

# Einordnung hydraulischer Getriebe unter die stufenlosen Energieübertragungsarten : die Analoge der regelbaren Übertragungen als Bindeglied zwischen Energiequelle und Lastprozess

**Citation for published version (APA):**

Schlösser, W. M. J. (1975). Einordnung hydraulischer Getriebe unter die stufenlosen Energieübertragungsarten : die Analoge der regelbaren Übertragungen als Bindeglied zwischen Energiequelle und Lastprozess. In *Hydraulische Getriebe : neue Erkenntnisse im Verhalten, in Konstruktion und Anwendung : VDI-Tagung Baden-Baden 1975* (pp. 15-25). (VDI-Berichte; Vol. 228). VDI-Verlag.

**Document status and date:**

Gepubliceerd: 01/01/1975

**Document Version:**

Uitgevers PDF, ook bekend als Version of Record

**Please check the document version of this publication:**

- A submitted manuscript is the version of the article upon submission and before peer-review. There can be important differences between the submitted version and the official published version of record. People interested in the research are advised to contact the author for the final version of the publication, or visit the DOI to the publisher's website.
- The final author version and the galley proof are versions of the publication after peer review.
- The final published version features the final layout of the paper including the volume, issue and page numbers.

[Link to publication](#)

**General rights**

Copyright and moral rights for the publications made accessible in the public portal are retained by the authors and/or other copyright owners and it is a condition of accessing publications that users recognise and abide by the legal requirements associated with these rights.

- Users may download and print one copy of any publication from the public portal for the purpose of private study or research.
- You may not further distribute the material or use it for any profit-making activity or commercial gain
- You may freely distribute the URL identifying the publication in the public portal.

If the publication is distributed under the terms of Article 25fa of the Dutch Copyright Act, indicated by the "Taverne" license above, please follow below link for the End User Agreement:

[www.tue.nl/taverne](http://www.tue.nl/taverne)

**Take down policy**

If you believe that this document breaches copyright please contact us at:

[openaccess@tue.nl](mailto:openaccess@tue.nl)

providing details and we will investigate your claim.

DK 62-822 : 62-585.2 : 621.83.062.1

## Einordnung hydraulischer Getriebe unter die stufenlosen Energieübertragungsarten

Die Analogie der regelbaren Übertragungen als Bindeglied zwischen Energiequelle und Lastprozeß

Von Prof. dr. ir. W.M.J. Schlösser, Eindhoven, Niederlande

### Einführung

Aufgrund steigender Energiekosten ist es erforderlich, dem Energiehaushalt von Maschinen ein immer größeres Interesse zu widmen. Diese Tatsache hat gewisse Konsequenzen für die Betrachtung des Zweckes der verschiedenen Komponenten, aus denen die Maschinen bestehen, Bild 1.

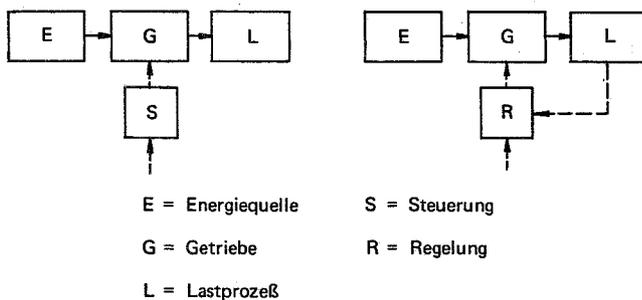


Bild 1. Schematische Einteilung einer Maschine

Der Lastprozeß ist ein wesentlicher Teil der Maschine. Im Lastprozeß findet die Maschine ihre Existenzberechtigung überhaupt, denn zur Durchführung des Lastprozesses wurde die Maschine konstruiert. Die Lastprozesse müssen daher auch immer eingehender studiert werden. Nicht nur das Verformen von Metallen und Kunststoffen, sondern auch das Schneiden mit dem Schneidkopf eines Nassbaggers, das Nähen einer Nähmaschine, das Fliegen eines Flugzeuges werden analysiert und immer besser verstanden. Besonders wird das demonstriert in einer Arbeit über die Analyse des Lastprozesses eines Automobils [1]. Es werden nicht nur die statischen und die dynamischen Charakteristiken eines Autos studiert, sondern ebenfalls die Häufigkeit des Auftretens der verschiedenen Arbeitspunkte. Die Größe der von der Last verlangten Leistung und die verlangte Häufigkeit des Auftretens der Arbeitspunkte muß der Konstrukteur meistens als eine, nicht von ihm festgelegte Angabe akzeptieren. Ab-

änderungen dieser Erfordernisse werden den Wert der von ihm konstruierten Maschine verändern. Es ist dabei nicht ausgeschlossen, daß eine kritische Betrachtung dieser Erfordernisse und ihre Verwirklichung zu einem optimaleren Lastprozeß führen kann, und daß die auf diese Weise 'modernisierte' Maschine einen höheren Marktwert erhält.

Auch die Energiequelle erlebt ein erneutes Interesse. Es wird Leistung bei höherem Leistungsgewicht, niedrigeren Energiekosten, längerer Lebensdauer, niedrigeren Instandhaltungskosten, höherer Drehzahl, weniger Lärm, usw. gefragt und geboten. Diese Erfordernisse führen bei der Energiequelle zu der Auswahl von Vorzugsarbeitspunkten. Die Energiequelle soll die ihr abverlangten Leistungen nicht nur irgendwo in einem ihrer möglichen Arbeitspunkte abgeben, sondern in einem ganz bestimmten Gebiet von Vorzugsarbeitspunkten aus ihrer theoretisch  $\infty^2$ -großen Skala von Möglichkeiten. Dies verlangt aber ein intelligentes Zusammenspiel von Lastprozessen und Energiequellen, ein Zusammenspiel, das nur bei optimaler Wahl des Getriebes möglich sein wird.

Vernachlässigt wurde, bis vor einiger Zeit sicherlich das Studium der Energiespeicherung. Es sieht jetzt danach aus, daß diese Situation sich geändert hat. Optimales Wirtschaften mit Energie heißt, daß man die Möglichkeiten der Energiespeicherung erforscht und sie zu nutzen lernt. Die neu belebte Forschung zeigt z.B. neue Formen der Konstruktion von Schwungrädern. Besonders Schwungradmassen mit Kohlenstoff-Fasern als Armierung bieten neue Perspektiven für den Konstrukteur [2]. Nicht nur für das Speichern von momentan nicht gefragter Energie in der Nähe von Kraftwerken, sondern auch im Antrieb von Automobilen, ist es denkbar, daß diese Schwungräder eine wich-

tige Rolle spielen werden. Batterien werden immer leistungsfähiger, sei denn auch, daß die beschränkte Speicherfähigkeit pro Massen- oder Volumeneinheit noch immer große Probleme für den Konstrukteur darstellen. Hier wird es auch klar, wie groß der Energieinhalt von flüssigem Brennstoff ist und wie leicht und schnell sich der Brennstoffbehälter 'aufladen', d.h. volltanken läßt. So findet man beim Tanken eines 65 Liter Tankes in etwa 2 Minuten eine Ladeleistung von etwa 17.000 kW. Diese Ladeleistung dürfte bei elektrischen Speicherlader-Anlagen Schwierigkeiten ergeben.

Nicht nur die Speicherkapazität pro Massen- oder Volumen-Einheit, sondern auch der Wirkungsgrad des Speichers ist ein wichtiger konstruktiver Parameter. Dieser Wirkungsgrad ist abhängig von der Intensität, mit der man den Speicher be- oder entladet und von dem zeitlichen Verlauf dieser Vorgänge überhaupt.

Steuer- und Regel-Systeme bilden die vierte Komponente der Maschinen. Ein optimaler Einsatz einer Maschine ohne diese Komponente ist geradezu undenkbar. Messgeber und Signalumsetzer sind in vielen Formen und Ausführungen zu kaufen und werden in immer neuen Formen entwickelt. Das Messen am Lastprozeß ermöglicht den Verlauf dieses Prozesses zu beurteilen, von Minute zu Minute, von einem Bruchteil einer Sekunde bis zum anderen. Moderne Programmier- und Rechenmethoden ermöglichen das folgerichtige, logisch-korrekte Verarbeiten der am Lastprozeß gewonnenen Information. Das aus diesem Prozeß hervorgehende Regelsignal soll zugeführt werden, z.B. zum Getriebe, das für derartige Signale zugänglich sein sollte. Das Getriebe sollte demzufolge eine schnelle Korrektur auf den Verlauf des Lastprozesses bewirken. Gerade aber bezüglich der Zuführungsmöglichkeit von Signalen und bezüglich des Bewirkens von Veränderungen beim Lastprozeß zeigen die verschiedenen Getriebe einen großen Unterschied in Talenten. Auch hier kann das Optimieren vom Einsatz mancher Maschine scheitern, wenn nicht das richtige Getriebe gewählt wird.

Vom Getriebe im Antrieb einer Maschine verlangt der Konstrukteur, daß es ihm Abhilfe bei der Lösung folgender Probleme bietet:

1. Verwirklichung optimaler Lastprozesse
2. Verwirklichung des Betriebes von Energiequellen in Vorzugsarbeitspunkten
3. Benutzung der von den Energiespeichern gebotenen Vorzüge
4. Erhöhung der Steuer- und Regelbarkeit
5. Verwirklichung hoher Wirtschaftlichkeit einer Maschine überhaupt.

In diesem Zusammenhang sollte das Getriebe ebenfalls noch zusätzliche Probleme von konstruktivem Charakter lösen:

6. Möglicher Einbau im kleinsten Raum
7. Mögliche räumliche Versetzung der Energiequelle und der Last gegeneinander.

Das Aufgebot von Getrieben ist jetzt sehr groß und auf Messen öfters überwältigend. Der Konstrukteur hat jetzt sogar die Qual der Wahl. Es bedurfte etwas Ordnung in der Unordnung der angebotenen Lösungen. Das Schöpfen dieser Ordnung ist die Aufgabe von Forschung und Lehre in der Antriebstechnik, ein relativ junger Zweig des Maschinenbaues.

#### Einige Ordnungsparameter der Getriebe

Als erster Ordnungsparameter gilt die Art des Energieträgers. Der Energieträger kann aus Feststoffen, aus Flüssigkeiten oder aus Gasen bestehen. Man spricht dann bzw. von mechanischen, elektrischen, hydraulischen oder pneumatischen Getrieben. Die hydraulischen Getriebe werden wieder unterteilt in hydrostatische oder in hydrodynamische (hydrokinetische) Getriebe. [3] [4] .

Als zweiter Ordnungsparameter gilt der Geschwindigkeitsverlauf des Energieträgers nach der Zeit. Aufgrund dieses Parameters unterscheidet man: Gleichstrom-, Pulsstrom- und Wechselstrom-Getriebe, Bild 2, [5] .

Als dritten Ordnungsparameter kann man beim Getriebe die Art der ein- und ausgehenden mechanischen Energie betrachten. Diese Energie kann von rotierender Art sein (ein Dreh-

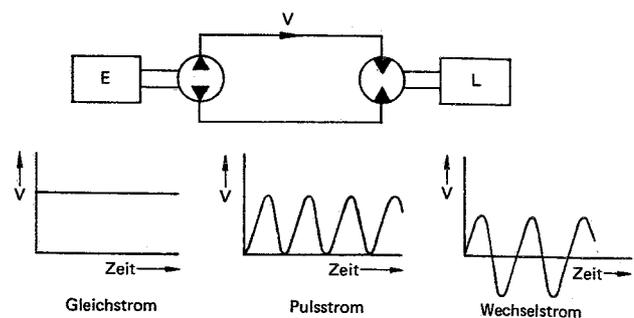


Bild 2. Einteilung der Getriebe aufgrund des Geschwindigkeitsverlaufes des Energieträgers

moment in einer rotierenden Welle) oder translatorischer Art sein (eine Kraft in einem translatorischen Stab). Aufgrund dieser Feststellung kann man folgende Einteilung der Getriebe durchführen [6] :

- R ↔ R-Getriebe (rotierend ein und aus)
- R ↔ T-Getriebe (rotierend ein, translatorisch aus)
- T ↔ T-Getriebe (translatorisch ein und aus)

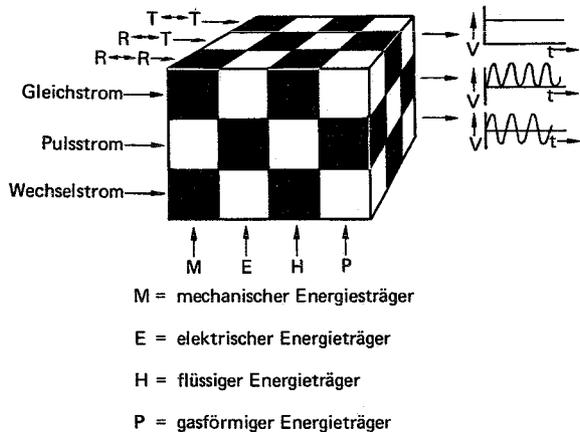


Bild 3. Einteilung der Getriebe aufgrund von drei Ordnungsparametern

In Bild 3 findet man eine Zusammenfassung der Einteilung aufgrund dieser drei Ordnungsparameter. Offenbar gibt es aufgrund dieser Einteilung  $3 \times 4 \times 3 = 36$  Getriebe verschiedener Art. Man könnte fragen, ob alle diese Getriebe bereits ihrem Arbeitsprinzip nach zum Einsatz gekommen sind oder sogar, ob sie 'bereits erfunden' sind. Zweck dieser Einteilung ist, daß die Suche nach (neuen) Lösungen systematisch stattfinden kann.

Selbstverständlich sind die Unterschiede der Getriebe nicht scharf getrennt. Es gibt eingeschlossene und mitgeschleppte Luft in dem flüssigen Energieträger des hydrostatischen Getriebes. Bei mechanischen Getrieben sind die Schmierstoffe ebenfalls Energieträger und zwar sehr wichtige. Davon wird die Hauptordnung aber in ihrem Zweck nicht berührt.

Prokeš hat bereits versucht, die Tragfähigkeit der Energieträger auf eine Vergleichsbasis zu bringen [7]. Das Verfolgen dieses Gedankenganges ist sicherlich zu empfehlen und führt zu "reizvollen" Fragen. Dieser Weg ist unseres Wissens nach noch nicht bis zum Ende erforscht.

Der hydraulische Gleichstrom ist von kleineren Geschwindigkeitsänderungen überlagert. Der hydraulische Wechselstrom zeigt nicht nur mit der Zeit sinusförmig verlaufende Geschwindigkeiten, es gibt alle Übergangsformen der Geschwindigkeitsverläufe mit der Zeit. Die Grenzen des zweiten Ordnungsparameters sind also noch weniger markant als die des ersten Ordnungsparameters.

Auch die Verteilung in R-R, R-T und T-T-Getriebe ist nicht messerscharf. Es gibt auch Getriebe, bei denen eine rotierende Welle gleichzeitig auch translatorische Energie überträgt.

Verschiedene Arten von Getrieben werden in verschiedenen Zeitspannen erforscht und entwickelt. So wurde das hydrodynamische Getriebe von Föttinger mitten ins Interesse der Konstrukteure geschoben (Anfang des 20. Jahrhunderts). Ein allgemeines großes Interesse für das hydrostatische Getriebe entstand erst nach 1950, obwohl einige Pioniere wie Hele-Shaw, Janney, Ferris und Thoma bereits sehr viel früher die neuen Möglichkeiten dieses Getriebes erforscht haben. Jetzt erleben wir ein neues Interesse beim hydraulischen Wechselstrom-Getriebe, nachdem wir in den sechziger Jahren eine erste Runde von neuem Interesse feststellen durften. Der Pionier dieses Getriebes, George Constantinesco, arbeitete aber bereits während des ersten Weltkrieges daran [8]. Mit dieser Betrachtung sollte nur gesagt werden, daß es zuerst eine unprogrammierbare Kreativität der Pioniere gibt und daß erst anschließend für Systematik und Ordnung gesorgt wird. Vielleicht, daß bei dieser abschließenden Arbeit dann einige Lücken aufgedeckt werden oder daß vernachlässigte Getriebe wieder ins Bühnenlicht geführt werden können.

Vergleichsparameter der Gleichstrom-Getriebe hinsichtlich Kraftdichte und Arbeitsvolumen.

Die Fülle der Gleichstrom-Getriebe bietet eine Herausforderung für die Formulierung von Vergleichsparametern. Aufgrund dieser Parameter kann man Übereinstimmendes hervorheben und Unterschiedliches darstellen. Deshalb haben wir einige grundlegende Gedanken diesbezüglich festgelegt in [9] und [6].

Es stellt sich heraus, daß die von einem verlustfreien Gleichstrom-Getriebe des R-R Typs übertragene Leistung beschrieben werden kann durch:

$$P = T \cdot \omega \quad (1)$$

$$P = \Delta \cdot \frac{V_{\text{eff}}}{2\pi} \cdot \omega \quad (2)$$

wenn: P = zeitlicher Mittelwert der Leistung  
 T = zeitlicher Mittelwert des Drehmoments  
 $\omega$  = zeitlicher Mittelwert der Winkelgeschwindigkeit

und

wenn:  $\Delta$  = Kraftdichte des Getriebes [ $F \cdot L^{-2}$ ]  
 $V_{\text{eff}}$  = Arbeitsvolumen des Getriebes [ $L^3$ ].

In Tafel 1 sind die Kenngrößen  $\Delta$  und  $V_{\text{eff}} = V \cdot n$ , wenn n = Polzahl definiert und im zugehörigen Bild 4 erläutert.

Die Leistung von einem verlustfreien Gleichstrom-Getriebe des R-T Typs kann beschrieben werden durch:

$$P = F \cdot v \quad (3)$$

$$P = \Delta \cdot A \cdot v \quad (4)$$

Tafel 1. Kenngrößen von Getrieben (Typ R R)

Getriebetyp	Kraftdichte $\Delta$	Volumen V	Polzahl n	Leiterzahl je Pol m
a hydrostatisches Getriebe	$\Delta p$	$\pi D b h$	1, 2, 3 ...	1
b elektrisches Getriebe	$B J t$	$\pi D b h$	1, 2, 4, 6 ...	1, 2, 3 ...
c Zahnradgetriebe	k	$\pi D b d_{\text{red}}$	1, 2, 3 ...	1
d Reibradgetriebe	k f	$\pi D b d_{\text{red}}$	1, 2, 3 ...	1
e Kettengetriebe	$\sigma_t$	$\pi D b h$	1	1
f Riemengetriebe	$\sigma_1 (\text{eff} - 1)$	$\pi D b h$	1	1

wenn: P = zeitlicher Mittelwert der Leistung  
 F = zeitlicher Mittelwert der Kraft  
 v = zeitlicher Mittelwert der Geschwindigkeit

und

wenn:  $\Delta$  = Kraftdichte des Getriebes [ $F \cdot L^{-2}$ ]  
 A = Arbeitsfläche des Getriebes [ $L^2$ ].

In Tafel 2 sind die Kenngrößen  $\Delta$  und A definiert und im zugehörigen Bild 5 erläutert. Es soll zum Ausdruck gebracht werden, daß die Getriebe wie: Rad auf Fahrbahn (d), Trommel mit Stahlseil (e) und Welle mit Propeller (f) ebenfalls zu dieser Kategorie von Getrieben gehören. Die Grenzen der Antriebstechnik werden durch diese Tatsache vielleicht etwas heraus geschoben. Bei Betrachtungen über Fahrtriebe von Fahrzeugen, Schiffen und Propellerflugzeugen muß man das Rad und den Propeller dann auch zweifellos als Getriebe mit einbeziehen [6].

Das Messen der Kraftdichte  $\Delta$  ist mit Hilfe von Dehnungsmeßstreifen und Manometern bei verschiedenen Getrieben bereits seit längerer Zeit möglich. Die von Schouten entwickelten Geber ermöglichen jetzt auch die Messung der Kraftdichte bei Getrieben mit elastohydrodynamischen Kontaktflächen [10]. Jetzt ist es also möglich, die Kraftdichte von Getrieben im Betrieb zu messen und zu vergleichen.

Große Werte der Kraftdichte  $\Delta$  führen zu kleinen Werten von  $V_{\text{eff}}$  und A, also zu kleinen Abmessungen der Getriebe, bei einem vorgegebenen Wert des Drehmomentes T oder der Kraft F. So ist es möglich, bei mechanischen Getrieben hohe Werte für die Kraftdichte anzuwenden. Hydrostatische Getriebe schneiden ebenfalls gut ab. Hydrodynamische Ge-

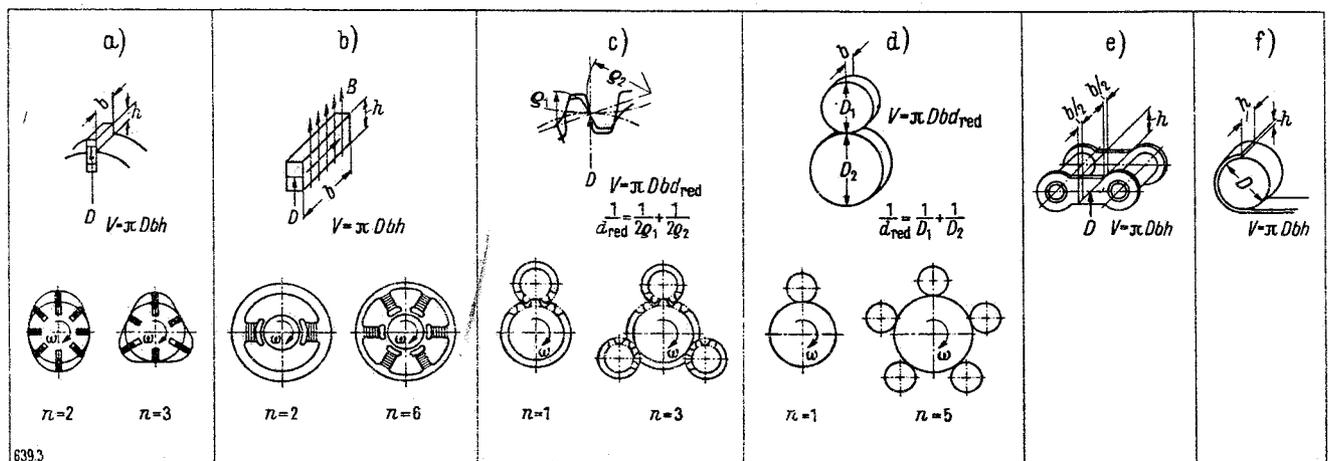


Bild 4. Arbeitsvolumina verschiedener Getriebe

Tafel 2. Kenngrößen von Getrieben (Typ R T)

	Getriebetyp	Kraftdichte $\Delta$	Fläche $A_2$	Übertragungsgröße $i'$
a	hydrostatisches Getriebe	$\Delta p$	$\frac{\pi}{4} (D^2 - d^2)$	$\frac{V_{\text{eff}}}{2 \pi A_2} = \frac{s}{2 \pi}$
b	Spindel mit Mutter	$\bar{\sigma}_d$	$\frac{\pi}{4} (D^2 - d^2)$	$\frac{s}{2 \pi}$
c	Ritzel mit Zahnstange	$k$	$d_{\text{red}} b \cos \alpha$	$\frac{z t_0}{2 \pi}$
d	Reibrad auf ebener Fläche	$k_f$	$D b$	$\frac{\pi D}{2 \pi}$
e	Trommel mit Drahtseil	$\sigma_t$	$\frac{\pi}{4} d^2$	$\frac{\pi D}{2 \pi}$
f	Welle mit Propeller	$\Delta p$	$\frac{\pi}{4} (D^2 - d^2)$	$\frac{s}{2 \pi}$

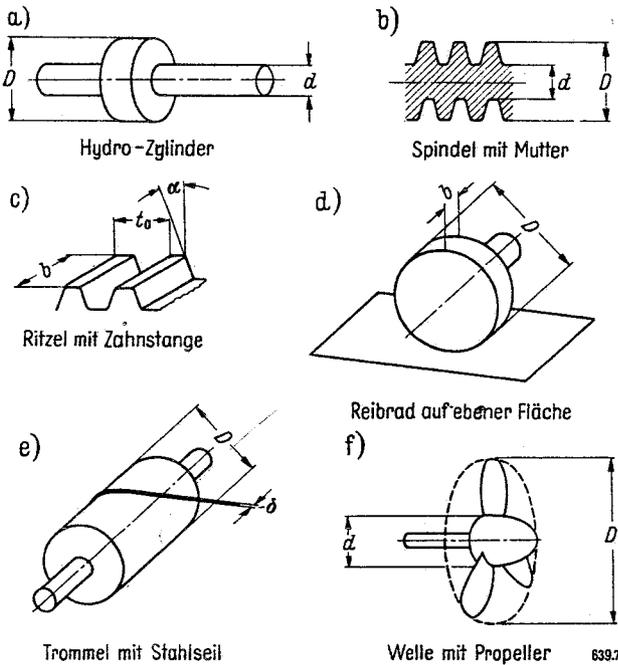


Bild 5. Größe von Arbeitsflächen zu c: b Breite der Zahnstange  
 $t_0$  Teilung der Zahnstange  
 $z$  Zähnezahl des Ritzels  
 $d_1$  Teilkreisdurchmesser des Ritzels  
 $\alpha$  Pressungswinkel

triebe haben zulässige Kraftdichtewerte vergleichbar mit pneumatischen Getrieben. Die niedrigsten Werte findet man bei den elektrischen Getrieben. Das Arbeitsvolumen nimmt aber in dieser Reihenfolge zu, bei gleichbleibendem abgegebenen Drehmoment oder Antriebskraft. Daß es möglich ist, konstruktive Auslegeberechnungen für Getriebe auf dieser Basis zu machen, wurde in [6] gezeigt. Oben beschriebener Zusammenhang von Kraftdichte und Baugröße müßte den Konstrukteur zu uneingeschränktem Erhöhen der Kraftdichtewerte führen. Steigerung dieser Werte

führt aber im allgemeinen zu einer Verkürzung der zu erwartenden Lebensdauer des Getriebes. Mit der Formulierung einer vergleichenden Lebensdauertheorie der Getriebe ist ein Anfang gemacht [10]. Wichtig ist das Verstehen der Einflüsse der verschiedenen Konstruktionsparameter auf die Vorgänge bei der elasto-hydrodynamischen Kontaktfläche. Bei dem hydrostatischen Energiewandler werden hydrostatische Lager notwendig, wenn Hertz'sche Pressungen zu hohe Werte annehmen. Bei Reibradgetrieben ist die Lebensdauer noch mehr gefährdet, weil ein hoher Wert der Kraftdichte einen hohen Wert der Kontaktspannung und zugleich des Reibwertes  $f$  verlangt. Aber gerade die Kombination von diesen beiden Anforderungen führt zu einer kurzen Lebensdauer dieser Getriebe. Die Einführung der Kugelumlaufspindel hat zwar hohe Wirkungsgrade ermöglicht, aber auch die Oberflächenermüdung als Lebensdauerparameter herbeigeführt. Hier bietet sich die hydrostatisch gelagerte Mutter als nächster Lösungsschritt an, ein Schritt, der aber nur durch höheren Aufwand an zusätzlichen Geräten möglich wird, Bild 6. Erwähnenswert ist die hohe Kraftdichte, welche bei Stahldrähten und bei Stahlbändern zulässig ist. Diese Tatsache hat dazu geführt, daß es bei Umschlingungsgetrieben neue Entwicklungen gibt, Bild 7. Diese Getriebe könnten dadurch interessante Perspektiven bieten für die Entwicklung eines regelbaren Fahranstriebs.

Abschließend sollte noch etwas gesagt werden zum Thema der Leistungsdichte der Ge-

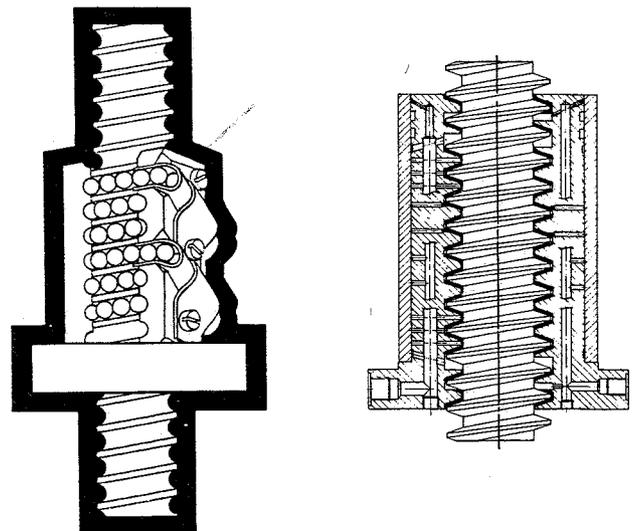


Bild 6. Getriebe aus Mutter und Spindel

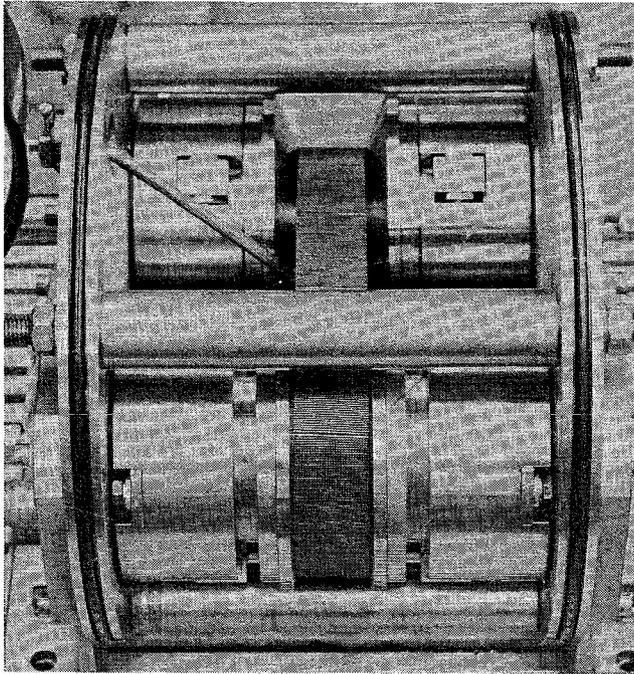


Bild 7. Umschlingungsgetriebe mit aufgebautem Stahlgürtelenergieträger (entwickelt am Institut für Kleinmaschinen der TH Eindhoven, Niederlande)

triebe. Als Maßstab für die Leistungsdichte kann man annehmen:

$$\frac{P}{V_{eff}} = \frac{\Delta}{2\pi} \cdot \omega \quad (5)$$

Diese Größe hat die Dimension  $\left[ \frac{F}{L^2} \cdot \frac{1}{T} \right] = \left[ \frac{1}{3} \cdot \frac{F \cdot L}{T} \right]$ . Der numerische Wert dieser

Größe wird bestimmt von der Lage des Arbeitspunktes des Getriebes. Die Leistungsdichte ist am größten für jenen Arbeitspunkt, wofür das Produkt  $\Delta \cdot \omega$  einen maximalen Wert hat. Von ausschlaggebender Bedeutung ist dabei die Lage der Grenzkurven K der Arbeitsgebiete, für verschiedene Größen von  $V_{eff}$  eines Getriebes, relativ zu den Leistungskurven für  $P = \text{konstant}$ , Bild 8. Das Bestimmen der maximalen Werte für die Leistungsdichte der Getriebe verlangt ein Bestimmen der Lage der Grenzkurven K für verschiedene Werte von  $V_{eff}$ . Diese Vorarbeiten sind meistens nicht durchgeführt. Für Hydromotoren findet man  $\Delta = 350 \text{ bar}$  und  $\omega = 150 \text{ rad/sek}$  und daraus ergibt sich für die Leistungsdichte ein Wert von  $8,4 \cdot 10^8 \frac{Nm}{m^3s} = 840 \cdot 10^3 \frac{kW}{m^3}$ . Für Elektromotoren findet man dementsprechend Werte von  $0,8 \cdot 10^5 \frac{N}{m^2} \times$

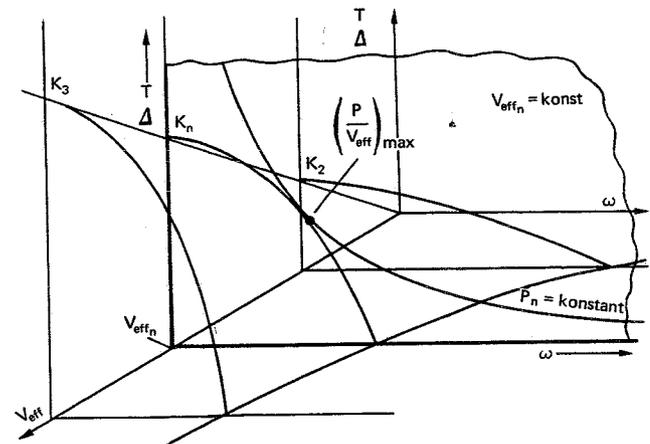
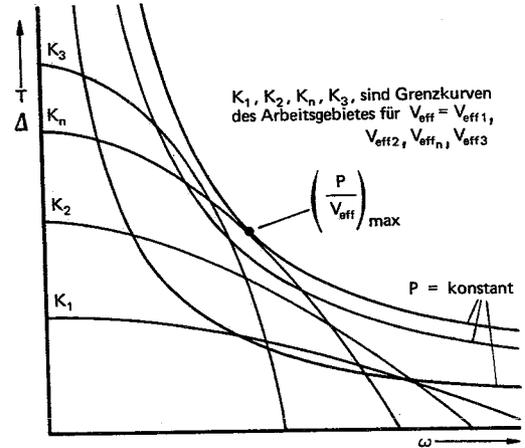


Bild 8. Räumliche und axial-projektionierte Sammlung der Arbeitsgebiete eines Getriebes für veränderlichen Wert von  $V_{eff}$ .

$\times \frac{150}{2\pi} \text{ rad/s} = 1,9 \cdot 10^3 \frac{kW}{m^3}$ . Diese Werte sollte man nicht als maximale Werte betrachten. So befinden sich Hydromotoren in Entwicklung mit einer Leistungsdichte von  $700 \cdot 10^5 \frac{N}{m^2} \times \frac{471}{2\pi} \text{ rad/s} = 5250 \cdot 10^3 \frac{kW}{m^3}$ . Bei Schiffgetrieben findet man Werte von  $8 \cdot 10^5 \frac{N}{m^2} \times \frac{12}{2\pi} \text{ rad/s} = 1,53 \cdot 10^3 \frac{kW}{m^3}$ . Diese Leistungsdichte sollte man nicht verwechseln mit der auf dem gesamten Bauvolumen bezogenen spezifischen Leistung des Getriebes, wofür man Werte von  $100 \frac{kW}{m^3}$  findet.

Vergleich des Winkelgeschwindigkeits-Wirkungsgrades der verschiedenen Getriebe.

Der Winkelgeschwindigkeits-Wirkungsgrad der Getriebe wurde in [6] definiert. Dieser Wirkungsgrad  $\eta_\omega$  wird bestimmt von den drei Winkelgeschwindigkeits-Wirkungsgraden des generatorischen, des konduktiven und des motorischen Teils des Getriebes, wie in

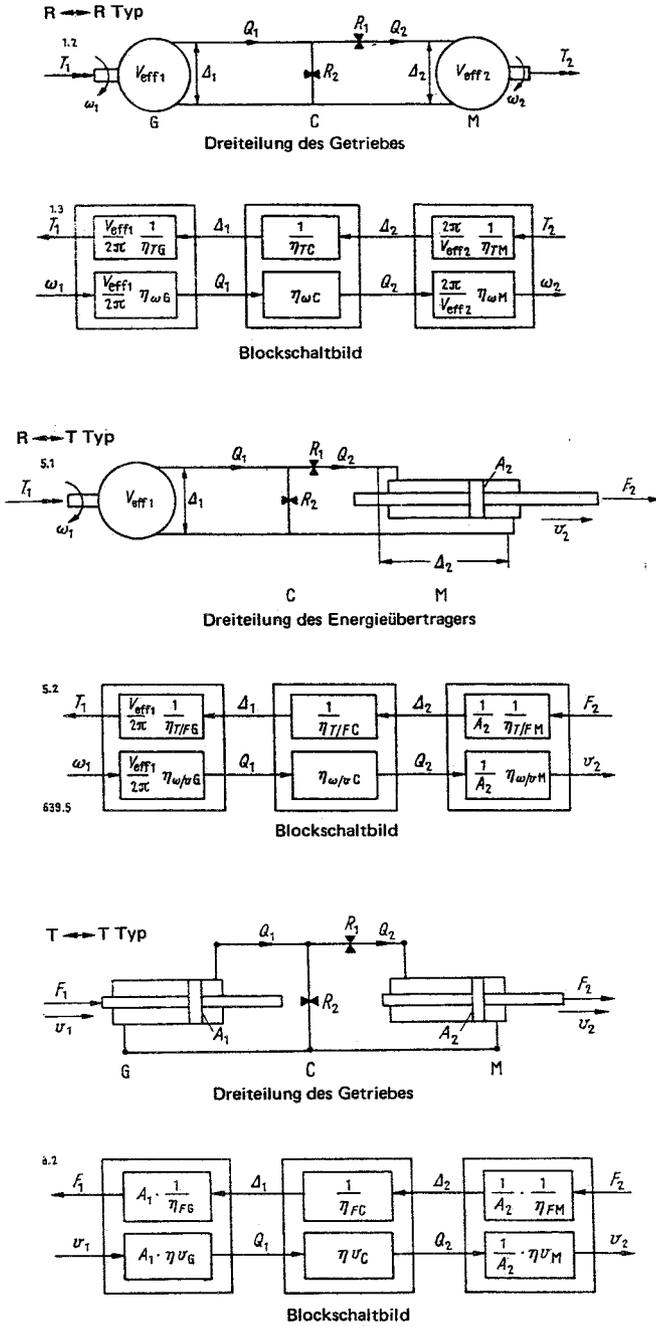


Bild 9. Festlegung der Beziehungsgrößen von Getrieben

Bild 9 dargestellt. Der Zusammenhang zwischen der eingehenden Winkelgeschwindigkeit  $\omega_1$  und der ausgehenden Winkelgeschwindigkeit  $\omega_2$  wird beschrieben durch:

$$\frac{\omega_2}{\omega_1} = i \cdot \eta_{\omega} \quad (6)$$

wenn:  $i = \frac{V_{eff1}}{V_{eff2}} \quad (7)$

und:  $\eta_{\omega} = \eta_{\omega/V}^G \cdot \eta_{\omega/V}^C \cdot \eta_{\omega/V}^M \quad (8)$

Bei Getrieben des R  $\leftrightarrow$  T Typs wird der Zusammenhang zwischen der eingehenden Win-

kelgeschwindigkeit  $\omega_1$  und der ausgehenden translatorischen Geschwindigkeit  $v_2$  beschrieben durch:

$$\frac{v_2}{\omega_1} = i' \quad (9)$$

wenn:  $i' = \frac{V_{eff1}}{2\pi \cdot A_2} \quad (10)$

und:  $\eta_{\omega/v} = \eta_{\omega/v}^G \cdot \eta_{\omega/v}^C \cdot \eta_{\omega/v}^M \quad (11)$

In Tafel 3 sind verschiedene Getriebe geordnet bezüglich der Größe ihrer Winkelgeschwindigkeits-Wirkungsgrade. Für formschlüssige Getriebe ist dieser Wirkungsgrad gleich eins. Für kraftschlüssige Getriebe ist  $\eta_{\omega}(\eta_{\omega/v}) < 1$ . Diese Eigenschaft der formschlüssigen Getriebe ist nicht nur in energetischer Hinsicht wichtig, sie führt auch dazu, daß die formschlüssigen Getriebe vorzüglich geeignet sind, Teil einer Steuerkette zu sein, Bild 1.

Tafel 3. Übersicht der winkelgeschwindigkeitswirkungsgrade von Getrieben

R $\leftrightarrow$ R Typ	$\eta_{\omega}$
Zahnradgetriebe	= 1
Kettengetriebe	= 1
Reibradgetriebe	< 1
Riemengetriebe	< 1
hydrostatisches Getriebe	< 1
hydrodynamisches Getriebe	< 1
elektrisches Getriebe	< 1

R $\leftrightarrow$ R Typ	$\eta_{\omega/v}$
Spindel mit Mutter	= 1
Ritzel mit Zahnstange	= 1
Trommel mit Drahtseil	= 1
Reibrad auf ebener Fläche	< 1
hydrostatische Getriebe	< 1
Welle mit Propeller	< 1

Getriebe mit  $\eta_{\omega}(\eta_{\omega/v}) = 1$  werden "schlupffreie" Getriebe genannt. Es sei darauf hingewiesen, daß die in letzter Zeit viel zum Einsatz kommenden Zahnriemen ebenfalls zu den "schlupffreien" Getrieben gehören und hinsichtlich  $\eta_{\omega} = 1$  den Kettengetrieben gleich zu setzen sind.

Vergleich der Drehmoment-Wirkungsgrade der verschiedenen Getriebe.

Diese Wirkungsgrade wurden ebenfalls in [6] definiert. Auch die Drehmoment-Wirkungsgrade werden bestimmt von drei Teilwirkungs-

graden: vom generatorischen, vom konduktiven und vom motorischen Teil des Getriebes. Für alle Getriebe gilt, daß  $\eta_{T/F} < 1$  ist. Weiterhin ist die Größe des Drehmoment-Wirkungsgrades abhängig von der Lage des Arbeitspunktes, also vom Betriebszustand. Entlastung der Lager und weitgehend Unterbinden von Reibungskräften, Ventilationsverlusten und Strömungsverlusten führt zu hohen Werten von Drehmoment-Wirkungsgraden. Der Einbau von Wälzlagern hat in dieser Hinsicht eine große Bedeutung, besonders bei Getrieben mit niedriger Ausgangsdrehzahl. Neuerdings kommt aber auch das hydrostatische Lager zum erfolgreichen Einsatz, wenn es darum geht, hohe Werte des Drehmoment-Wirkungsgrades zu realisieren.

Der Zusammenhang des eingehenden Drehmomentes  $T_1$  mit dem abgegebenen Drehmoment  $T_2$  kann Bild 9 entnommen werden:

$$\frac{T_1}{T_2} = \frac{i}{\eta_T} \quad (12)$$

$$\text{wenn: } i = \frac{V_{\text{eff1}}}{V_{\text{eff2}}} \quad (13)$$

$$\text{und: } \eta_T = \eta_T^G \cdot \eta_T^C \cdot \eta_T^M \quad (14)$$

Bei Getrieben des R  $\leftrightarrow$  T Typs wird der Zusammenhang des eingehenden Drehmomentes  $T_1$  mit der abgegebenen Kraft  $F_2$  beschrieben durch:

$$\frac{T_1}{F_2} = \frac{i'}{\eta_{T/F}} \quad (15)$$

$$\text{wenn: } i' = \frac{2\pi \cdot A_2}{V_{\text{eff1}}} \quad (16)$$

$$\text{und: } \eta_{T/F} = \eta_{T/F}^G \cdot \eta_{T/F}^C \cdot \eta_{T/F}^M \quad (17)$$

Diese Zusammenhänge der eingehenden und ausgehenden Größen eines Getriebes sind also, bei einer bekannten  $i$  (oder  $i'$ ), abhängig von  $\eta_T$  (oder  $\eta_{T/F}$ ), welche Größen von der Lage des Betriebspunktes des Getriebes abhängig sind. Es ist deshalb wünschenswert, daß  $\eta_T$  (oder  $\eta_{T/F}$ ) möglichst wenig von dem Wert 1 abweicht und daß dieser Wirkungsgrad möglichst wenig verändert in Abhängigkeit vom Betriebszustand des Getriebes. Zahnradgetriebe, Ketten- und Zahnriemgetriebe sind in dieser Hinsicht ausgezeichnete Getriebe. Ebenfalls sollten in dieser

Hinsicht auch Spindel mit Mutter, Ritzel mit Zahnstange und Drahtseil mit Trommel genannt werden.

#### Gesamtwirkungsgrade von Getrieben.

Der Gesamtwirkungsgrad  $\eta = \eta_\omega \cdot \eta_T$ , oder  $\eta = \eta_{\omega/V} \cdot \eta_{T/F}$  ist der Größe nach abhängig vom Betriebszustand des Getriebes. Hohe Werte des Gesamtwirkungsgrades bieten Aussicht auf -in energetischer Hinsicht - wirtschaftlichen Betrieb. Auch die Probleme der Abfuhr von Verlustwärme aus dem Getriebe werden erleichtert.

Schlupffreie Getriebe (Tafel 3) bieten schon deshalb Aussicht auf hohe Werte des Gesamtwirkungsgrades, weil  $\eta_\omega (\eta_{\omega/V}) = 1$  ist. Dazu kommt, daß diese Getriebe einen höheren Gesamtwirkungsgrad zeigen, je höher die Belastung des Getriebes ist, also je höher die auftretenden Kraftdichtewerte  $\Delta$  sind. Dieses trifft zu bis an jene Belastung, wo das Verlustdrehmoment überproportional mit der Kraftdichte zunimmt. Bei Betriebspunkten, wo dies der Fall ist, ist die Lebensdauer des Getriebes ohnehin gefährdet, weil dieses überproportionale Zunehmen meistens von coulomb'schen Reibungen verursacht wird.

Nicht schlupffreie Getriebe (Tafel 3) haben meistens einen niedrigeren Gesamtwirkungsgrad als schlupffreie Getriebe. Dazu kommt, daß der Gesamtwirkungsgrad für einen bestimmten Betriebszustand einen maximalen Wert zeigt. Der Betrieb dieser Getriebe ist also in energetischer Hinsicht "optimierbar". Andererseits sollte man bei der Konstruktion und Planung dieser Getriebe dafür sorgen, daß der Gesamtwirkungsgrad über einen großen Betriebsbereich einen möglichst konstanten und hohen Wert hat. In dieser Hinsicht gibt es ungenügend vergleichbare Messwerte für in dieser Hinsicht vergleichbare Getriebe. Das hydrostatische Getriebe hat diesbezüglich Interessantes zu bieten und braucht darin anderen Getrieben nicht unterlegen zu sein.

#### Zur Steuerung und Regelung.

Wenn schlupffreie Getriebe so viele Vorzüge vorzuweisen haben, weshalb werden dann die nichtschlupffreien Getriebe überhaupt noch verwendet?

Den Grund für die Verwendung von nicht-schlupffreien Getrieben findet man in der schwierigen oder sogar unmöglichen Einfuhr von Steuer- und Regelsignalen in schlupffreie Getriebe. Steuern und Regeln verlangt eine Möglichkeit des Abänderns von dem Übertragungsverhältnis  $i$ . Schlupffreie Getriebe bieten diese Möglichkeit nicht. Sie lassen nicht zu, daß das Verhältnis der Arbeitsvolumina  $V_{eff1}/V_{eff2} = i$  geändert wird, anderenfalls läßt auch  $i' = V_{eff1}/2\pi \cdot A_2$  sich nicht ändern. Sie gestatten auch keinen Eingriff im konduktiven Teil des Getriebes. Zusammenfassend kann man sagen, daß die schlupffreien Getriebe Leistungen mit hohem Wirkungsgrad und hoher Kraftdichte übertragen können. Die Zufuhr von Steuer- und Regelsignalen stößt aber auf große und meistens unüberwindliche Schwierigkeiten. Einen Kompromiss bildet das schaltbare Getriebe. Es besteht aus mehreren zwischen Energiequelle und Last parallel aufgestellten Getrieben, welche man wahlweise zuschalten kann zum Übertragen des Energiestromes. Das schaltbare Getriebe läßt ein gestuft veränderliches Übertragungsverhältnis zu, zusammen mit hohem energetischen Wirkungsgrad. Das Einführen von Signalen wird durch die Schaltbarkeit dieser Getriebe ermöglicht.

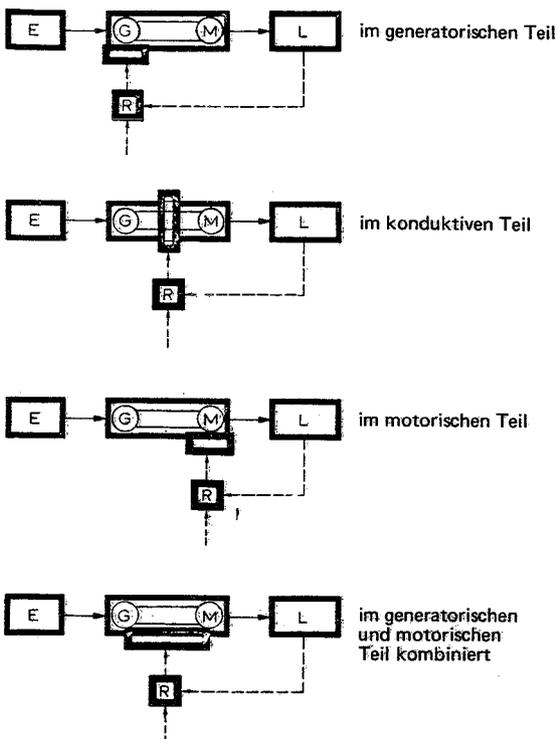


Bild 10. Einführungsmöglichkeiten von Steuer- und Regelsignalen im Getriebe

Geradezu ideal zur Einfuhr von Signalen sind aber die nichtschlupffreien Getriebe. Bei diesen Getrieben gibt es zwei Möglichkeiten, Bild 10. Zuerst kann man eine Veränderung von  $i = V_{eff1}/V_{eff2}$  anstreben, durch Veränderung von  $V_{eff1}$  oder von  $V_{eff2}$  oder von  $V_{eff1}$  und  $V_{eff2}$  gleichzeitig. Diese Möglichkeiten der Signaleinfuhr ermöglichen die "verlustarmen Regelungen". Zweitens kann man durch Signaleinfuhr im konduktiven Teil des Getriebes die Größe von  $\eta_{\omega}^C (\eta_{\omega/V}^C)$ , oder von  $\eta_T^C (\eta_{T/F}^C)$  oder von beiden beeinflussen. Diese Art der Signaleinfuhr führt zu "nichtverlustarmen Regelungen". Das elektrische "Gleichstrom-Getriebe" ist im Grunde genommen nur für gestufte Veränderlichkeit von  $i$  geeignet, z.B. durch Zu- und Abschalten der Polpaare. Der Elektrogenerator und der Elektromotor bieten aber die einzigartige Möglichkeit zur Signaleinfuhr über die Veränderung der magnetischen Induktion  $B$ .

Die regel- und steuerbaren Getriebe bieten eine gute bis ausgezeichnete Möglichkeit der Signaleinfuhr. Dafür werden aber Opfer verlangt bezüglich des energetischen Wirkungsgrades dieser Getriebe. Die Kraftdichte ist meistens ebenfalls kleiner als bei den nicht- und regelbaren Getrieben und erreicht bei elektrischen Getrieben sehr geringe Werte.

Die vorzüglichen Möglichkeiten der Signaleinfuhr hat bei regelbaren Getrieben zu Kombinationen von einem nichtregelbaren Getriebe mit einem regelbaren Getriebe zu einem leistungsverzweigten Getriebe, Bild 11, geführt. Bei diesen Getrieben kombiniert

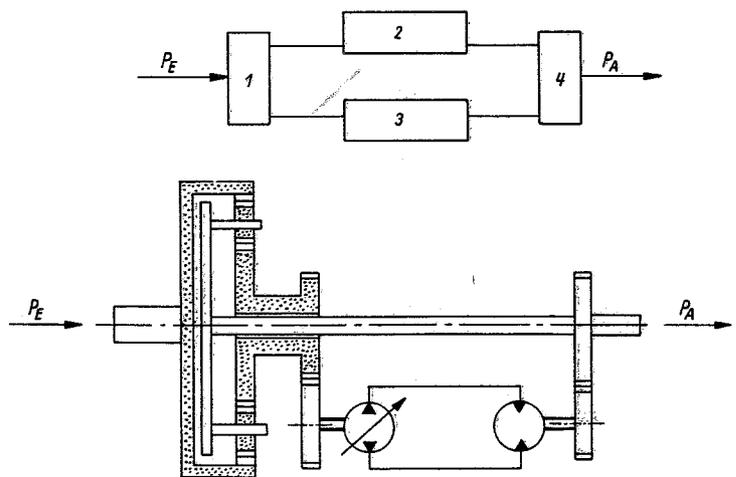


Bild 11. Planetengetriebe mit hydrostatischem Nebenstromgetriebe

man z.B. ein Planetenzahnradgetriebe mit einem regelbaren Getriebe von vergleichbarer Kraftdichte. Besonders die hydrostatischen Getriebe haben mit Planetenzahnradgetrieben zu erfolgreichen Konstruktionen von homogener Kraftdichte geführt. Der kleinste Teil der Leistung wird durch den hydrostatischen Leistungszweig geführt, der größte Teil durch den mechanischen Leistungszweig mit dem höheren Wirkungsgrad. Leistungsverzweigte Getriebe von inhomogener Kraftdichte sind denkbar und wurden tatsächlich realisiert.

#### Einordnung der hydrostatischen Getriebe.

Hydraulische Getriebe mit Gleichstrom-Charakter sind weit verbreitet. Pulsstrom-Getriebe kamen zur Anwendung bei hydraulischen Schrittmotoren. Die hydraulischen Wechselstrom-Getriebe haben bereits zu grundlegend neuen Konstruktionen geführt. Besonders das Einphasen-Wechselstrom-Getriebe ist, als hydraulisches Gestänge, besonders geeignet.

Das hydrostatische Gleichstrom-Getriebe wird verwendet mit Kraftdichtewerten von maximal 30 bar ("Niederdruck-Hydraulik") bis maximal 350 bar ("Hochdruck-Hydraulik") und für spezielle Anwendungen befinden sich 700 bar-Systeme in Entwicklung.

Bei hohen Werten der Kraftdichte ergeben sich entsprechend kleine Arbeitsvolumina. Kompaktes Konstruieren wird dadurch ermöglicht.

Bei zunehmender Kraftdichte wird eine feinere Filtration der hydraulischen Flüssigkeit notwendig. Dieses Problem ist aber in den letzten Jahren gemeistert und es gibt dazu jetzt "kaufbare" Lösungen.

Hohe elasto-hydrodynamische Belastungen haben bereits zu der Notwendigkeit der Anwendung von hydrostatischen Lagern geführt. Die dazu verwendete hydrostatische Druckflüssigkeit kann direkt der Druckflüssigkeit des Getriebes entnommen werden. Energiespeicherung in der hydraulischen Flüssigkeit ist nur beschränkt möglich. Im hydro-pneumatischen Speicher wird die Speicherkapazität eines Gases zur Hilfe gezogen. Trotzdem bleibt die spezifische Speicherkapazität beschränkt. Auch die elektrische Speicherkapazität zeigt eine sehr große Beschränktheit. Das mechanische Schwungrad

bietet interessante Perspektiven, wenn es ein Getriebe gibt, das es ermöglicht, bei niedrigen Drehzahlen noch einen Energiestrom am Schwungrad zu entnehmen. Dazu bieten die hydrostatischen, die elektrischen und die pneumatischen Getriebe eine Möglichkeit, wenn auch das pneumatische Getriebe in energetischer Hinsicht als "verschwenderrisch" gesehen werden muß.

Der energetische Wirkungsgrad des hydrostatischen Getriebes ist niedriger als der Wirkungsgrad eines guten schlupffreien mechanischen Getriebes. Die gute Regelbarkeit der Maschine mit einem hydrostatischen Getriebe erlaubt aber, über einen breiten Arbeitsbereich einen hohen durchschnittlichen Wirkungsgrad und ein Optimieren des gesamten Maschinenbetriebes.

Zuführung von Steuer- und Regelsignalen ist nur auf mechanischem Wege möglich, sei es über eine Verstellpumpe, ein Ventil oder über ein elektrohydraulisches Servoventil. Die Eigenschaften der geregelten hydraulischen Getriebe sind hervorragend. Andererseits sollte die direkte Umsetzung von elektrischen Signalen in hydraulische Signale eingehend studiert werden, zur Aufdeckung neuer Wege. Dazu bietet das hydrostatische Getriebe noch konstruktive Vorzüge. Die einfache Weise, wie Verzweigungen im Energiestrom erzeugt werden können, ist mechanisch schwierig zu überbieten. Dieses trifft auch hinsichtlich der großen Flexibilität in der relativen Bewegung von der Last zur Energiequelle zu. Nur die elektrischen und die pneumatischen Getriebe haben in dieser Hinsicht Vergleichbares zu bieten.

#### Zusammenfassung.

Zur Zeit gibt es eine große Auswahl von Getrieben, wodurch die Wahl für den Konstrukteur zu einem Problem werden kann. Zur Erleichterung dieser Wahl gibt es eine Vergleichssystematik der Getriebe; diese Systematik wurde bereits für Gleichstrom-Getriebe besonders ausgebaut. Für Pulsstrom- und Wechselstrom-Getriebe bedarf es noch vieler grundlegender Arbeiten. Für Gleichstrom-Getriebe sind die Begriffe wie Kraftdichte, Arbeitsvolumina und Möglichkeiten der Signaleinfuhr von großer Bedeutung. Nichtregelbare Getriebe bieten

meistens einen hohen energetischen Wirkungsgrad. Regelbare Getriebe verlangen hinsichtlich des Wirkungsgrades ihre Opfer, bieten aber weitaus mehr Möglichkeiten zur Optimierung der Funktion einer Maschine.

Hohe Kraftdichten ermöglichen ein kleines Arbeitsvolumen des Getriebes, sei es, daß die Lebensdauer durch spezielle Konstruktionen und teure Materialpaarungen erkauft werden müssen.

Die Umsetzung und Zufuhr von Signalen ist bei elektrischen Gleichstrom-Getrieben weit entwickelt. Bei mechanischen Getrieben stößt man beim Signalhaushalt auf grundlegende Schwierigkeiten. Bei den hydraulischen Getrieben gibt es viele Möglichkeiten zur Signaleinfuhr von verstellbaren Pumpen, Hydromotoren, Leitschaukeln, Drosselventilen, Stromreglern, Druckreglern bis zu elektro-hydraulischen Servoventilen. Die direkte Einführung von elektrischen Signalen in hydraulische Getriebe stößt noch auf große Schwierigkeiten. Es ist nicht ausgeschlossen, daß das Studium von elektrovviskosen oder magnetoviskosen Effekten bei Flüssigkeiten hierzu neue Möglichkeiten aufdecken wird.

Eine, jetzt sicherlich noch zu ergänzende Systematik der Getriebe, kann bestimmt "die Kreativität zweiter Ordnung" fördern. Die Zahl der Lösungswege wird dadurch größer, aber dagegen nicht weniger übersichtlich werden. Die immer neuen und höheren Ansprüche, bezüglich Leistung und Wirtschaftlichkeit der Maschinen, garantieren das Betreten der neuen Lösungswege aber nur dann, wenn der Konstrukteur dazu mit vergleichenden Argumenten einzuladen weiß. Die Lehre der Antriebstechnik soll dazu einen Beitrag liefern.

#### Literaturverzeichnis

- [1] Runge, W., W. Weigel, H. Kahlen, Methodische und apparative Vorarbeiten für vergleichende Messungen an elektrischen Strassenfahrzeug-Antriebe, Wissenschaftliche Mitteilungen aus dem Institut für Stromrichtertechnik
- und Elektrische Antriebe der Rheinisch Westfälischen Technischen Hochschule Aachen, Prof.em.dr.Techn Th. Wasserab.
- [2] Post, R.F. and S.F. Post, Flywheels, Scientific American, Vol. 229, No. 6, december 1973.
- [3] Schlösser, W.M.J., Grundlagen der Oelhydraulik, Oelhydraulik & Pneumatik, 1964, No. 7, S. 280.
- [4] Annon., Hydrodynamische Getriebe, Kupplungen, Bremsen, Voith-Getriebe KG, Heidenheim, bei Krausskopf-Verlag GmbH, Mainz, 1970.
- [5] Schlösser, W.M.J., Entwicklungstendenzen der hydraulischen Uebertragungen, Grundlagen der Oelhydraulik, Teil 1, Krausskopf-Taschenbücher, Krausskopf-Verlag GmbH, Mainz, 1973.
- [6] Schlösser, W.M.J., Analogien bei Antrieben, VDI-Zeitschrift 115 (1973) Nr. 7, Mai, S. 560-568
- [7] Prokeš, J., Neue Einheiten in der Logik-Pneumatik, Oelhydraulik & Pneumatik, Nov. 1965, S. 416.
- [8] Constantinesco, G., Sonics, Lecture delivered before the Society of Engineers, London, 4th April, 1959, Transactions, June 1959.
- [9] Schlösser, W.M.J. und W.F.T.C. Olderaan, Eine Analogontheorie der Antriebe mit rotierender Bewegung, Oelhydraulik und Pneumatik, 1961, No. 12, S.413.
- [10] Schouten, M.J.W., Einfluss elastohydrodynamischer Schmierung auf Reibung, Verschleiss und Lebensdauer von Getrieben, Forschungsheft No. 24 vom Forschungskuratorium Maschinenbau e.V. Frankfurt. Forschungsarbeit des Labors für Antriebstechnik der T.U. Eindhoven, Niederlande.