

Hydraulische Getriebe

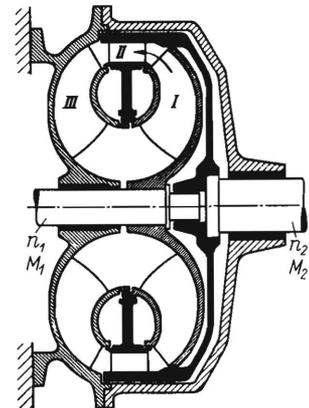
Von Egon Martyrer

In eindrucksvollen Bildern hat *Prof. Meyer* gezeigt, wie weit entwickelt vor langen Jahren bereits ein dampfgetriebener Schlepper war und welche Vorzüge er hatte [1]. Der Verfasser selbst darf hinzufügen, daß für ihn bereits vor 25 Jahren die Fahrt in einem dampfgetriebenen Personenauto ein beeindruckendes Erlebnis war; die Elastizität, die hohe Anfahrbeschleunigung aus dem Stillstand und die gleichmäßige Vortriebskraft über den ganzen Fahrbereich ohne Schaltunterbrechungen waren bestechend. Mit vielen Anstrengungen bemühen wir uns seit Einführung der Verbrennungskraftmaschine, die gleichen Vorteile zu erreichen. Der Verbrennungsmotor hat zwar große Vorteile bezüglich seines Gewichtes, seiner schnellen Betriebsbereitschaft und seiner leichten Bedienung, aber seine Nachteile, das Nichtselbstanlaufen aus dem Stillstand und unter Last sowie seine Unelastizität, d. h. sein fast gleichmäßiges Drehmoment bei wechselnden Drehzahlen werden seit Jahrzehnten nur mühsam und unvollkommen durch die Reibungskupplung und Zahnradschaltgetriebe überbrückt. Es hat nicht an Anstrengungen gefehlt, auf anderen Gebieten der Technik mit Erfolg diese Schwierigkeiten durch einen hydraulischen Antrieb zu beseitigen. Im amerikanischen Kraftfahrzeugbau beherrscht das hydrodynamische Getriebe nach dem *Föttinger*-Prinzip das Feld, im Werkzeugmaschinenbau hat der hydrostatische Antrieb seinen Einzug gehalten. Auf der hannoverschen Messe konnte man das Vordringen der Hydraulik bei allen Maschinen für Erdbearbeitung, bei Baumaschinen, Baggern, Kränen usw. feststellen, und damit erhebt sich die Frage, ob dieser Antrieb nicht auch für den Schlepper verwendbar ist und Vorteile bietet. Es wird nun nachstehend versucht, einen kurzen Überblick über die Möglichkeiten, den Aufbau und die Eigenschaften der hydraulischen Antriebe zu geben, wobei wir die beiden grundsätzlichen Prinzipien, die hydrodynamischen und die hydrostatischen Antriebe, unterscheiden müssen.

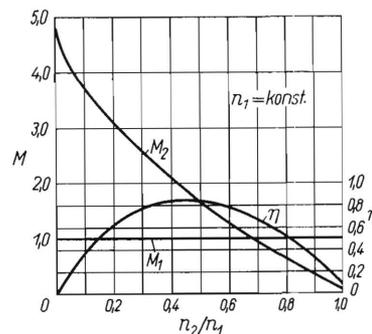
In **Bild 1** ist der Grundaufbau eines hydrodynamischen Drehmomentwandlers dargestellt. In einem Flüssigkeitskreislauf, meist gefüllt mit Öl, sind 3 Schaufelräder unmittelbar hintereinander angeordnet, ein von dem Motor angetriebenes Pumpenrad, ein mit dem Fahrzeugantrieb verbundenes Turbinenrad und ein mit dem feststehenden Gehäuse verbundenes Leitrad. Wenn wir die mit dem Pumpenrad verbundene Primärwelle 1 mit der konstanten Drehzahl n_1 antreiben, so nimmt das Pumpenrad das nahezu konstante Drehmoment M_1 auf. Die in dem Kreislauf vorhandene

Flüssigkeit wird durch Fliehkräfte in Umlauf gesetzt und erzeugt durch dynamische Wirkungen im Turbinenrad und an der Abtriebswelle 2 ein Drehmoment M_2 , dessen Verlauf über der Antriebsdrehzahl n_2 ,

Bild 1. Schema eines *Föttinger*-Getriebes (Drehmomentwandler).
I Pumpenrad
II Turbinenrad
III Leitrad
 M_1, n_1 Antriebsdrehmoment bzw. -drehzahl
 M_2, n_2 Abtriebsdrehmoment bzw. -drehzahl



die bei einem Fahrzeug gleichzeitig die Fahrgeschwindigkeit darstellt, im Diagramm **Bild 2**, aufgetragen ist. Das Abtriebsdrehmoment M_2 oder die Zugkraft eines Fahrzeuges hat den Höchstwert bei der Drehzahl $n_2 = 0$, also im Anfahrpunkt. Es fällt mit zunehmender Abtriebsdrehzahl n_2 , d. h. zunehmender Fahrgeschwindigkeit ständig ab, die Drehmomentenkurve M_2 ist also der idealen Zugkraftkurve, der Hyperbel, schon weitgehend angenähert. Wesentlich ist, daß diese Einstellung von Drehmoment und Drehzahl vollkommen selbstständig durch innere Strömungsvorgänge ohne einen Eingriff oder eine Verstellung von außen erfolgt, d. h. der hydrodynamische Drehmomentwandler paßt seine Abtriebsdrehzahl stufenlos und vollkommen selbsttätig der verlangten Zugkraft an, so daß ständig die volle Motorleistung ausgenutzt wird. Vermindern wir dagegen die Antriebsdrehzahl n_1 , dann wird das vom Wandler aufgenommene und übersetzte Drehmoment mit dem Quadrat der Drehzahländerung vermindert, so daß bei einer stärkeren Drehzahlminderung – beispielsweise



$$N = k n^3 D^5 \quad M = C n^2$$

$$\eta = \frac{M_2 n_2}{M_1 n_1}$$

$$M_1 + M_2 + M_3 = 0$$

Bild 2. Drehmoment- und Wirkungsgradverlauf eines *Föttinger*-Getriebes bei konstanter Pumpendrehzahl n_1 .

im Leerlauf – praktisch eine vollkommene Entkuppelwirkung des Getriebes selbsttätig eintritt. Aufbauend auf dieser Grundform sind die Getriebe für den Fahrzeugantrieb – in USA besonders für das Straßenfahrzeug und in Deutschland für das Schienenfahrzeug – weitgehend entwickelt und verfeinert worden, und wir kennen heute die Vor- und Nachteile des hydrodynamischen Getriebes sowie seine Grenzen sehr genau.

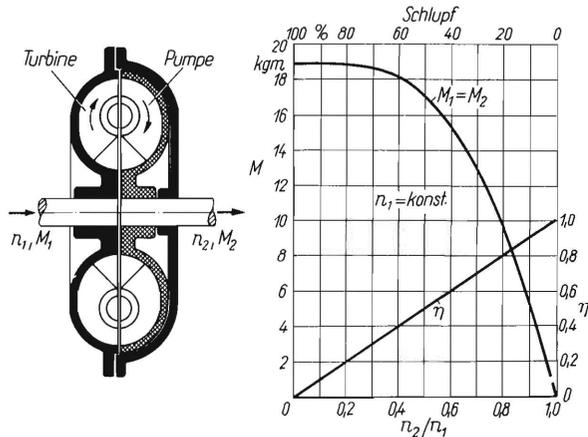


Bild 3. Schema einer Strömungs-Kupplung mit deren Kennlinien.

Eine besondere Form der hydrodynamischen Übertragung ist die hydraulische Kupplung, **Bild 3**, die nur aus zwei Schaufelrädern mit radialen Schaufeln, also einem Pumpenrad und einem Turbinenrad, in einem Flüssigkeitskreislauf besteht. In einer solchen Kupplung kann, da nur zwei Räder vorhanden sind, keine Momentenwandlung vorgenommen werden; das Antriebsmoment ist gleich dem Abtriebsmoment, es wird nur durchgeleitet. Zwischen beiden Rädern besteht aber ein gewisser Drehzahlschlupf, der von der Belastung abhängig ist; im praktischen Betrieb arbeitet man meist mit einem Schlupf von 2 bis 3%, entsprechend einem Wirkungsgrad von 97 bis 98%. Auch hier wird bei kleiner werdender Antriebsdrehzahl n_1 und gleichbleibendem Drehmoment der Schlupf größer, d.h. die Kupplung weicher; im Leerlauf tritt auch hier selbsttätig eine weitgehende Entkuppelung ein, die durch besondere Maßnahmen vollkommen gemacht werden kann. Die Übertragung des Drehmoments erfolgt in einer solchen Kupplung wieder nur durch die dynamische Wirkung der umlaufenden Flüssigkeitsmasse, die irgendwelche stoßartigen Belastungen nicht aufnehmen kann. Die hydrodynamische Kupplung ist deshalb genau wie der hydrodynamische Wandler das beste schwingungstrennende Element, das wir kennen. In **Bild 4 und 5** sind Schwingungsmessungen an der Primär- und Sekundärseite einer solchen Kupplung wiedergegeben.

Die hydrostatische Übertragung besteht im wesentlichen aus einer Kolbenpumpe und einem Kolbenmotor, die miteinander verbunden sind und von denen eine oder beide Einheiten in ihrer Fördermenge regelbar sind. Die Übertragung erfolgt durch den Volumen-

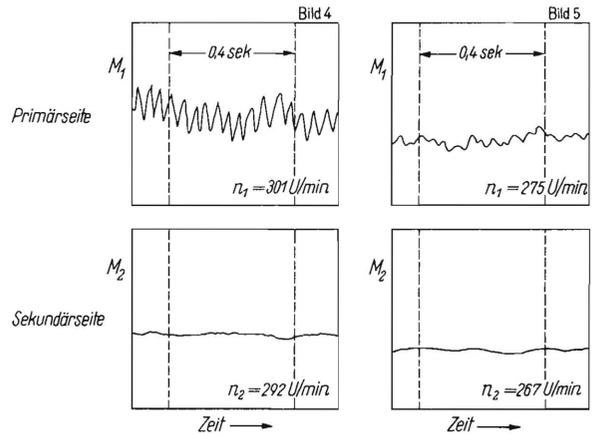


Bild 4 und 5. Schwingungstrennende Wirkung einer Strömungskupplung.

schluß, das Übersetzungsverhältnis wird von außen durch die Einstellung der Fördermenge willkürlich beeinflusst, eine selbsttätige Anpassung wie bei dem hydrodynamischen Getriebe erfolgt nicht. In **Bild 6** ist der Momenten- und Wirkungsgradverlauf eines solchen Antriebs, bestehend aus einer Regelpumpe und zwei nicht regelbaren Ölmotoren, über der Abtriebsdrehzahl wiedergegeben. Die Momentensteigerung bei kleineren Drehzahlen wird meist durch eine Steigerung des Druckes in der Regelpumpe bei kleinerer Fördermenge erzielt, so daß die Antriebsleistung wieder konstant bleibt. Wesentlich ist, daß die Veränderung der Abtriebsdrehzahl nicht selbsttätig gemäß der verlangten Zugkraft erfolgt, sondern daß sie von außen durch einen besonderen Eingriff gesteuert werden muß.

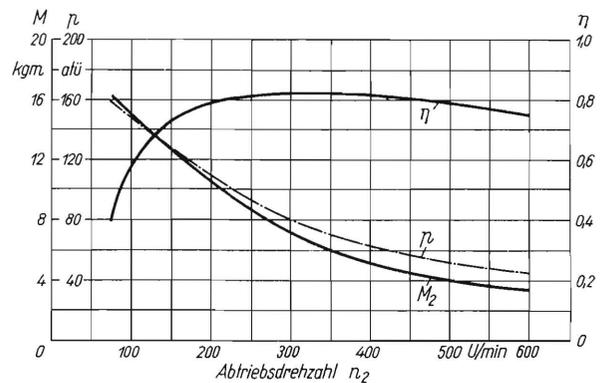


Bild 6. Gesamtwirkungsgrad und Momentenverlauf eines hydrostatischen Getriebes (1 Regelpumpe, 2 Ölmotoren).
 $n_1 = 1200 \text{ U/min}$ $M_1 = 2,1 \text{ kgm}$ $N_1 = \text{const}$

In **Bild 7** sind die besprochenen Übertragungsarten noch einmal gegenüber gestellt. Der hydrodynamische Wandler hat eine nahezu linear abfallende Momentenkurve, die Kupplung kann in der Zusammenarbeit mit dem Verbrennungsmotor nur das eingeleitete Moment übertragen; der hydrostatische Wandler nähert sich in seiner Momentenkurve am besten der idealen Zugkraftkurve.

Der hydrodynamische Wandler hat eine parabelförmige Wirkungsgradkurve, dessen Scheitel zwischen 80 und 90% liegt; rechts und links vom Scheitel fällt der Wirkungsgrad schnell ab. Der Wirkungsgrad der

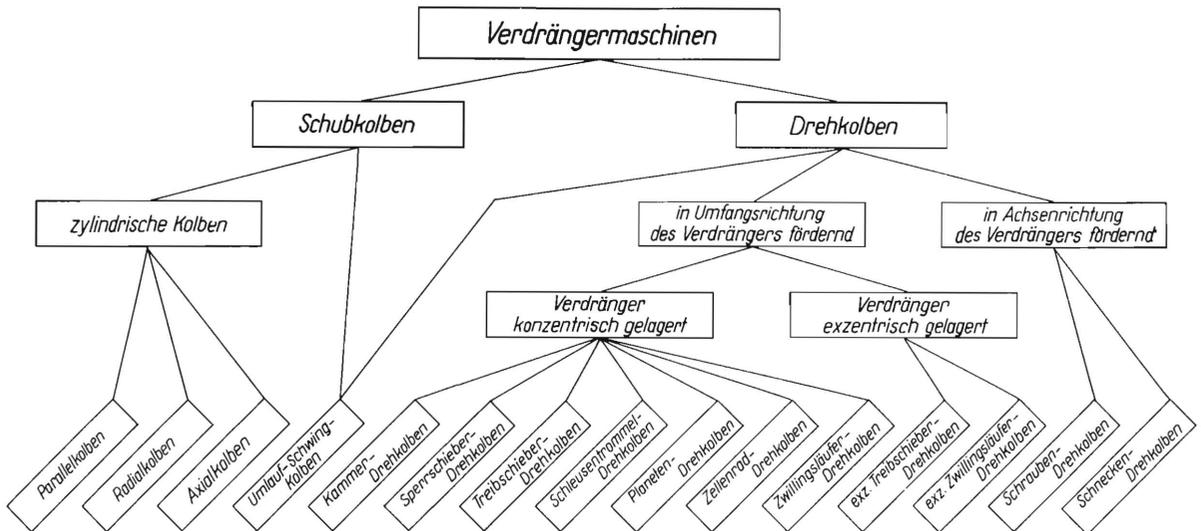


Bild 8. Übersicht über die Bauformen von hydrostatischen Maschinen (Pumpen und Motoren), den sog. Verdrängermaschinen.

In **Bild 9** ist im Schema eine Radialkolbenmaschine dargestellt. In einem rotierenden Zylinderblock sind sternförmig die Kolben angeordnet, die durch einen außenliegenden Exzenter angetrieben werden und damit eine Hubbewegung ausführen. Gegenüber normalen Kolbenmaschinen ergibt sich der Vorteil, daß keine Ventile vorhanden sind, die Steuerung erfolgt vielmehr innen, wo am Steuerschieber eine günstige, kleine Gleitgeschwindigkeit vorhanden ist. Zur Verminderung der Reibung am Exzenter können Rollen angeordnet werden, **Bild 10**, die sich am mitrotierenden äußeren Exzentering abstützen. Die Rollen führen dabei nur eine ganz geringe Relativbewegung aus. Durch Verstellung der Exzentrizität ist eine stufenlose Mengensteuerung möglich bis zu einer vollkommenen Umsteuerung der Förderung bei der Pumpe bzw. der Drehrichtung bei dem Motor. Die große Zylinderzahl verbürgt eine gleichmäßige Förderung, die sternförmige Anordnung einen guten Ausgleich der Kräfte, der die Verwendung hoher Arbeitsdrücke und damit die Ausführung für große Leistungen möglich macht, wenn auch der Aufbau nicht ganz einfach ist. Eine einfache Abart dieses Prinzips ist die Radialkolbenpumpe mit Kugelkolben (**Bild 11**), die für einfache Anwendungsfälle eingesetzt wird. Sie ist einfach und billig, aber in der Hubhöhe begrenzt und nur für geringe Drücke und kleinere Leistungen geeignet; außerdem dürften die Leckverluste erheblich höher liegen.

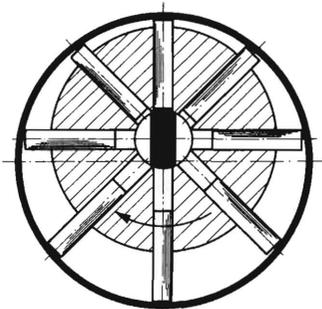


Bild 9. Schema einer Radialkolbenmaschine.

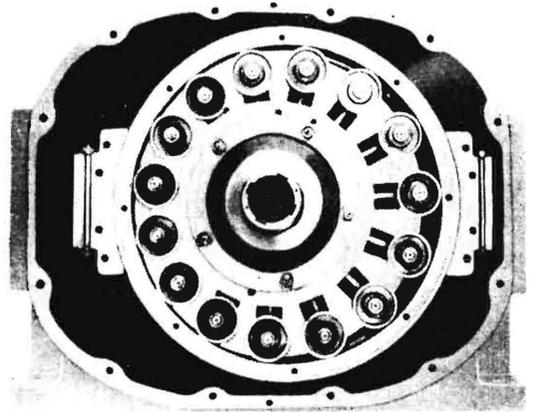


Bild 10. Stufenlos regelbare Radial-Kolbenpumpe, Bauart, „Hydromechanik“ (Howaldtswerk Kiel).

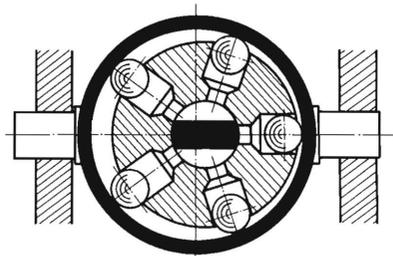


Bild 11. Schema einer Radialkolbenmaschine mit Kugelkolben.

Eine ganz besondere Bedeutung haben die Axialkolbenmaschinen bekommen, bei denen die Zylinder in einem umlaufenden Block parallelachsig auf einem Kreis angeordnet sind. Der Antrieb erfolgt über ein räumliches Schubkurbelgetriebe. Bei der Ausführung nach **Bild 12** fallen die Achsen des Zylinderblockes und der Antriebswelle zusammen. Der Zylinderblock *a* wird unmittelbar angetrieben und nimmt über die Kolben *b* und die Pleuelstangen *c* den Lauftring *d* mit, der in einer um den Winkel α gegen die Achse geneigten Ebene umläuft und dadurch die Hubbewegung der Kolben erzeugt. Die Mengensteuerung erfolgt

durch die von außen zu bewerkstelligende Veränderung des Winkels α (Turbomat-Hochdruckpumpe der Firma Overhoff). Bei der Ausführung nach **Bild 13** bildet die Achse des Zylinderblockes mit der Antriebswelle den Winkel α . Der Triebflansch d ist fest mit der Antriebswelle verbunden und die Zylinderblockachse schwenkbar. Die Bodenfläche des Zylinderblocks ist gleichzeitig der Steuerschieber, also ein Drehschieber. Der Antrieb des Zylinderblockes erfolgt bei feststehendem Schwenkwinkel α über einen Kegeltrieb. Bei veränderlichem Schwenkwinkel erfolgte früher der Antrieb über ein Kardangelenk. Diese Ausführung wurde aber verlassen, da sie kinematische und betriebliche Schwierigkeiten mit sich brachte. Heute erfolgt der Antrieb des Zylinderblockes fast allgemein über die Pleuelstangen, die sich in kegeligen Bohrungen der Kolben bei dem größten Schwenkwinkel gerade anlegen. Bei kleineren Schwenkwinkeln ergibt sich dadurch eine Nacheilung des Zylinderblockes gegenüber dem Triebflansch, die wie eine Verdrehung des Steuerspiegels im günstigen Sinne wirkt.

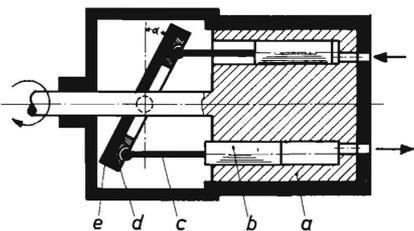


Bild 12. Schema einer Axialkolbenmaschine.

Andere Schwierigkeiten, wie die großen außermittigen Axialschübe, konnten durch einen hydraulisch entlasteten, kugelig ausgebildeten Steuerspiegel, die hohen Zapfenbelastungen bei kleiner Gleitgeschwindigkeit durch hydraulische Entlastungen mit verbesserter Schmierung überwunden werden.

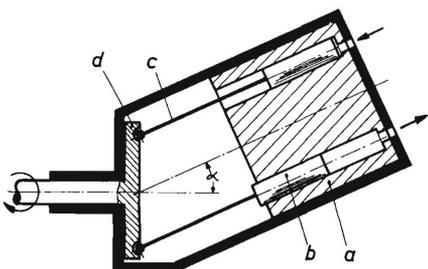


Bild 13. Schema einer Axialkolbenmaschine.

Hochdruckpumpen und Motoren nach diesem von Prof. Thoma entwickelten Prinzip werden heute von einer Reihe von Firmen gebaut und sind konstruktiv und fertigungstechnisch zu hoher Reife entwickelt. Sie zeichnen sich durch hohen Wirkungsgrad und gute Betriebssicherheit aus. Sie haben sich bei anderen Antrieben bereits vielfach bewährt. **Bild 14** zeigt den Schnitt durch eine „Hydro-Stabilpumpe“ mit konstantem Schwenkwinkel, die auch als Motor verwendet werden kann, von der Firma Gusswerk P. Saalman & Sohn, **Bild 15** eine Schnittansicht einer gleichen Einheit von der Firma Hydromatik/Ulm.

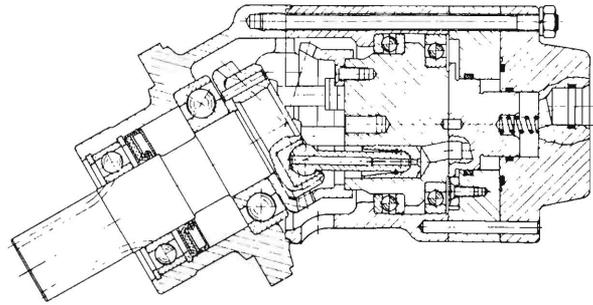


Bild 14. „Hydro-Stabil-Pumpe“.
(Gusswerk P. Saalman & Sohn, Velbert)

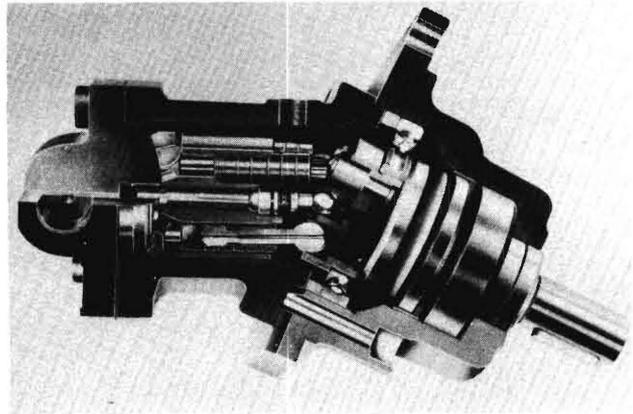


Bild 15. Hydro-Gigant-Ölmotor (Pumpe) mit konstantem Hubvolumen (Hydromatic GmbH, Ulm).

Auch für den Fahrzeugantrieb wurden bereits spezielle Konstruktionen entwickelt und sind heute vorhanden. **Bild 16** zeigt das stufenlos regelbare hydrostatische Getriebe „Hydrostabil“, das nach diesem Prinzip arbeitet und speziell für den Fahrzeugantrieb entwickelt worden ist. Es besteht aus einer Regelpumpe und zwei Motoren mit festem Schwenkwinkel. Es ist gebaut für eine Antriebsleistung von 20 PS bei einer Antriebsdrehzahl $n_1 = 2200$ U/min. Die Abtriebswellen sind bei einer maximalen Drehmomentübersetzung von 1 : 3,2 in den Grenzen von 0 bis 1050 U/min stufenlos regelbar, das maximale Antriebsmoment beträgt 40 kgm.

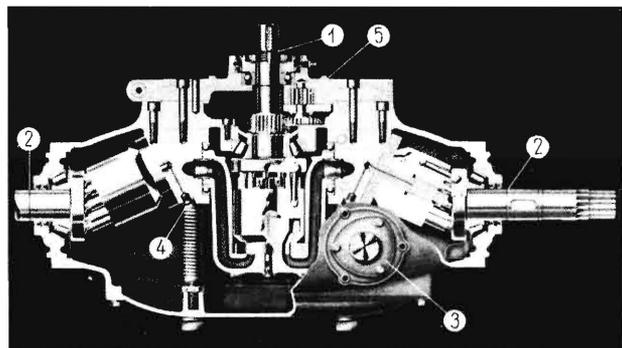


Bild 16. Stufenlos regelbares hydrostatisches Getriebe „Hydrostabil“ für den Fahrzeugantrieb.
(Gusswerk P. Saalman & Sohn, Velbert/Rhd).
1 regelbare Primäreinheit
2 Ölmotoren
3 Thermostat mit Ölfilteranlage
4 Ventilblock
5 Speisepumpe

Bild 17 zeigt die hydrostatische Antriebsanlage für das Transportfahrzeug „Hydrocar“ der *Güldner-Motorenwerke, Aschaffenburg*. Der Antrieb besteht aus getrennten Einheiten, und zwar einer Regelpumpe und zwei Motoren mit fester Einstellung, die durch Rohrleitungen untereinander verbunden sind. Der Rohrrahmen des Fahrzeuges ist geschickt als Leckölbehälter und als Oberflächenkühler ausgebildet. Eine kleine Zahnradpumpe drückt aus diesem Leckölbehälter das Öl in den hydrostatischen Kreislauf und setzt diesen unter einen gewissen Vordruck, so daß Kavitationserscheinungen vermieden werden. Die Umkehrung der Fahrtrichtung erfolgt genau wie die Steuerung der Fahrgeschwindigkeit durch das Schwenken der Regelpumpe. Zum Schleppen des Fahrzeuges ist ein Kurzschlußschieber vorgesehen. Die Bedienung des Fahrzeuges ist denkbar einfach. Sie erfolgt lediglich durch zwei Hebel, ein Hebel für die Lenkung und ein Hebel für die Fahrgeschwindigkeit.

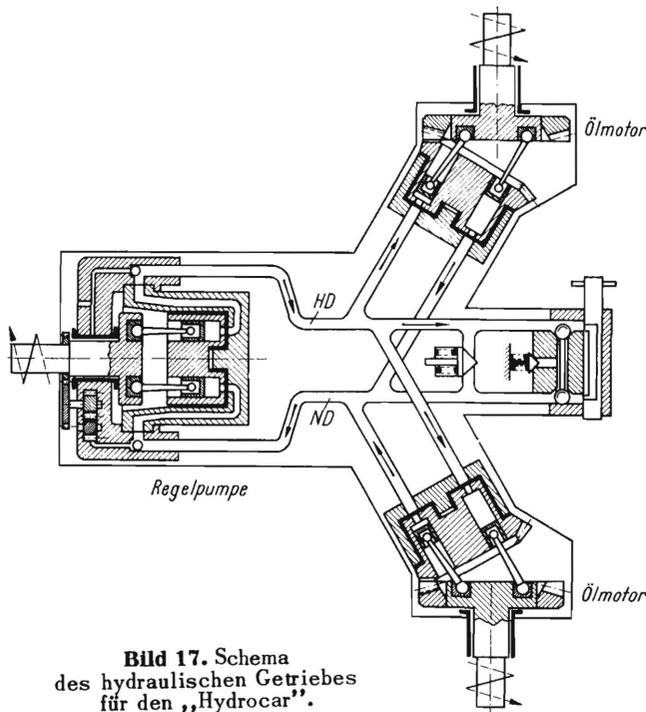


Bild 17. Schema des hydraulischen Getriebes für den „Hydrocar“.

Ein anderes für hydrostatische Antriebe geeignetes Prinzip verwendet die Drehkolbenmaschine, von denen **Bild 18** eine solche mit einem Sperrschieber zeigt. Der zentrisch gelagerte Läufer wird bei der Pumpe angetrieben, die Bewegung des Trennschiebers, der den Saugraum vom Druckraum trennt, kann entweder vom Läufer unmittelbar erzwungen oder kinematisch besonders gesteuert werden; man kann ihn auch durch eine Klappe ersetzen.

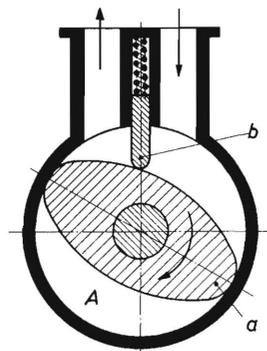


Bild 18. Schema einer Sperrschieber-Drehkolbenmaschine.

Bei den „Deri-Pumpen“ der *Veltrupwerke KG, Aachen* (**Bild 19**) arbeiten zwei scheibenförmige, mit je zwei Ausnehmungen am Umfang versehene Läufer um 90° versetzt gegeneinander, so daß sich eine gleichmäßige Förderung ergibt und die Lager weitgehend entlastet werden. Die Sperrschieber sind mit Schwinghebeln gesteuert und werden hydraulisch angedrückt. Die Maschinen sind in ihrem Fördervolumen nicht steuerbar, sie können aber als Pumpen und Motoren Verwendung finden.

Bei den exzentrischen Drehkolbenmaschinen, **Bild 20**, liegt der angetriebene Läufer exzentrisch im Gehäuse. Die Förderung erfolgt durch radial angeordnete Schieber, deren Fliehkräfte häufig in besonderen Laufringen aufgenommen werden. Eine andere Möglichkeit zur Aufnahme dieser Fliehkräfte ist in **Bild 21** dargestellt. Die einzelnen Schieber tragen außen drehbare Kippleisten, die in das Gehäuse eingepaßt sind und dadurch einerseits die Fliehkräfte auf eine größere Fläche übertragen, andererseits eine bessere Abdichtung sicherstellen. Ein Ausführungsbeispiel dieses Prinzips ist das bekannte

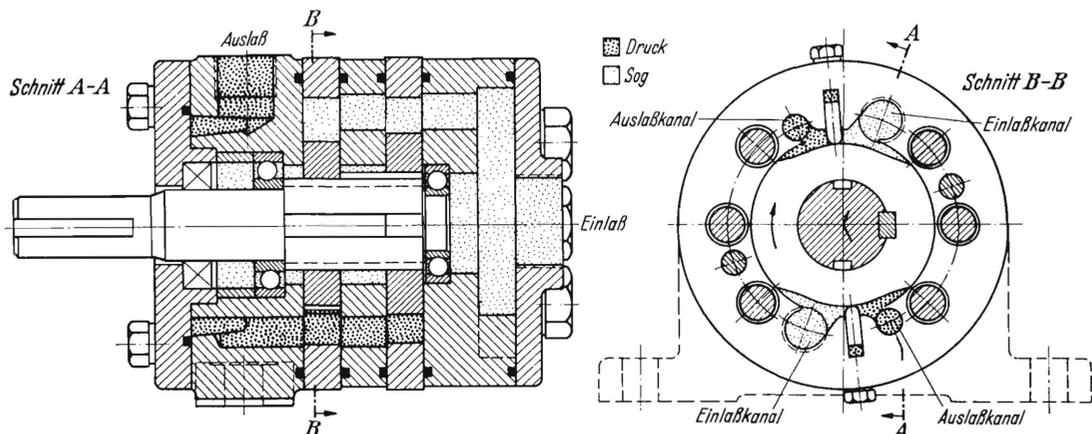


Bild 19. Schema der Deri-Pumpe (Veltrup-Werke, Aachen).

„Boehringer-Sturm-Ölgetriebe“, Bild 22, bei dem eine stufenlose Steuerung des Förderstroms durch Veränderung der Größe der Exzentrizität der Kapsel, die an dem Handrad eingestellt wird, erreicht werden kann. Selbstverständlich kann auch diese Verstellung bis über den Nullpunkt hinaus vorgenommen werden, so daß bei der Verwendung als Motor eine volle stufenlose Drehzahlverstellung von Vorwärtslauf auf Rückwärtslauf möglich ist.

Eine weitere Entwicklung der Drehkolbenmaschine ist die mit zwei Wellen und einer Verzahnung (Bild 23), wie sie in USA durch die „Gerotor-Pumpe“ und in Deutschland durch die Konstruktionen von Nübling bekannt geworden ist. In einem festen Gehäuse *a* läuft die Kapsel *b* und der Läufer *c* um, die beide miteinander durch eine Hypozykloide verzahnt sind, und zwar hat die Kapsel *b* einen Zahn mehr als der Läufer *c*. Die Verzahnung ist so ausgebildet, daß an jedem Zahn ständig eine Berührung mit der Flanke des Gegenzahnes vorhanden ist. Die dadurch gebildeten, abgeschlossenen Kammern vergrößern und verkleinern sich bei einem Umlauf und fördern dadurch die Druckflüssigkeit. Die stufenlose Veränderung der Fördermenge erfolgt durch die Verdrehung des Steuersteges *d*: in der Symmetriestellung ergibt sich die maximale Fördermenge, in der gezeichneten Schräglage ist das Fördervolumen gleich $V_A - V_B$. Ein Teil des Fördervolumens wird dabei ohne Drucksteigerung übergeschleust. Selbstverständlich kann die Maschine gleichermaßen als Pumpe und als Motor eingesetzt werden.

Sehr einfache Bauarten der Drehkolbenpumpe ergeben sich durch die zweiseitige Anordnung des exzentrischen Raumes nach Bild 24 und 25. Man erreicht damit eine weitgehende Lagerentlastung, muß aber natürlich in Kauf nehmen, daß eine Steuerung der Fördermenge nicht mehr möglich ist. Dennoch haben derartige Pumpen und Motoren in der Hydraulik weite Verbreitung gefunden, da sie einfach und billig sind und man mit ihnen außerordentlich kleine Abmessungen und Gewichte pro Leistungseinheit erreichen kann.

Bild 20. Schema einer exzentrischen Treibschieber-Drehkolbenmaschine.

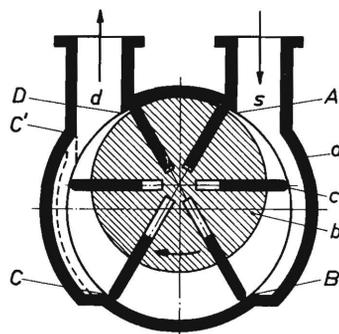
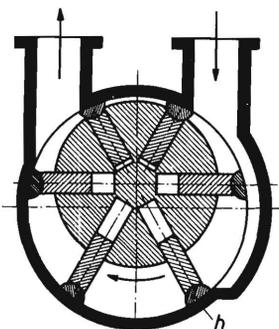


Bild 21. Schema einer exzentrischen Treibschieber-Drehkolbenmaschine mit Kippleisten.

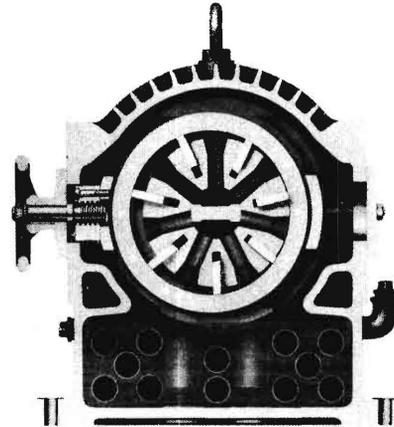


Bild 22. Boehringer-Sturm-Ölgetriebe.

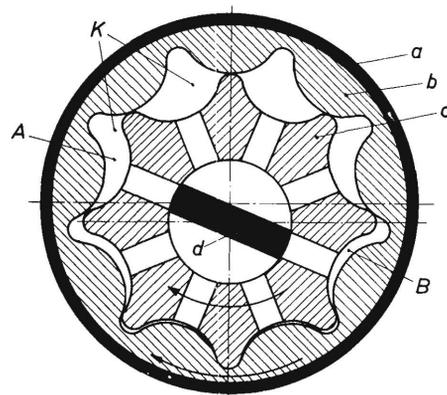


Bild 23. Schema einer exzentrischen Zwillingläufer-Drehkolbenmaschine.

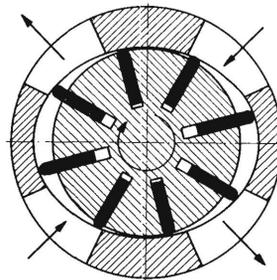


Bild 24. Schema einer Ate-Hochdruckpumpe. Treibschiebersystem mit doppeltem Saug- und Druckraum.

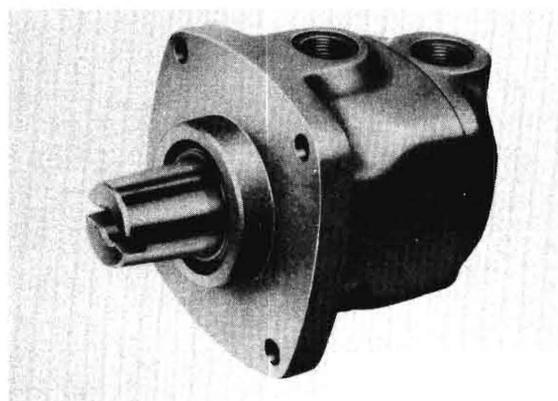


Bild 25. Ate-Drehflügel-Hochdruckpumpe.

Der Vollständigkeit halber sei noch die allbekannte Zahnradpumpe (**Bild 26**) mit Gerad- oder Schrägverzahnung erwähnt, die als einfache nicht regelbare Pumpe und Motor bis zu einem Betriebsdruck von 100 atü in vielen hydrostatischen Antrieben Verwendung findet. Durch konstruktive und fertigungstechnische Verbesserungen konnte ihre Leistungsfähigkeit beachtlich gesteigert werden. Dennoch ist nicht zu vermeiden, daß die starke radiale Lagerbelastung eine gewisse Verlagerung der Räder zur Saugöffnung bedingt und daß dadurch der volumetrische Wirkungsgrad ungünstig beeinflusst wird.

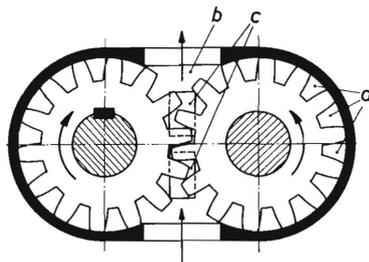


Bild 26. Schema einer Zahnradpumpe. Doppelläufersystem.

Der vorstehende Überblick, der nur die Grundprinzipien umreißen konnte, dürfte aber gezeigt haben, daß sehr viele Möglichkeiten bestehen und daß es einigermaßen schwierig ist, für einen vorliegenden Betriebsfall den geeigneten hydrostatischen Antrieb auszuwählen, zumal noch viele weitere Gesichtspunkte hinzu kommen. Ich möchte zum Schluß nur auf zwei Probleme eingehen, die mir einerseits bedeutungsvoll erscheinen, andererseits im Brennpunkt des Interesses stehen.

Das erste Problem ist die Bedeutung des volumetrischen Wirkungsgrades der Getriebeneinheiten für das Verhalten bei der Regelung, insbesondere für das beim Anfahren erreichbare Moment und den Verlauf des Wirkungsgrades. Das ist insofern bedeutungsvoll, als sich der volumetrische Wirkungsgrad des Getriebes im Betrieb durch Abnutzung und dadurch bedingte Zunahme der Lässigkeitsverluste verschlechtern

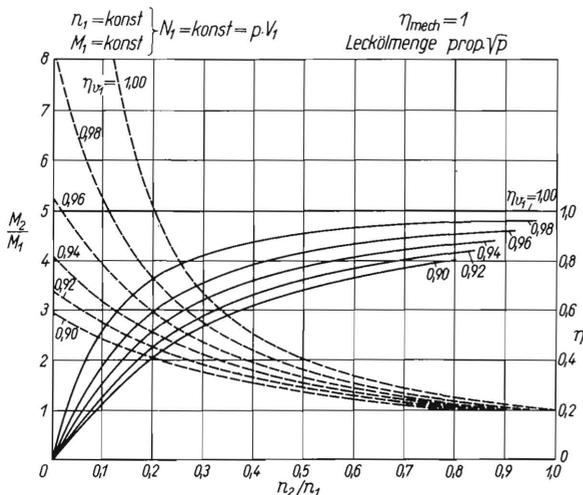


Bild 27. Kennlinie und volumetrischer Wirkungsgrad eines hydrostatischen Getriebes mit Pumpenregelung in Abhängigkeit vom volumetrischen Wirkungsgrad η_{V1} der Pumpe bei voller Fördermenge.

kann. Der volumetrische Wirkungsgrad wird meist auf die volle Liefermenge der Pumpe bezogen, und es ist klar, daß er bei kleineren Liefermengen prozentual sinkt, zumal wenn man noch berücksichtigt, daß bei kleinen Fördermengen zur Erzielung hoher Momente der Druck beträchtlich ansteigt. Wir haben einmal nachgerechnet und in **Bild 27** aufgetragen, wie sich Drehmoment und Wirkungsgrad eines hydrostatischen Antriebes – bestehend aus Regelpumpe und festem Motor – ändern, wenn der auf die volle Fördermenge der Pumpe bezogene volumetrische Wirkungsgrad von 1,0 stufenweise um 2% auf 0,9 zurückgeht. Es zeigt sich dabei, daß schon geringe Verschlechterungen des volumetrischen Wirkungsgrades beträchtliche Einbußen an Momentenübersetzung und Gesamtwirkungsgrad bei kleinen Abtriebsdrehzahlen mit sich bringen. Bei derartigen Getrieben muß also immer ein hoher volumetrischer Wirkungsgrad von vornherein angestrebt und auch im praktischen Betrieb aufrecht erhalten werden, wenn man nicht erhebliche Einbußen in Kauf nehmen will. Dabei ist besonders zu berücksichtigen, daß mit der Verminderung des Gesamtwirkungsgrades die Verlustleistung steigt, die in Wärme umgesetzt wird und abgeführt werden muß. Damit tritt aber das Problem eines gesonderten Kühlers auf, den man in einem landwirtschaftlichen Fahrzeug möglichst vermeiden sollte.

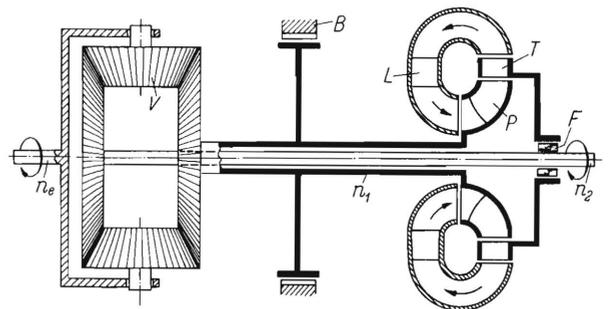


Bild 28. Schema des Differential-Wandlergetriebes.
V Verteilergetriebe B Verteilerbremse P Pumpenrad
T Turbinenrad L Leitrad F Freilauf
 n_e Drehzahl der Eingangswelle, n_2 Drehzahl der Abtriebswelle
 n_1 Drehzahl der Primärwelle

Ein zweites Problem ist das der Leistungsverzweigung, von der heute viel gesprochen wird, und die auch bei den hydrodynamischen Getrieben teilweise mit Erfolg angewendet worden ist. Zur Erklärung des Prinzips der Leistungsverzweigung möge **Bild 28** dienen, das die Verzweigung bei einem hydrodynamischen Getriebe zeigt. Die von links kommende Motorleistung wird in einem Differentialgetriebe – es kann entweder ein Kegelraddifferential, wie im Bild, oder ein Stirnraddifferential sein – aufgeteilt in einen Ast, der mechanisch durch die Welle weitergeleitet wird, und in einen Ast, der durch das Getriebe in Moment und Drehzahl gewandelt, d.h. übersetzt wird. Anschließend werden die beiden Leistungen wieder zusammengeführt. Der Vorgang ist technisch nicht ganz einfach zu übersehen, und ich

habe ihn in **Bild 29** deshalb vereinfacht, schematisch dargestellt. Komme ich von links vom Motor mit einer Leistung von 100 kW und leite 20 kW mit einem Wirkungsgrad von 1 unmittelbar mechanisch weiter und übersetze 80 kW im hydraulischen Getriebe mit einem Wirkungsgrad von 0,8, so erhalte ich eine Ausgangsleistung von 84 kW, also einen Gesamtwirkungsgrad von 0,84. Leite ich, wie in **Bild 30**, 70 kW über den mechanischen Ast, so ergibt sich ein Gesamtwirkungsgrad von 0,94, der wesentlich über dem Wirkungsgrad des hydraulischen Getriebes von 0,8 liegt. Der Gewinn an Wirkungsgrad wird also umso größer, je mehr Leistung ich über den mechanischen Ast leite, und die Sache scheint bestechend zu sein.

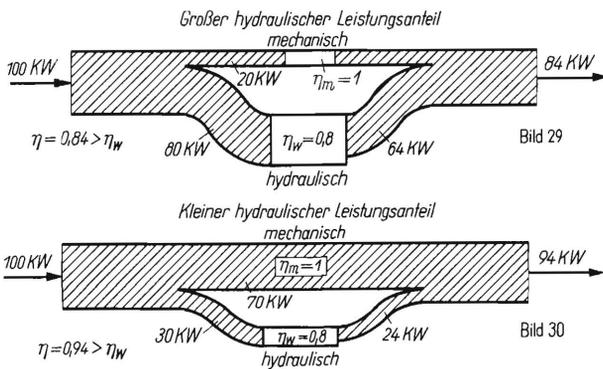


Bild 29 und 30. Wirkungsgradgewinn durch Leistungsverzweigung.

In **Bild 31** sind aber die Momente aufgetragen. Komme ich vom Motor mit einem Moment von 50 kgm, leite 25 kgm unmittelbar mechanisch weiter und wandle die restlichen 25 kgm im Verhältnis 1,5, so erhalte ich am Ausgang 62,5 kgm, also nur eine gesamte Momentenwandlung von 1,25. Man kann also sagen, daß durch die Leistungsverzweigung zwar ein Gewinn an Wirkungsgrad, aber auf Kosten der Drehmomentwandlung möglich ist, und daß jeder Gewinn an Übersetzung eine Preisgabe von Wirkungsgrad bedeutet. Wo das Optimum liegt, ist eine Frage, die nicht allgemein beantwortet werden kann. Nur darf man nicht vergessen, daß mit der Leistungsverzweigung ein konstruktiver Aufwand verbunden ist, der nicht unterschätzt werden darf, und es ist sehr wohl abzuwägen, ob die erzielten Vorteile den hohen Aufwand rechtfertigen.

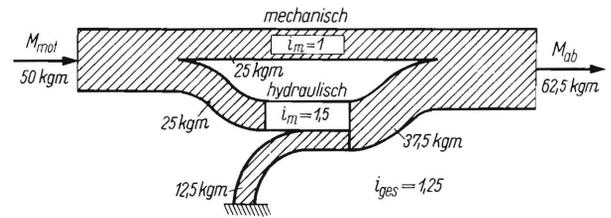


Bild 31. Verlust von Momentübersetzung durch Leistungsverzweigung.

$$M_{ab} = \frac{1 + i_m}{2} M_{mot}$$

i_m	ohne Leistungsverzweigung		mit Leistungsverzweigung	
	$i_{ges} = M_{ab}/M_{mot}$	η	$i_{ges} = M_{ab}/M_{mot}$	η
3,5	3,5	0,8	2,25	0,9
1,5	1,5	0,8	1,25	0,9
1	1	0,8	1	0,9

Es konnte nur ein sehr gedrängter Überblick über ein recht umfangreiches und nicht einfaches Gebiet gegeben werden. Ich bin aber der Meinung, daß die Vorteile der Hydraulik, besonders die der Hydrostatik,

- wie: die einfache stufenlose Steuerbarkeit in weiten Grenzen / die leichte Richtungsumkehr / der Fortfall weiterer Untersetzungsgetriebe / die Freizügigkeit in der Anordnung der Übertragung, bei der Motor und Pumpe getrennt angeordnet werden können / die einfache Bedienung und die Möglichkeit einer einfachen, zentralen Steuerung von einem beliebigen Ort / die Elastizität, die Schwingungsfreiheit und der Überlastungsschutz, der allen hydraulischen Antrieben eigen ist –

ihre Anwendung auch im Schlepperbau aussichtsreich erscheinen lassen. Auf vielen anderen Gebieten der Technik ist sie im Vordringen, auch auf Gebieten, deren Betriebsbedingungen denen des Schlepperbaues ähnlich oder verwandt sind. Die Aufgabe des Ingenieurs ist es, die technisch geeignetste und dabei wirtschaftlichste Lösung zu finden.

Schrifttum

- [1] Meyer, Helmut: Die Bedeutung eines stufenlosen Getriebes für den Ackerschlepper und seine Geräte. (In diesem Heft S. 5–12).
- [2] Pfaff, Hansen: Die Verdrängermaschinen. Ölhydraulik und Pneumatik 2 (1958) Heft 5, S. 177/182 und Heft 6. S. 209/217.

Institut für Maschinenelemente
und hydraulische Strömungsmaschinen
der Technischen Hochschule Hannover
Direktor: Prof. Dr. -Ing. Egon Martyrer