

Zeitschrift: Schweizerische Bauzeitung
Herausgeber: Verlags-AG der akademischen technischen Vereine
Band: 85 (1967)
Heft: 36: 10. Europäische Werkzeugmaschinen-Ausstellung: Hannover, 17. bis 26.9.1967

Artikel: Einführung in die Ölhydraulik.
Autor: Breuer, Kurt
DOI: <https://doi.org/10.5169/seals-69526>

Nutzungsbedingungen

Die ETH-Bibliothek ist die Anbieterin der digitalisierten Zeitschriften auf E-Periodica. Sie besitzt keine Urheberrechte an den Zeitschriften und ist nicht verantwortlich für deren Inhalte. Die Rechte liegen in der Regel bei den Herausgebern beziehungsweise den externen Rechteinhabern. Das Veröffentlichen von Bildern in Print- und Online-Publikationen sowie auf Social Media-Kanälen oder Webseiten ist nur mit vorheriger Genehmigung der Rechteinhaber erlaubt. [Mehr erfahren](#)

Conditions d'utilisation

L'ETH Library est le fournisseur des revues numérisées. Elle ne détient aucun droit d'auteur sur les revues et n'est pas responsable de leur contenu. En règle générale, les droits sont détenus par les éditeurs ou les détenteurs de droits externes. La reproduction d'images dans des publications imprimées ou en ligne ainsi que sur des canaux de médias sociaux ou des sites web n'est autorisée qu'avec l'accord préalable des détenteurs des droits. [En savoir plus](#)

Terms of use

The ETH Library is the provider of the digitised journals. It does not own any copyrights to the journals and is not responsible for their content. The rights usually lie with the publishers or the external rights holders. Publishing images in print and online publications, as well as on social media channels or websites, is only permitted with the prior consent of the rights holders. [Find out more](#)

Download PDF: 13.02.2026

ETH-Bibliothek Zürich, E-Periodica, <https://www.e-periodica.ch>

Stand und beschrieb anhand praktischer Beispiele Funktion, Anwendung, Probleme und zukünftige Möglichkeiten solcher Antriebe.

Prof. Dr. Paul Profos, Zürich, gab eine Einleitung in das Wesen der hydraulischen Signaltechnik und erläuterte die Methoden für die Erzeugung digitaler und analoger Signale sowie deren Übertragung, Verstärkung und Verarbeitung im Hinblick auf die Steuerung und Regelung hydraulischer Systeme. Am Schluss seines Vortrages befasste er sich mit dem dynamischen Verhalten der Steuer- und Regelorgane und dessen Einfluss auf die Signaltreue.

Dipl. Ing. P. Brunner, Winterthur, trug anhand bestehender Ausführungen die Probleme vor, die sich dem Konstrukteur beim Entwurf und bei der Wahl der hydraulischen Steuerelemente stellen. Er erläuterte die gebräuchlichsten Elementeverknüpfungen bei den hydraulischen Steuerungen, um anschliessend die Fragen des gesteuerten Gleichlaufes zweier hydraulischer Arbeitszylinder zu behandeln.

Der letzte Vortrag wurde von Prof. E. Matthias, Zürich, gehalten und befasste sich mit der Anwendung der Ölhydraulik für die Steuerung von Werkzeugmaschinen. Er erläuterte die besonderen Qualitätsanforderungen, welche den Werkzeugmaschinen gestellt und die Art, wie diese von verschiedenen Ausführungen erfüllt werden. Insbesondere beschrieb er die gebräuchlichsten Nachlaufregelungen (Kopiersysteme), deren Verhalten und deren Probleme sowie die von der Industrie gestellten Bedingungen bezüglich Genauigkeit und Wirtschaft-

lichkeit. Abschliessend folgte ein Ausblick auf die zu erwartenden Entwicklungstendenzen der Hydraulik im Werkzeugmaschinenbau.

Alle die genannten Vorträge haben sich aus zeitlichen Gründen auf die Darlegung der wesentlichen Begriffe beschränkt. Um eine Erweiterung der vermittelten Kenntnisse zu ermöglichen, ist jedem Vortragstext ein umfassendes Literaturverzeichnis beigelegt. In einigen Fällen wurde die Reihenfolge der Eintragungen so gehalten, dass von Veröffentlichungen mit rein theoretischem Inhalt in solche praktischen Einschlags übergegangen wird, in anderen wurden die Hinweise nach Fachgebieten unterteilt.

Sinnbildliche Darstellungen

In den Vorträgen dieser Tagung kommen oft schematische Darstellungen der verschiedenartigen Verknüpfungen hydraulischer Elemente vor. Um Wiederholungen zu vermeiden, sind die verwendeten Symbole in Tabelle 1 zusammengestellt. Die Sinnbilder sowie deren Erläuterungen sind der *Vorläufigen Empfehlung RP 3* des Europäischen Komitees Ölhydraulik und Pneumatik (CETOP), Ausgabe 1965²⁾ entnommen, die uns zu diesem Zweck vom Verein Schweizerischer Maschinen-Industriellen (VSM) in freundlicher Weise überlassen wurde.

M. Künzler

²⁾ Erhältlich beim Normalienbüro des Vereins Schweizerischer Maschinen-Industrieller (VSM), Kirchenweg 4, 8008 Zürich.

DK 532:621.8

Einführung in die Ölhydraulik

Von Dr.-Ing. Kurt Breuer, Düsseldorf

Einleitung

Die Einführung in die Ölhydraulik beschränkt sich auf eine geaffte Erläuterung der kennzeichnenden Begriffe hydrostatischer oder Ölhydraulischer Antriebseinrichtungen zur Umformung von gespeicherter Energie in mechanische Arbeit. Die für den gewollten Arbeitsablauf entscheidenden Bestandteile eines solchen Antriebs, die Steuerungen und die Ventile, sind in den am Schluss dieses Aufsatzes genannten Literaturunterlagen behandelt und bildlich dargestellt. Darin befinden sich u. a. weitere Angaben über Energiequellen, Umformer, Grundlagen der Ölhydraulik, Analogontheorie, mathematische Modelle, theoretische Hubvolumina, volumetrische sowie hydraulisch-mechanische Wirkungsgrade, graphische Analysen, stick-slip- und starting-stopping-Probleme und andere Einzelheiten. Diese Schriftumshinweise sollen das beengte Zeitprogramm von einem Grundlagenstoff befreien, den der Leser schon als Ingenieur kennt oder eben selbst nachlesen kann. In abwechselnder Referatfolge der Informationstagung «Theorie und Anwendung der Ölhydraulik» werden die im Programm genannten Themen der allgemeinen Hydrostatik, der Fahrzeugantriebe, der Signaltechnik, der Arbeitszylindersteuerung und der Werkzeugmaschinenhydraulik behandelt; dabei stehen nur Aussagen zu solchen Problemen der Ölhydraulik an, deren folgerichtige Betrachtung zu allgemeingültigen Erkenntnissen der hydrostatischen Antriebstechnik führt, und die zumeist in dem einschlägigen Schrifttum nicht hinreichend klar behandelt sind.

Grundlegende Energiequellen

Eine komplette Maschinenanlage umfasst: Die Energiequelle, den Energieumformer und die Last, zum Beispiel der motorische Antrieb, das Getriebe und die angetriebene Arbeitsmaschine. Getriebe sind nach VDI-Richtlinie Nr. 2127 Einrichtungen zum Umformen oder Übertragen von Bewegungen, und in diesem Zusammenhang auch von Energien. Bild 1 zeigt die Energiequellen unserer Technik und den Verlauf der Umwandlung bis zur nutzbaren Energie in der Antriebswelle. Als Ursprung aller Energieströme kann man die Kernenergie ansetzen (Energiequelle I. Ordnung). Große Energienmengen sind z. B. in den fossilen Brennstoffen gespeichert (Energiequelle II. Ordnung). Einen wesentlichen Platz nehmen die sogenannten direkten Umwandlungen ein, bei denen elektrische Energie unmittelbar verfügbar wird. Das Schema in Bild 1 lässt die tiefergehende Ordnungsgliederung der Energiespeicherung und der Umformung erkennen. Die Energiequellen III. Ordnung, wie Turbinen, Dampfmaschinen, Verbrennungsmotoren, Raketen, usw., geben mechanische Energie in Form rotierender Wellen oder oszillierender Stangen mit der Leistung $P = M \omega$ ab.

Der Ingenieur kann nicht alle Maschinen, Werkzeugmaschinen, Verbrennungsmotoren, Kraftmaschinen, Transportgeräte usw. im einzelnen kennen; er sollte aber in der Antriebstechnik das erkennen, was alle diese Maschinen in der Folgerichtigkeit der Bewegungen und

der Belastungsabläufe nach den allgemein gültigen Regeln des Maschinenbaus gemeinsam haben. Laut der Analogontheorie der Antriebe mit rotierender Bewegung [1] sind vier Brüder einer Umformerfamilie in gleicher mathematischer Modellform mit einem gemeinsamen Nenner definierbar: Die mechanische, die hydraulische, die pneumatische und die elektrische Übertragung. Diese haben im Prinzip den gleichen Aufbau. Der zugeführte mechanische Energiestrom wird im generatorischen Teil in mechanische Energie anderer Art oder in elektrische, pneumatische oder hydraulische Energie umgewandelt und mit Hilfe des übertragenden Konstruktionselementes zum motorischen Teil geleitet; dort findet die Rückwandlung in den mechanischen Energiestrom $P = M \omega$ zum Antrieb der Last statt. Die Übertragung des Energiestromes vom generatorischen zum motorischen Teil erfolgt über Energieträger im konduktiven Teil der Transmission; diese Energieträger können Elektronen, Atome oder Moleküle sein, je nach Art der Übertragung. Es lässt sich eine Analyse der spezifisch transportierbaren Menge Energie pro Träger aufstellen. Der wirksame Querschnitt des übertragenden Konstruktionselementes, zum Beispiel die energietransportierende Flüssigkeitssäule in der Hydrostatik, ergibt den gemeinsamen Nenner des mathematischen Modells.

Ölhydraulische Übertragungsformen

Hydraulische oder Flüssigkeitsgetriebe sind nach VDI-Richtlinien Nr. 2152/2153 Einrichtungen zum Umformen oder Übertragen von Bewegungen und Energie, bei denen Flüssigkeit als Energie-Übertragungsmittel zwischen einer Pumpe (dem Primärteil) und einem Motor (dem Sekundärteil) umläuft. Die Hauptgruppen sind *hydrodynamische* bzw. *hydrokinetische* und *hydrostatische* bzw. *ölhdraulische* Getriebe.

Im hydrodynamischen Getriebe sind Pumpe und Motor Strömungsmaschinen; die Pumpe ist eine Kreiselpumpe und der Motor eine Turbine; die Flüssigkeit wird in der Kreiselpumpe beschleunigt und in der Turbine wieder verzögert; das Drehmoment ist demnach im wesentlichen durch Massenkräfte bewirkt, die sich aus Geschwindigkeitsänderungen des Stromes ergeben; die hydrodynamisch übertragene Leistung ist das Produkt aus Massenstrom, Dralldifferenz und Winkelgeschwindigkeit. Das hydrodynamische Übersetzungsverhältnis ist im Prinzip von der Belastung abhängig entsprechend einer Hauptstrom-Charakteristik [4].

Im hydrostatischen Getriebe sind Pumpe und Motor Verdrängermaschinen; die Flüssigkeit wird in der Pumpe unter Druck gesetzt und im Motor wieder entspannt; das Drehmoment ist demnach im wesentlichen durch eine Druckkraft bewirkt, die sich aus der Druckänderung des Flüssigkeitsstromes ergibt; die hydrostatisch übertragene Leistung ist das Produkt aus dem Volumenstrom und dieser Druckdifferenz. Das hydrostatische Übersetzungsverhältnis ist im Prinzip von der Belastung unabhängig entsprechend einer Nebenstrom-Charakteristik [4]. Dieses hydrostatische oder ölhdraulische Ver-

drängersystem mit seinen kennzeichnenden Eigenschaften und ihren Auswirkungen im betrieblichen Einsatz sollte ausschliesslich Gegenstand der SIA-Informationstagung am 16. und 17. März 1967 sein.

Übersicht über die Anwendungsmöglichkeiten in der Ölhydraulik

Die bekannten Charakteristik-Kurven vom Drehmoment M über Drehzahlveränderung n_2 / n_1 sowie der Wirkungsgrade für den hydrodynamischen Wandler einerseits und für ein auch im Sekundärteil verstellbares Axialkolbengetriebe anderseits zeigen die typischen Merkmale der unterschiedlichen Einsatzeffekte, insbesondere bezüglich des Anfahrens mit hohem Anzugsmoment, der Weggenauigkeit bei einer Geschwindigkeitsverstellung und der Reversierbarkeit.

Im hydrodynamischen Getriebe muss zunächst ein Förderstrom mit einer bestimmten Beschleunigung gebildet werden, um ein Anzugsmoment zu erzielen [4]. Der Turbogetriebemotor ist nicht reversierbar. Die grosse Umfangsgeschwindigkeit der hydrodynamischen Wanderräder bedingt beim Anfahren einen zunehmenden Wärmeverlust, der ein längeres Betreiben mit geringer Drehzahl behindert. Solche Antriebe finden dort vorteilhafte Anwendung, wo man mit selbsttätiger, last-abhängiger Anpassung von Drehmoment und Drehzahl arbeiten will, wo wenige Anfahrvorgänge mit hoher Drehmomentschwankung, jedoch lange Dauerlaufzeiten verlangt werden, in denen sich die für den optimalen Wirkungsgrad zuständige mittlere Drehzahl nur geringfügig verändert, wie z.B. bei Schnellzug-Lokomotiven, bei Überseeschiffen usw. Hier kommen die Vorteile der hydrokinetischen Kupplung zur Geltung.

Der ölhydraulische Verdränger- oder Kolben-Antrieb bewirkt demgegenüber mit kleinstem Förderstrom sofort ein dem Druck p

proportionales Moment M mit kleiner Anfahrleistung und ist durch einfache Förderstrom-Richtungsänderung reversierbar. Dieser Zusammenhang von Drehmoment M , Motor- (oder Zylinder-) Hubvolumen V , Druck p und Förderstrom $Q = F \cdot 2 \cdot r \cdot \pi$ lässt sich mit der Endgleichung $M = V \cdot p / 2 \cdot \pi$ erläutern [7].

Mit hydrostatischen Antrieben können Drehzahl, Beschleunigung und Drehrichtung stufenlos und automatisch mittels eines einfachen Öldruck-Steuerimpulses verändert werden. Sie vereinen in sich die Funktion des Drehzahlverstellgetriebes sowie des Drehmomentwandlers und eignen sich besonders für Maschinen, die häufig mit hohem Anzugsmoment anfahren müssen und eine feinfühlige druck-abhängige Steuerung verlangen, wie z.B. bei Winden, Rangiergeräten, Baggern, Transportanlagen usw., welche kürzere Vollastzeiten, aber häufigere Last- und Richtungs-Wechsel verlangen, ohne dass dabei der Wirkungsgrad im kleineren Drehzahlbereich zu früh absinkt.

Solche Antriebe können annähernd zeitlich unbegrenzt in Schleichfahrt arbeiten. Die häufige Vergleichsstellung mit dem Ward-Leonhard-Antrieb ist bezüglich des Verhaltens von Druck und Spannung sowie Förderstrom und elektrischem Strom nicht immer richtig. Bei abnehmender Drehzahl des Ölmotors mit kleinerem Förderstrom können die zulässigen Öldrücke in grösserem Masse anwachsen, ohne die Lebensdauer der Lager entsprechend zu gefährden. Dem gegenüber sind die kleinsten Drehzahlen für Ward-Leonhard-Motore über längere Laufzeit begrenzt durch die Wärmeentwicklung, das Kommutatorfunkeln usw. Die Charakteristik-Kurven sind natürlich nicht geeignet, über die numerischen Werte der einzelnen Kenngrössen und der erzielbaren betrieblichen Effekte genauere Auskunft zu geben. Die

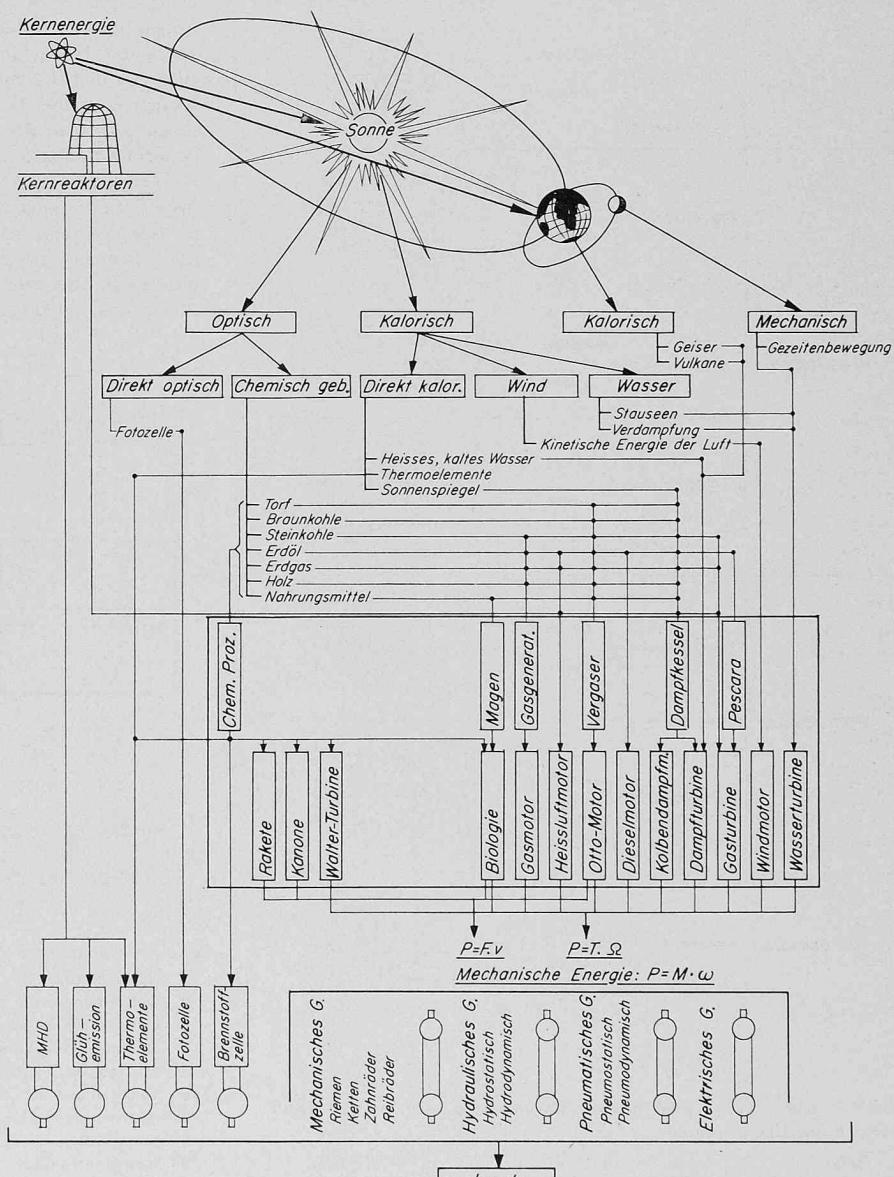


Bild 1. Energiequellen der Technik

| Verdrängerprinzip | Benennung | Schematische Darstellung |
|-------------------|---|--------------------------|
| Zahn | Zahnrad Pumpe Motor | |
| | Zahnring Pumpe Motor | |
| Schnecke | Schnecken Pumpe Motor | |
| Flügel | Flügelring (Rundgehäuse) Pumpe Motor | |
| | Flügelzellen (Ovalgehäuse) Pumpe Motor | |
| | Sperrflügel (Ovalrotor) Pumpe Motor | |
| Axialkolben | Taumelscheiben Pumpe Motor | |
| | Schrägscheiben Pumpe Motor | |
| | Schrägtrommel Pumpe Motor | |
| Radialkolben | Trommelfkolben Pumpe Motor | |
| | Exzenterkolben Pumpe Motor | |
| Reihenkolben | Reihenkolben Pumpe Motor | |

Bild 2. Gebräuchliche Bauarten von serienmäßig hergestellten Hydropumpen und Hydromotoren

1 Oeleintritt 3 Rotor 5 Flügel 7 Kolben
2 Oelaustritt 4 Gehäuse 6 Steuerelement 8 Verdrängerraum

Zweckmässigkeit des jeweils zu wählenden Systems eines hydrostatischen oder eines anderen Antriebs ergibt sich aber in den meisten betrieblichen Bedarfssälen schon durch folgerichtige Betrachtung des gewünschten optimalen Bewegungsablaufs des anzutreibenden Werkzeugs. Schrifttum und Prospekte erläutern die Vorteile ölhdraulischer Antriebe wie das schnelle Anhalten ohne mechanische Bremse, die sehr kleine Rotormasse des Ölmotors und die dadurch bedingte günstigere Zeitkonstante für automatische Steuerungen, die hohe Kraftdichte, den lastmessenden Öldruck, die Freizügigkeit der Anordnung von Antriebs- und Abtriebs-Welle, die Verwendbarkeit des Ölmotors in explosionsgefährdeten Betrieben wie auch unter Wasser, sowie die zuverlässige Absicherung durch Öldruckbegrenzung gegen eine Überlastung der angetriebenen Maschine, wodurch eine günstigere konstruktive Gestaltung der Maschinenteile ermöglicht wird, usw. Eine planmässige Erfassung der zuständigen Einflussgrössen lässt, anhand der vorgezeichneten Grundlagen-Kenntnis, alle betriebswirtschaftlichen Nutzungsmöglichkeiten in eine Kostenrechnung bringen.

Die auf dem Markt befindlichen Pumpen, Motoren und Ventile sind hinreichend erprobt. Bild 2 gibt einen Überblick der gebräuchlichsten Bauarten, die serienmäßig erzeugt werden und zum grössten Teil bekannt sind [2]. Diese Verdrängerkonstruktionen sind nach Grösse, Bauform und vor allem nach der erzielbaren Lebensdauer sehr unterschiedlich. Es gibt z. B. serienmäßig hergestellte Axialkolbeneinheiten mit Hubvolumina, die von unter 1 cm^3 bis zu 4000 cm^3 schwanken und deren Konstruktion seit über 25 Jahren kaum eine Änderung erfahren hat; Einzelkonstruktionen dieser Bauart wurden schon vor längerer Zeit mit über 60000 cm^3 Hubvolumen hergestellt. Betrachtet man dazu den grossen Streubereich der maximalen Drehzahlen, vom Langsamläufer bis zu 3000 U/min , sowie kleinste Spezialkonstruktionen mit Drehzahlen bis zu 10000 U/min , ferner die konstruktionsbedingten Höchstdruckunterschiede, so hat man ein annäherndes Bild von dem weiten Einsatzbereich allein der rotierenden ölhdraulischen Antriebe. Dementsprechend vielseitig sind ebenfalls die Ausführungsformen der Steuerungen. Die Ventile erhalten immer mehr genormte Baukastenformen mit internationaler Normanpassung. Die Konstruktion nach einheitlichen Methoden gemeinsamer Erkenntnisse der optimalen Wirkungsweise ist jedoch bisher weniger gediehen als beispielsweise bei der Elektrotechnik. Mit den auf dem Markt befindlichen, in Grossserien hergestellten hydraulischen Steuerungsteilen lassen sich aber alle vorkommenden Steuerungsprobleme durch sinnvollen Zusammenbau lösen [5].

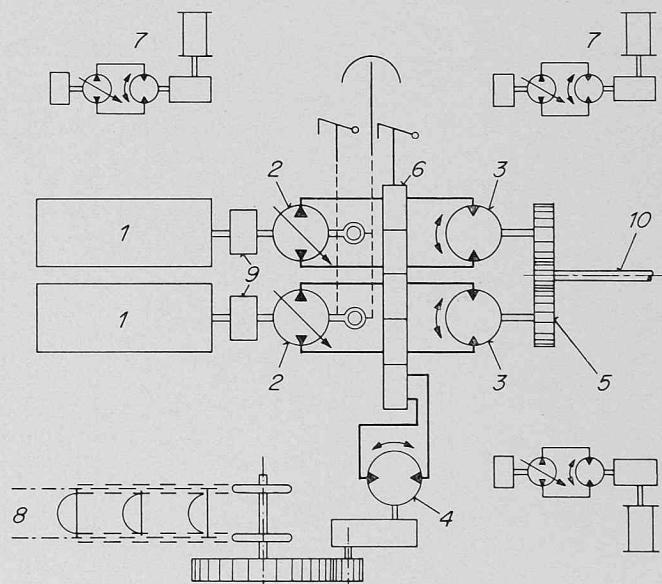


Bild 3. Hydraulische Anlage eines 900-PS-Eimerkettenbaggerschiffes
1 Dieselmotoren
2 Getriebemotoren, je 1350 l/min
3 Ölmotoren des Schiffsschraubenantriebes
4 Ölmotor des Eimerkettenantriebes
5 Antrieb zur Schiffsschraube
6 Ventilanlage zur wechselseitigen Umschaltung von 2 auf 3 oder auf 4
7 Hydrostatische Windenantriebe
8 Eimerkette
9 Wendegtriebe
10 Schiffsantrieb

Der so oft beanstandete Preis solcher Getriebe ist abhängig von der erzielbaren Grösse der Herstellungsserie gleicher Typen und damit von der vielseitigen Verwendbarkeit einer bestimmten Leistungsbauart für unterschiedliche Arbeitsmaschinen. Die Programm-entwicklung der Dieseleinbaumotoren nimmt heute Einfluss auf die Planzahlen der hydrostatischen Getriebe, wobei ein Gleichziehen der Leistungstypen und der Serienstückzahl sowie der Einbauunterlagen angestrebt wird. Die diesbezüglich meistgefragte Leistungs-klasse liegt bei rund 50 PS in einer Konstruktionsform, die sich durch Zwillings- und Dreifachanordnung auch für Antriebe von 90, 120, 160 und 200 PS verwenden lässt. Besondere Beachtung findet hierbei der ölhdraulische Antrieb für sogenannte selbstfahrende Arbeitsmaschinen, wie Bagger, Mähdrescher, Schlepper usw., insbesondere, wenn der Energiestrom der Primärpumpe ausser dem Fahrantrieb noch die verzweigten einzelnen Arbeitsgeräte im abwechselnden Arbeitsbelastungsprogramm versorgt. Als Beispiel solcher kombinierten Antriebe sei hier das Eimerkettenbagger-schiff Kyant-Khaing-Yay genannt, welches mit hydrostatischen Schiffsschrauben sowie Eimerketten- und Winden-Antrieben ausgerüstet ist, Bild 3 [7].

Gegenüber der vorjährigen europäischen Produktionsstatistik von weniger als 40000 Getriebeeinheiten dieser Art zeichnet sich ein kommender Jahresbedarf von über 200000 solcher genormter Einheiten allein für den Baummaschinen- und Landmaschinenmarkt ab. Die diesbezüglichen Bemühungen der amerikanischen Lieferanten bestätigen diese Vorschau [8].

Die Erzielung der bestmöglichen Nutzeffekte der jeweils gewählten Antriebsart einerseits und die Entscheidung in den Grenzgebieten der Zweckmässigkeit unterschiedlicher Konstruktionen andererseits verlangt mehr als nur die Auswahl zwischen Verdrängerhydraulik, hydrokinetischem Wandler oder etwas anderem; sie verlangt ein untrüglich echtes Bild der technischen Leistungsfähigkeit und Wirtschaftlichkeit eines Antriebs am richtigen Platz.

Die Forschung der Wirkungsgrad-Verbesserungsmöglichkeiten und der Preislage führt nicht zu ausreichenden Erkenntnissen über die günstigste Nutzbarkeit hydrostatischer Antriebe. Das Gerät mit dem besten Wirkungsgrad ist nicht immer das zweckdienlichste. Die Verwendbarkeit von serienmäßig hergestellten Ausrüstungen unter Inkaufnahme der Standardisierungsnachteile wird gegebenenfalls für die Wirtschaft wichtiger als hochgezüchtete Konstruktionen, abgesehen von den umstrittenen Beurteilungs- und Messmethoden mit unzulänglichen, oft auch unerschwinglichen Einrichtungen der Prüfstände.

Der in Bild 4 gezeigte 100-PS-Antrieb eines mit elektrischer Programmsteuerung automatisierten Blindschachthaspels untertege erbrachte in den ersten vier Jahren eine unmittelbare Betriebskostensenkung von rd. 0,94 DM pro t Bergversatz oder umgerechnet eine Ersparnis von rd. 0,80 DM/t gefördelter Kohle dieser Grube gegenüber einer echt vergleichbaren automatisch-elektrischen Antriebsanlage. Darüber noch hinausgehende Folgeeinsparungen durch den entfallenden E-Schutz, durch einfachere Bedienung usw. sind dabei nicht in Rechnung gesetzt. In Bild 4 sind gleichzeitig die grundlegenden Bestandteile einer hydrostatischen Antriebsanlage aufgeführt: Eine Pumpe 4 und zwei Motoren 1 mit nachgeschaltetem Vorgelege des Haspels; die Verbindungsleitungen; eine lastabhängige Servoverstellung 5 der Pumpe und damit der Motordrehzahl; Kontaktmanometer bzw. mehrere abgestufte Druckschalter 6; hochdruckbegrenzende Überdruckventile; Niederdruck-Minimalabschalter 9; Spülventil 10; Speiseanlage mit Speiserückschlagventilen 11 und Druckbegrenzungsventil 12; autom. Bremslüftventil 13 und die üblichen Ausrüstungsgegenstände. In diesem Fall ist die elektrische Leistungsbegrenzung für die lastabhängige Servoverstellung sehr einfach gelöst: Je nach unterschiedlicher Korblast, d.h. je nach Öldruck, spricht der zugeordnete Druckschalter 6 an und stellt die zur jeweiligen Last passende Fahrgeschwindigkeit über elektrische Spindelverstellung 7 der Axialkolbenpumpe 4 automatisch ein [3].

Das in Bild 5 veranschaulichte System eines hydrostatischen, drehzahlgeregelten Differentialgetriebes wurde schon vor über 25 Jahren im Hinblick auf hydraulische Fahrzeugantriebe verwirklicht. Seit 1950 werden Streckenreduzierwalzwerks-Antriebe hiermit gesteuert. Die zueinander um etwa 10% abgestuften Drehzahlen von z.B. 20 Gerüsten lassen nur einen Schlupf von weniger als 5/1000 zu, der durch hydrostatische Differentialüberlagerungsgetriebe eingehalten wird. Die weitere Entwicklung dieser hydrostatischen Leistungsverzweigung führte zu den Antrieben gleichen Systems für Lüfter, Kesselspeisepumpen usw. von einigen 1000 kW Antriebsleistung; bei den Turbo-Arbeitsmaschinen ist ja die Leistung annähernd proportional der dritten Potenz der Drehzahl; mit einem kleinen Drehzahlver-

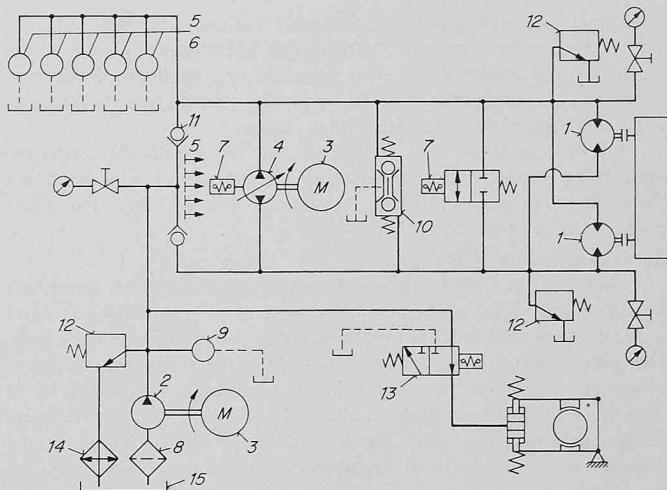


Bild 4. Hydrostatisch getriebener Bergbauhaspel

- | | |
|---|---------------------------|
| 1 Oelmotoren | 8 Filter |
| 2 Speisepumpe | 9 ND-Minimalabschalter |
| 3 Elektromotor | 10 Spülventil |
| 4 Verstellpumpe mit Spindel-Verstellvorrichtung | 11 Speiserückschlagventil |
| 5 Programmsteuerung | 12 Druckbegrenzungsventil |
| 6 Druckschalter-Federkolben | 13 Bremslüftventil |
| 7 Elektrische Spindel-betätigung | 14 Kühler |
| | 15 Ölebehälter |

änderungsbereich wird also eine relativ grosse Leistungsveränderung bewirkt; bei solchen hydrostatisch drehzahlverstellbaren Planetenradantrieben ist die benötigte Leistung grösse des ölhdraulischen Getriebes nur ein Prozentanteil der Gesamtantriebsleistung; dies entspricht annähernd dem benötigten Drehzahlverstellbereich in % von der vollen Drehzahl; im gleichen Anteil geht nur der geringere ölhdraulische Wirkungsgrad in den Gesamtwirkungsgrad des Planetengetriebes ein. So werden z. B. bei einer Lüfterdrehzahlregelung zwischen 76 U/min und 43 U/min eines Kühlтурmventilators optimale Gesamtwirkungsgradwerte des kompletten Antriebs von über 98% erzielt [6].

Zum Problem des Gleichlaufs zweier Hydraulikzylinder ist aus der Praxis eine 5000-Mp-Presse für Rohre bis 40", 12 m Länge und bis 12,7 mm Wandstärke erwähnenswert. Die beiden Pressenkolben von je 1330 mm Durchmesser stehen im Abstand von 6300 mm und werden von 2 Hochdruck-Axialkolbenpumpen für je 1350 l/min mit einer Gleichlaufgenauigkeit von $\pm 2,4$ mm bei 100 mm/s Leergang- und rd. 10 mm/s grösster Pressgeschwindigkeit gefahren. Die beiden getrennten Servoverstellungen der Thoma-Axialkolbenpumpen sind durch eine mechanische Differential-Nachlaufsteuerung betätigt, die die vorgenannte Gleichlaufgenauigkeit ohne Drosselventile oder me-

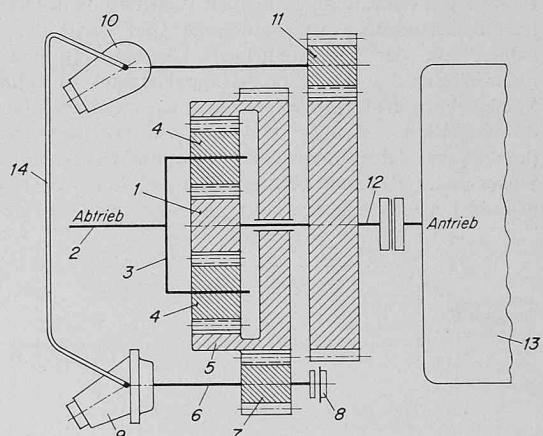


Bild 5. Planetengetriebe mit hydrostatischem Regelgetriebe zur stufenlosen Drehzahlveränderung

- | | |
|-----------------------|------------------|
| 1 Inneres Sonnenrad | 8 Bremse |
| 2 Abtriebswelle | 9 Oelmotor |
| 3 Planetenträger | 10 Verstellpumpe |
| 4 Planetenräder | 11 ZR-Vorgelege |
| 5 Hohlrad | 12 Antriebswelle |
| 6 Welle des Oelmotors | 13 Antriebsmotor |
| 7 ZR-Vorgelege | 14 Rohrleitung |

chanischer Kolbenkopplung annähernd verlustlos sichert [3]. Die Rohrqualität wird von dem Kolbendruck beeinflusst, unter dem das Blech eine bestimmte Zeit stehen muss. Die zuständigen Steuerwerte konnten nur empirisch ermittelt, und die erforderliche feinfühlige Verstellbarkeit nicht vorausberechnet werden.

Die einzuschlagenden Wege, um die ölhdraulische Antriebs-technik im Rahmen allgemeiner Rationalisierung umfangreicher zur Nutzung zu bringen, sind vorgezeichnet aber offensichtlich noch nicht ausreichend erkannt [6].

Zusammenfassung

Das ölhdraulische Antriebssystem ist gekennzeichnet durch das druckproportionale Moment $M = Vp/2\pi$ in Abhängigkeit vom wahlweise verstellbaren Hubvolumen der Verdrängerpumpen bzw. Motoren und Zylinder. Die auf dem Markt befindlichen Pumpen, Motoren und Ventile sind hinreichend erprobt. Die industrielle Konstruktionsentwicklung strebt höhere Lebensdauer und niedrigere Fertigungskosten an; die Ölhydraulik-Forschung hat weniger die Aufgabe der konstruktiven Geräteentwicklung selbst als mehr der Erschliessung weiterer Möglichkeiten zur Nutzbarmachung dieser Antriebstechnik. Die Echorückkopplung der Pulsation, der Druckwellenrücklauf als Steuerungsmittel, die elektronische Umformung des Reglerimpulses und andere grundlegende Vorgänge bis zur unmittelbaren Umwandlung der Oldruck-Energie in ein elektrisches Potential, Strömungsvorgänge, Temperaturverhalten, Verbesserung der messtechnischen Verfahren usw. sind Hauptaufgaben der technisch-wissenschaftlichen Untersuchungen. Viele Konstruktionsgebiete sind heute ohne Ölhydraulik nicht mehr denkbar, insbesondere der Pressenbau, der Schwerlasttransport, die Werkzeugmaschine, die Bau-maschine einschliesslich Fahrantrieb, die Flugzeugsteuerung, die Signal- und Regler-Technik u.a.m.

Die Industrie hält leider echte betriebswirtschaftliche Erfolgskosten-Vergleichsabrechnungen und positive Erfolgssahlen über Ölhy-

draulik-Anlagen zurück oder erstellt solche meistens gar nicht. Die unzureichende Kenntnissammlung über bislang Erreichtes und wirklich Erreichbares beeinträchtigt die Entwicklung. Brauchbare Anhaltszahlen über den stetig wachsenden Bedarf an Ölhydraulik sind sehr dürftig. Das folgerichtige Durchdenken der gegebenen technischen Zusammenhänge aufgrund allgemein geltender Regeln der Maschinen-elemente, Mechanik und Kinematik ist die Zielsetzung der Diskussionen über die Theorie der Ölhydraulik.

Literaturverzeichnis

- [1] *Schlösser, W. M. J. und Ölderan, W. F. T. C.*: Eine Analogontheorie der Antriebe mit rotierender Bewegung. «Antriebstechnik» 1953, S. 5/10. Krauskopfverlag, Wiesbaden.
- [2] *Stiess, W.*: Pumpen-Atlas I, A. G. T.-Verlag, Ludwigsburg, 1966.
- [3] *VDI-Bericht Nr. 57: Ölhydraulische Geräte und Anlagen*. VDI-Verlag GmbH, Düsseldorf, 1962.
- [4] *Breuer, K.*: Die Wirkungsweise eines hydrostatischen Flüssigkeitsgetriebes im Vergleich zum hydrodynamischen Getriebe. «Betriebs-technik» 6 (1965), H. 1, S. 1/6. Technischer Verlag H. Resch GmbH, München.
- [5] *Breuer, K. und Esser, R. P.*: Vortragsreihe Ölhydraulik im Haus der Technik e.V., Essen. Vortragsveröffentlichungen 1964, H. 24, S. 1 und 42. Vulkan-Verlag, Essen.
- [6] *Breuer, K.*: Neue Entwicklungen von hydrostatischen Getrieben. «VDI-Zeitschrift» 106 (1964), H. 6, S. 193/195. Getriebetechnik XV. VDI-Verlag GmbH, Düsseldorf, 1964.
- [7] *Breuer, K.*: Ölhydraulik für die Planung von Maschinen-Hauptantrieben. «TZ für praktische Metallbearbeitung» 56 (1962), H. 2, S. 75/78. Technischer Verlag G. Grossmann GmbH, Stuttgart-Vaihingen.
- [8] *Breuer K.*: Rationalisierung und Betriebskostensenkung durch Ölhydraulik. «Betriebs-technik» 8 (1967), H. 4. Klaus Resch Verlag KG, München-Gräfelfing.

DK 532:62-5

Hydraulische Signaltechnik

Von Prof. Dr. Paul Profos, ETH, Zürich

1. Allgemeines über Wesen und Aufgabe der hydraulischen Signaltechnik

Es hat sich als praktisch und sinnvoll erwiesen, zwischen *Energie-technik* und *Signaltechnik* zu unterscheiden. Der ersten Gruppe ordnet man allgemein die Technik der Energie- und Stoffumformung zu, wobei der Wirkungsgrad ein typisches Kennzeichen der Prozessgrössen ist. Die Signaltechnik anderseits dient der Übertragung und Verarbeitung von Informationen, wobei das Signal als Träger der Information auftritt. Im Gegensatz zur Energietechnik spielt hier der energetische Wirkungsgrad praktisch kaum eine Rolle; das Gütemass ist vielmehr die Treue der Signalübertragung.

Diese Unterteilung lässt sich auch auf die Ölhydraulik anwenden, indem die Technik der Umwandlung und des Transportes von Energie mit hydraulischen Mitteln (Leistungshydraulik) der Energietechnik zuzuordnen ist. Anderseits sind diejenigen Anwendungsbereiche, die der (leistungsarmen) Umwandlung und Übertragung hydraulischer Signale dienen, zur Signaltechnik zu rechnen. In diesem Sinne soll für die folgenden Betrachtungen hydraulische Signaltechnik der *Technik hydraulischer Steuerung und Regelung* gleichgesetzt werden. Es ist dabei unerheblich, dass mindestens am Ausgang der Steuer- oder Regeleinrichtung meist ein Stellmotor wirkt, der eine gewisse Leistung abgeben kann und auch nach den Gesichtspunkten

der Leistungshydraulik zu bemessen ist. Übergeordneter Gesichtspunkt bleibt aber auch in diesem Fall die Signalübertragung.

Um Missverständnissen vorzubeugen, seien zunächst kurz die Begriffe Steuerung und Regelung umschrieben. In der allgemeinen Regelungstechnik wird als *Steuerung* ein Vorgang bezeichnet, durch welchen eine physikalische Grösse (x_a), die am gesteuerten Prozess auftritt, einer von aussen gegebenen Grösse (x_e) in bestimmter Weise zugeordnet wird. Diese Zuordnung erfolgt fortlaufend durch einseitig gerichtete Übertragung von Wirkungen (Signalübertragung), ausgehend von x_e und endend bei x_a . Ein *Steuersystem* hat dementsprechend grundsätzlich den Aufbau gemäss dem allgemeinen Blockschaltbild, Bild 1. Die Eingangsgrösse x_e kann dabei entweder durch den Menschen eingegeben werden oder auch von einem vorgeschalteten *Prozess 1* stammen. Die Ausgangsgrösse x_a kann über ein Anzeigegerät direkt oder über ein Speichergerät (Schreiber usw.) indirekt wiederum dem Menschen zur Kenntnis gebracht werden. Sie kann aber auch unmittelbar auf einen weiteren *Prozess 2* wirken.

Einzelne Teile der *Steuereinrichtung*, so zum Beispiel der Verstärker, können unter Umständen fehlen, andere, wie die Eingabevorrichtung oder die Vorrichtung zur Wirkungsauslösung, sind immer vorhanden. Ebenso gehört zu einem Steuersystem der gesteuerte *Prozess 2*.

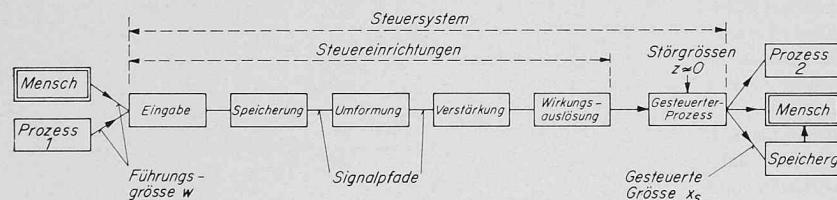


Bild 1. Allgemeines Blockschaltbild einer Steuerung
Eingangsgrösse x_e = Führungsgrösse w ;
Ausgangsgrösse x_a = Gesteuerte Grösse x_s

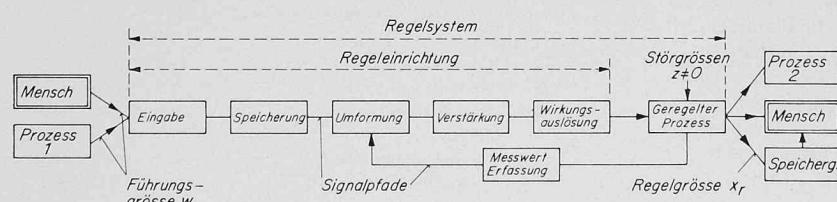


Bild 2. Allgemeines Blockschaltbild einer Regelung
Eingangsgrösse x_e = Führungsgrösse w ;
Ausgangsgrösse x_a = Regelgrösse x_r