistung und den Wirkungsgrad ist in Bild 14 und 15 dargestellt, wobei die Getriebe A (Thoma-Bauform) und D (Schrägscheiben-Bauform mit Kappenkolben) verglichen werden. Bild 14 entnimmt man einen außerordentlich starken Anstieg der Verlustleistung mit der Drehzahl, wie er bei der Erläuterung der Verlustanalyse schon vorausgesagt wurde. Entsprechend dem wenig strömungsgünstigen Verlauf der Ölkänales des Getriebes A der Thoma-Bauform zeigen die Kurven von A einen wesentlich stärkeren Anstieg als die für das Getriebe D. Die Wirkungsgradkurven, Bild 15, müssen daher einen starken Abfall mit der Drehzahl zeigen. Allgemein bringt das Bild 15 die Bestätigung, daß die Drehzahl-erhöhung bei Axialkolbengetrieben eine sehr unwirtschaftliche Art der Leistungssteigerung darstellt.

Zur Untersuchung des Einflusses der Pumpenverstellung werden in Bild 16 und 17 wieder die Getriebe A und D ver-

gestellt natürlich der Pumpenstrom, während der Druck aufgrund der Bedingung konstanter Leistung hyperbolisch verringert wird. Wie schon bei der Verlustanalyse erläutert, nehmen die druckabhängigen Verluste ab und die vom Schwenkwinkel und von der Drehzahl beeinflussten Verluste zu. Die Wirkungsgradkurven beginnen daher bei kleiner Verstellung mit niedrigen Werten, erreichen dann Optimalwerte bei mittlerer Verstellung und zeigen bei weiter wachsender Verstellung einen Abfall, dessen Größe stark von der strömungsgünstigen Gestaltung des Getriebes und dem Drehzahlniveau des Motors abhängig ist.

Für verschiedene Anwendungsfälle ist noch das Wirkungsgradverhalten bei konstanter Leistung und konstanter Abtriebsdrehzahl im Teillastbereich interessant, wenn die Antriebsdrehzahl variiert wird. Die Bedingung konstanter Abtriebsdrehzahl muß dabei durch eine gleichzeitige Pumpenverstellung erfüllt werden, so daß der Förderstrom konstant bleibt. Hierzu ist in Bild 19 der Wirkungsgrad des Getriebes A bei einer konstanten Antriebsleistung von $N_1 = 16,5 \text{ PS}$ für zwei Werte der Abtriebsdrehzahl als Funktion der Antriebsdrehzahl dargestellt. Man sieht, daß auch hier der Wirkungsgrad stark mit fallender

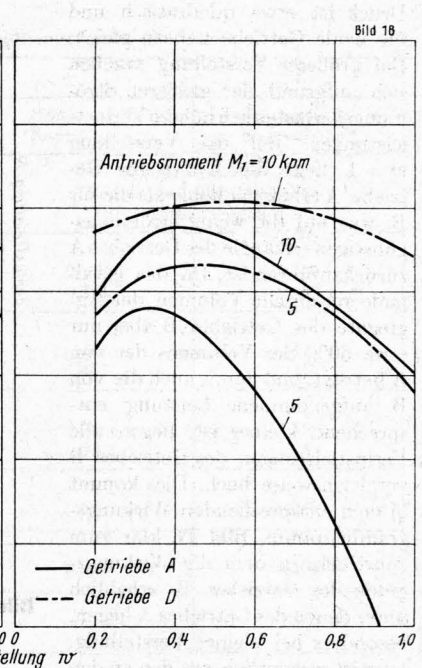
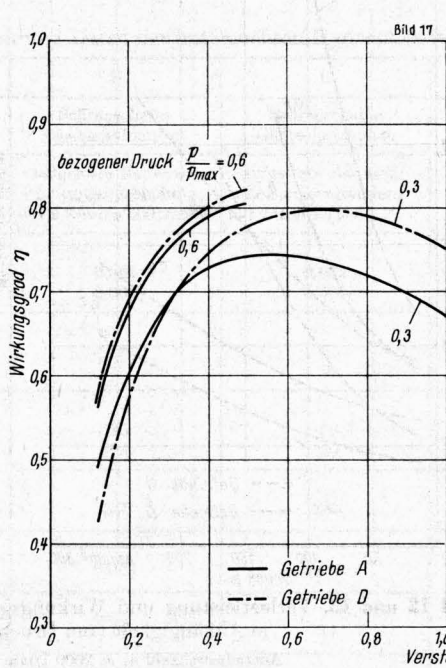
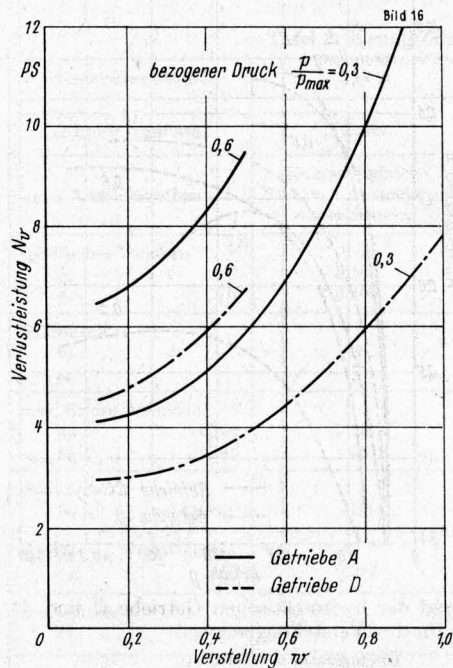


Bild 16 bis 18. Verlustleistung und Wirkungsgrad der hydrostatischen Getriebe A und D in Abhängigkeit von der Verstellung.

Bild 16 und 17: für zwei Werte des bezogenen Drucks;

Bild 18: bei konstant gehaltener Antriebsleistung.

Antriebsdrehzahl $n_1 = 2000 \text{ 1/min}$ Öltemperatur $\theta = 50^\circ\text{C}$

glichen. In Bild 16 ist zunächst die Verlustleistung als Funktion der Verstellung (die dem Sinus oder dem Tangens des Pumpenschwenkwinkels proportional ist) für verschiedene Werte der Belastung oder des Drucks bei konstanter Antriebsdrehzahl von $n_1 = 2000 \text{ 1/min}$ dargestellt. Man sieht, daß die Kurven der Verlustleistung nur verhältnismäßig schwach ansteigen. Die entsprechenden Wirkungsgradkurven, Bild 17, zeigen in einem weiten Bereich der Verstellung hohe Wirkungsgrade, die auch zur größten Verstellung hin nur wenig abfallen. Die Vergrößerung des Schwenkwinkels kann daher als günstige konstruktive Maßnahme zur Leistungssteigerung ohne Wirkungsgradeinbußen angesehen werden, die allerdings in erster Linie für Aggregate der Thoma-Bauform ohne Querbelastung der Kolben in Betracht kommt.

Nachdem bisher nur die bei variiert Leistung vorliegenden Verhältnisse betrachtet wurden, soll im folgenden noch über einige für die Anwendung wichtige Fälle bei konstant gehaltener Antriebsleistung berichtet werden. Hierbei genügt jeweils die Angabe der Wirkungsgradkurven. In Bild 18 sind sie für Getriebe A (Thoma-Bauform) und D (Schrägscheiben-Bauform mit Kappenkolben) in Abhängigkeit von der Verstellung angegeben, bei konstanter Antriebsdrehzahl von $n_1 = 2000 \text{ 1/min}$ und festen Werten des Antriebsmoments. Hierbei wächst mit der

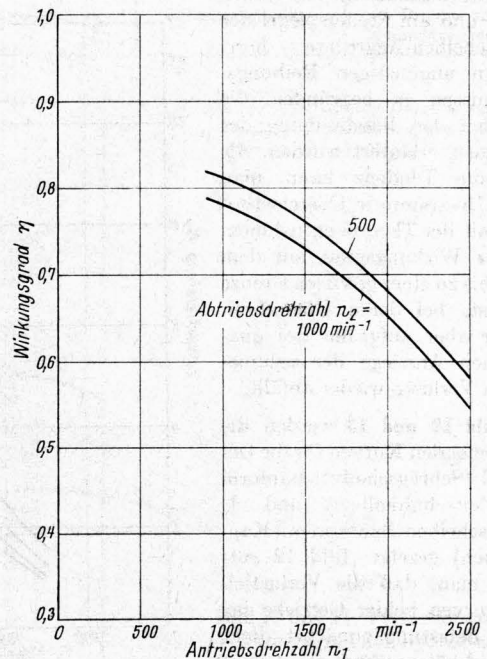


Bild 19. Wirkungsgrad des hydrostatischen Getriebes A in Abhängigkeit von der Antriebsdrehzahl bei konstanter Antriebsleistung und konstanten Abtriebsdrehzahlen.

Antriebsleistung $N_1 = 16,5 \text{ PS}$ Öltemperatur $\theta = 50^\circ\text{C}$

Antriebsdrehzahl zunimmt, was hauptsächlich auf den Einfluß der Steuerspiegelreibung der Pumpe zurückzuführen ist. Da der bei Fahrtrieben in der Regel als Antriebsquelle dienende Dieselmotor ebenfalls bei niedrigeren Drehzahlen günstigere Wirkungsgrade aufweist, kann durch die Ausnutzung beider Tendenzen mit Hilfe einer manuellen Steuerung oder einer automatischen Regelung eine erhebliche Verbesserung des Gesamtwirkungsgrades von Fahrzeugen und Arbeitsmaschinen erreicht werden [4].

Während die bisher erläuterten Diagramme für eine Öltemperatur von 50°C (mit der dynamischen Zähigkeit von etwa 25 cP) gelten, soll in **Bild 20** noch der Einfluß der Öltemperatur betrachtet werden (bei 25°C beträgt die Zähigkeit etwa 100 cP, bei 80°C etwa 9 cP). Dazu sind für das Getriebe B zwei Wirkungsgradkurven angegeben, die für die konstante Antriebsdrehzahl von $n_1 = 2000$ 1/min und für jeweils ver-

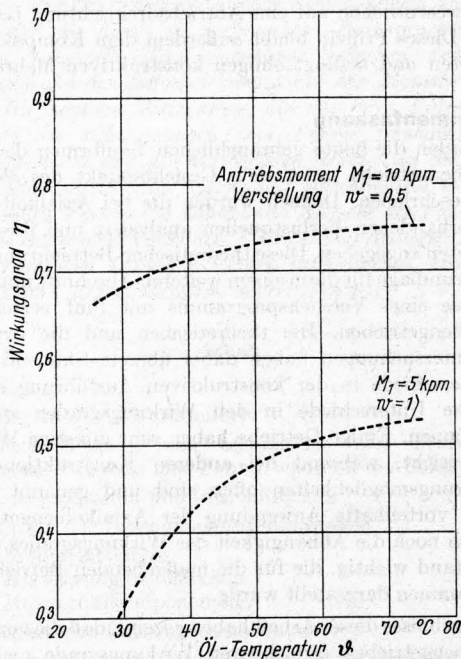


Bild 20. Wirkungsgrad des hydrostatischen Getriebes B in Abhängigkeit von der Öltemperatur für verschiedene Werte der Belastung und der Verstellung.

schiedene Zuordnungen des Antriebsmoments und der Verstellung gelten. Beide Kurven steigen über dem dargestellten Temperaturbereich an, was auf ein Überwiegen der Strömungsverluste und der Reibungsverluste zurückzuführen ist. Diese Tendenz ist natürlich bei kleiner Belastung und großer Verstellung am ausgeprägtesten. Bei sehr hoher Belastung und kleiner Verstellung kann der Anstieg der Öltemperatur aufgrund des Überwiegens der Leckölverluste aber auch zu einem Abfall des Wirkungsgrades führen. Dies wäre ein für die Betriebssicherheit hydrostatischer Getriebe sehr gefährlicher Bereich, da mit fallendem Wirkungsgrad die Öltemperatur ansteigt, und hierdurch die Leckölverluste wiederum zunehmen; eine zum Fressen gleitender Teile und damit zum Ausfall des Getriebes führende Temperaturerhöhung ist dann schnell erreicht.

3.2 Axialkolbengetriebe mit Leistungsverzweigung

Nachdem das Leistungsverzweigungsprinzip schon vorher erläutert wurde, sollen die hiermit erreichten Wirkungsgradverbesserungen durch einige an dem Getriebe E mit innerer Leistungsverzweigung ermittelte Meßergebnisse veranschaulicht werden. Die Aggregate dieses Getriebes sind in der Schrägscheiben-Bauform mit Kappenkolben ausgeführt und der Sekundärteil hat etwa das doppelte Volumen des Primärteils; auch ohne Leistungsverzweigung würde ein solches Getriebe in Kompaktbauweise nach den dargestellten Erfahrungen günstige Wirkungsgrade erreichen. Die Leistungsverzweigung wird bei diesem Getriebe wie beschrieben durch Festhalten des Sekundärzylinderblocks und Umlaufen des Gehäuses verwirklicht; der Antrieb erfolgt also am Zylinderblock des Primärteils und der Abtrieb am Gehäuse. Für diese Getriebe gelten die in Bild 9 dargestellten Betriebsverhältnisse.

Im folgenden soll zum Vergleich der Wirkungsgrad dieses Getriebes in Abhängigkeit von der Belastung und der Abtriebsgeschwindigkeit angegeben werden, zunächst für die günstige Vorwärtsfahrt. **Bild 21** zeigt den Wirkungsgrad über der Belastung (hier durch das Antriebsmoment dargestellt, da der Druck nicht gemessen werden konnte) für verschiedene Abtriebsdrehzahlen und bei konstanter Antriebsdrehzahl von $n_1 = 2000$ 1/min. Die Kurven erreichen schon bei niedriger Belastung hohe Wirkungsgrade und die Optimalwerte liegen geringfügig über denen des vergleichbaren Getriebes D ohne Leistungsverzweigung. In **Bild 22** ist der Wirkungsgrad des Getriebes E als Funktion der bezogenen Abtriebsdrehzahl (oder der Verstellung) für eine konstante Antriebsdrehzahl von $n_1 = 2000$ 1/min und für zwei Belastungen dargestellt. Diesem

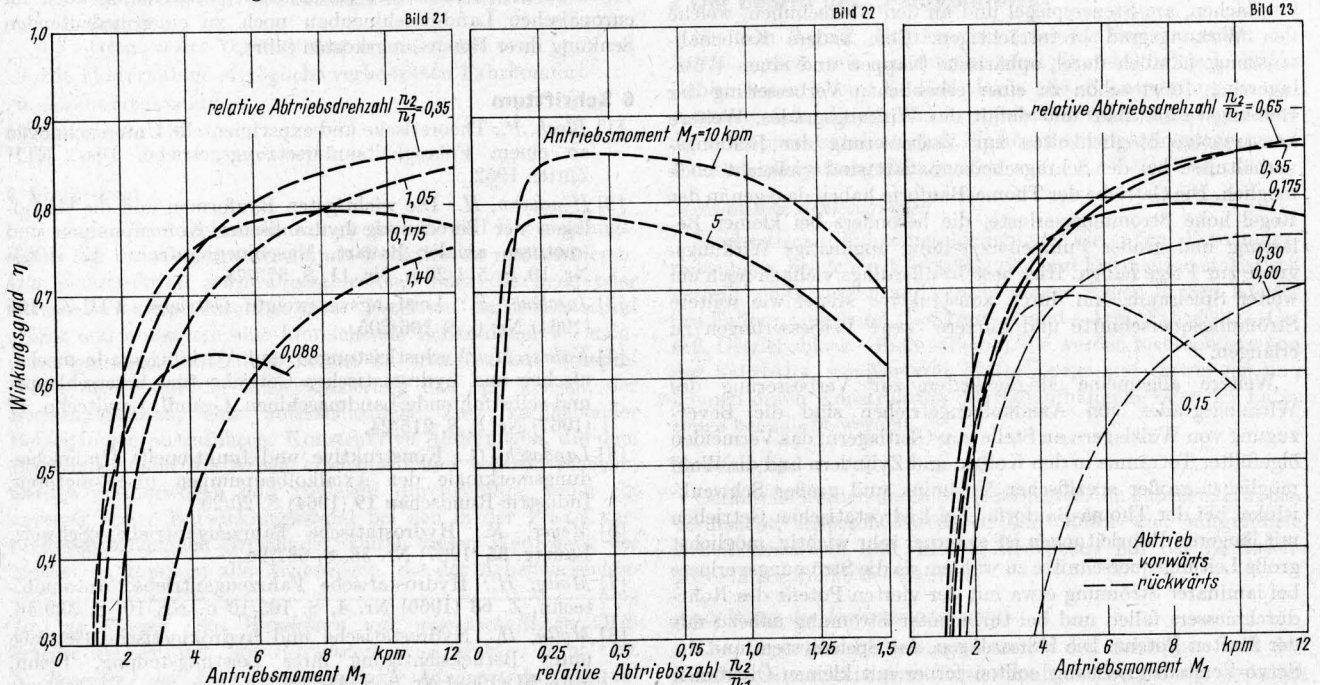


Bild 21 bis 23. Wirkungsgrad des hydrostatischen Getriebes E mit innerer Leistungsverzweigung.

Bild 21: in Abhängigkeit vom Antriebsmoment für verschiedene Abtriebsdrehzahlen; **Bild 22:** in Abhängigkeit von der Abtriebsdrehzahl für zwei Werte des Antriebsmoments; **Bild 23:** in Abhängigkeit vom Antriebsmoment für die Abtriebsdrehrichtungen vorwärts und rückwärts.
 Antriebsdrehzahl $n_1 = 2000$ 1/min Öltemperatur $\vartheta = 50^\circ\text{C}$

Bild kann man den eigentlichen Vorteil der Leistungsverzweigung entnehmen, daß nämlich hohe Wirkungsgrade über einem sehr weiten Bereich der Verstellung oder der Abtriebsdrehzahl erreicht werden, im Bereich der Primärverstellung und auch der Sekundärverstellung fast bis zur Drehzahlgleichheit $n_2 = n_1$. Mit weiter wachsender Abtriebsdrehzahl fallen die Wirkungsgrade allerdings ab, vermutlich durch hohe Reibungsverluste am Steuerspiegel des Sekundärteils verursacht.

Die ungünstigen Betriebszustände des Leistungsverzweigungsgetriebes werden aus **Bild 23** erkenntlich, in dem die Wirkungsgrade als Funktion der Belastung für verschiedene Abtriebsdrehzahlen in den Drehrichtungen vorwärts und rückwärts gegenübergestellt sind. Die Wirkungsgrade des Rückwärtslaufs liegen schon bei kleiner Abtriebsdrehzahl erheblich unter denen für den Vorwärtslauf, und diese Differenz nimmt mit wachsender Abtriebsdrehzahl noch stark zu. Für den durch die Leistungsverzweigung erzielten Wirkungsgradgewinn kann ein unter der Hälfte liegender Bruchteil des Abstandes der entsprechenden Kurven für den Vorwärts- und den Rückwärtslauf als grobes Maß dienen. Aufgrund der beim Rückwärtslauf vorhandenen ungünstigen Wirkungsgrade sollten Getriebe mit Leistungsverzweigung also nicht für Einsatzfälle mit häufigem Reversierbetrieb verwendet werden.

4 Möglichkeiten zur Erzielung günstiger Wirkungsgrade bei Antrieben mit Axialkolbenaggregaten

In den meisten Anwendungsfällen konkurrieren die hydrostatischen Antriebe mit mechanischen Getrieben, so daß deren hohe Wirkungsgrade [4] angestrebt werden müssen. Hierzu können gleichzeitig zwei grundsätzlich verschiedene Wege beschritten werden, nämlich eine hinsichtlich des Wirkungsgrades günstige konstruktive Gestaltung der Axialkolbenaggregate und die Wahl eines günstigen Betriebsbereichs für das hydrostatische Getriebe und teilweise unter Ausnutzung der stufenlosen Verstellung auch für den Antriebsdieselmotor.

Die größere Bedeutung und die größeren Möglichkeiten hat dabei die konstruktive Gestaltung der Aggregate und die Auslegung der Leitungen und der Hilfsanlagen. Hierzu haben die theoretischen und die experimentellen Untersuchungen dieser Arbeit gezeigt, daß die Gleitreibungsverluste und die Strömungsverluste einen ganz wesentlichen Einfluß auf das Wirkungsgradniveau der verschiedenen Axialkolbenbauarten haben. Bei der Schrägscheiben-Bauform mit Gleitschuhkolben sind es vor allem prinzipbedingt hohe Reibungskräfte an den Kolbenlaufflächen, am Steuerspiegel und an den Gleitschuhen, welche den Wirkungsgrad beeinträchtigen. Eine andere Kolbenabstützung, nämlich durch sphärische Kappen und einen Wälzlagering, führt schon zu einer erheblichen Verbesserung der Reibungsverhältnisse und damit des Wirkungsgrades. Weitere konstruktive Möglichkeiten zur Verbesserung der Reibungsverhältnisse bei der Schrägscheibenbauart sind vielleicht noch möglich. Die Getriebe der Thoma-Bauform haben dagegen in der Regel hohe Strömungsverluste, die besonders bei kleiner Belastung und großer Pumpenverstellung ungünstige Wirkungsgrade zur Folge haben. Hier besteht allerdings vielfach noch ein weiter Spielraum, um durch konstruktive Mittel wie weitere Strömungsquerschnitte und kürzere -wege Verbesserungen zu erlangen.

Weitere allgemeine Möglichkeiten zur Verbesserung des Wirkungsgrades von Axialkolbengetrieben sind die Bevorzugung von Wälzlagern an Stelle von Gleitlagern, das Vermeiden ölgefüllter Toträume in den Kolben und Zylindern und die Wahl möglichst großer spezifischer Volumina und großer Schwenkwinkel bei der Thoma-Bauform. Bei hydrostatischen Getrieben mit längeren Rohrleitungen ist es ferner sehr wichtig, möglichst große Leitungsquerschnitte zu wählen, da die Strömungsverluste bei laminarer Strömung etwa mit der vierten Potenz des Rohrdurchmessers fallen und bei turbulenter Strömung nahezu mit der fünften Potenz. Die Hilfsanlagen, das Speisesystem und die Servo-Verstellrichtung sollten ferner mit kleinen Ölströmen und niedrigen Drücken betrieben werden.

Zur Wahl des Betriebsbereichs kann allgemein gesagt werden, daß der Drehzahlanstieg in sehr weiten Bereichen den stärksten Abfall des Wirkungsgrades zur Folge hat, durch Strömungs-

und Reibungsverluste bedingt. Es sollten daher möglichst niedrige Drehzahlen angestrebt werden. Der Druck kann dagegen je nach Drehzahl und Schwenkwinkel höhere, zwischen 150 und 250 kp/cm² liegende Werte erreichen, ohne daß ein Wirkungsgradabfall eintritt. Bei Betriebszuständen im Teillastbereich mit verminderter Abtriebsgeschwindigkeit kann durch die Einstellung einer kleinen Antriebsdrehzahl und eines großen Pumpenschwenkwinkels ein bedeutender Wirkungsgradgewinn erreicht werden. Da der in den meisten Fällen vorhandene Antriebsdieselmotor bei kleiner Drehzahl ebenfalls mit besserem Wirkungsgrad arbeitet, sind hier teilweise beachtliche Verbesserungen möglich.

Schließlich können mit der Anwendung des Leistungsverzweigungsprinzips bei Axialkolbengetrieben noch hohe Wirkungsgrade über einem sehr breiten Verstellbereich erzielt werden, wie es bisher nicht möglich war. Allerdings sollte dabei der Einsatz im wesentlichen auf eine Abtriebsdrehrichtung beschränkt bleiben. Dieses Prinzip bleibt außerdem dem Kompaktgetriebe vorbehalten und bedingt einigen konstruktiven Mehraufwand.

5 Zusammenfassung

Es wurden die heute gebräuchlichen Bauformen der Hydro-Axialkolbengetriebe unter dem Gesichtspunkt des Wirkungsgrades beschrieben. Danach wurden die bei Axialkolbenaggregaten vorhandenen Verlustquellen analysiert und ihre Gesetzmäßigkeiten angegeben. Diese theoretischen Betrachtungen dienten als Grundlage für die in einem weiteren Abschnitt mitgeteilten Ergebnisse eines Versuchsprogramms mit fünf verschiedenen Axialkolbengetrieben. Die theoretischen und die experimentellen Untersuchungen haben dabei übereinstimmend gezeigt, daß Unterschiede in der konstruktiven Ausführung auch beträchtliche Unterschiede in den Wirkungsgraden zur Folge haben können. Einige Getriebe haben sehr günstige Wirkungsgrade erreicht, während bei anderen Konstruktionen noch Verbesserungsmöglichkeiten offen sind und genannt wurden. Für eine vorteilhafte Anwendung der Axialkolbengetriebe ist schließlich noch die Abhängigkeit des Wirkungsgrades vom Betriebszustand wichtig, die für die maßgebenden Betriebsgrößen in Diagrammen dargestellt wurde.

Die Ergebnisse dieser Arbeit haben gezeigt, daß die von Hydro-Axialkolbengetrieben erreichbaren Wirkungsgrade nicht mehr als Hindernis für ihre Einführung in Schleppern und selbstfahrenden Arbeitsmaschinen angesehen zu werden brauchen. Es bleibt zu hoffen, daß ihre zunehmende Verwendung auch im europäischen Landmaschinenbau noch zu einer bedeutenden Senkung ihrer Herstellungskosten führt.

6 Schrifttum

- [1] *Bloch, P.*: Theoretische und experimentelle Untersuchungen an einem Flüssigkeitsuntersetzungsgetriebe. Diss. ETH Zürich 1952.
- [2] *Heumann, H.*: Die wichtigsten Bauformen und die Grundlagen der Berechnung hydraulischer Kolbenpumpen und -motoren axialer Bauart. *Maschinenbautechn.* **12** (1963) Nr. 10, S. 511/26 u. Nr. 11, S. 573/78.
- [3] *Jarchow, F.*: Leistungsverzweigte Getriebe. *VDI-Z.* **106** (1964) Nr. 6, S. 196/205.
- [4] *Kahrs, M.*: Verlustleistungen und Wirkungsgrade mechanischer und hydrostatischer Getriebe für Ackerschlepper und selbstfahrende Landmaschinen. *Grundl. Landtechn.* **17** (1967) Nr. 6, S. 215/24.
- [5] *Langosch, O.*: Konstruktive und funktionelle Unterscheidungsmerkmale der Axialkolbenpumpen und -motoren. *Industrie-Rundschau* **19** (1964) S. 20/29.
- [6] *Meyer, R.*: Hydrostatische Fahrzeugantriebe. *Schweiz. Bauztg.* **85** (1967) Nr. 38, S. 687/94.
- [7] *Molly, H.*: Hydrostatische Fahrzeugantriebe. *Automob.-techn. Z.* **68** (1966) Nr. 4, S. 103/10 u. Nr. 10, S. 339/46.
- [8] *Molly, H.*: Hydrostatische und hydrokinetische Getriebe unter Berücksichtigung ihrer Leistungsteilung. *Techn. Mitt.* **61** (1968) Nr. 9, S. 414/28.
- [9] *Schlösser, W. M. J.*: Über den Gesamtwirkungsgrad von Verdrängerpumpen. *öhydraulik u. pneumatik* **12** (1968) Nr. 10, S. 415/20.
- [10] *Zoehl, H.*: *Öhydraulik*. Wien: Springer-Verlag 1963.