

Zeitschrift: Schweizerische Bauzeitung
Herausgeber: Verlags-AG der akademischen technischen Vereine
Band: 77 (1959)
Heft: 41

Artikel: Hydro-Titan-Antriebe, Berechnungsgrundlagen, hydraulische Kreisläufe und Anwendungen
Autor: Haffner, H.
DOI: <https://doi.org/10.5169/seals-84333>

Nutzungsbedingungen

Die ETH-Bibliothek ist die Anbieterin der digitalisierten Zeitschriften. 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. [Siehe Rechtliche Hinweise.](#)

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. [Voir Informations légales.](#)

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. [See Legal notice.](#)

Download PDF: 06.02.2025

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

Hydro-Titan-Antriebe, Berechnungsgrundlagen, hydraulische Kreisläufe und Anwendungen

Von H. Haffner, dipl. Ing., Balsthal

DK 621.838.4

Das Problem, mechanische Energie zu übertragen, ist so alt wie die Technik selbst. Dabei bildet die Ueberwindung von beliebigen Distanzen nur ein Teilproblem. Viel wichtiger ist die Umwandlung einer gegebenen, durch Drehmoment und Drehzahl bestimmten Leistung auf verschiedene andere Werte von Drehmoment und Drehzahl. Vielfach ist es wünschenswert, das Umwandlungsverhältnis des Systems während der Betriebsdauer zu verändern und dabei einen annehmbaren Wirkungsgrad beizubehalten. Oft soll auch die Ausgangsdrehzahl unter Last vollständig stufenlos und ohne Unterbrechung der Leistung mit gutem Wirkungsgrad gesteigert oder verringert werden oder es ist die Drehrichtung umzukehren.

A. Das Prinzip des hydrostatischen Antriebes

Die hydraulischen Getriebe arbeiten nach dem bekannten Prinzip, welches sich schon in vielen Ausführungen und in jahrelangem Dauerbetrieb bestens bewährt hat und in folgendem besteht: Eine hydraulische Pumpe als Primärteil überträgt die von der Energiequelle aufgenommene Leistung hydraulisch an einen oder mehrere hydraulische Motoren, welche die hydraulische wieder als mechanische Leistung in Form einer Drehbewegung abgeben. Je nachdem, ob das Arbeitsmedium dabei mit hoher Geschwindigkeit (Grössenordnung 50 m/s) und geringem Druck oder mit niedriger Geschwindigkeit (Grössenordnung 5 bis 10 m/s) und hohem Druck umläuft, spricht man von: hydrodynamischen Getrieben oder von hydrostatischen Getrieben. Die hydrodynamischen Betriebe benötigen als Pumpen Strömungspumpen (Zentrifugalpumpen) und als Motoren Turbinen, also Strömungsmaschinen. Die Strömungsmaschinen sind gekennzeichnet durch einen gesetzmässigen Zusammenhang zwischen Druck und Fördermenge bei Pumpen bzw. zwischen Drehzahl und Drehmoment bei Motoren, und eine zeitlich konstante Strömung des Arbeitsmediums.

Die hydrostatischen Getriebe benötigen, als Pumpen und Motoren, ventillose Verdrängerpumpen mit Schlitzsteuerung (Kapsel- oder Kolbenpumpen), also Volumenmaschinen. Bei den Verdrängerpumpen ist die Fördermenge, abgesehen von den Verlusten, unabhängig vom Druck bzw. bei den als Motoren arbeitenden Verdrängergeräten ist die Drehzahl unabhängig vom Drehmoment, und die Strömung des Arbeitsmediums ist zeitlich nicht konstant. Durch Aenderung der Fördermenge der Pumpe, der Zufussmenge zum Oelmotor oder durch Veränderung des Schluckvolumens des Oelmotors lassen sich Drehzahl und Drehmoment an der Sekundärwelle in weitesten Grenzen vollkommen stufenlos und lastunabhängig regulieren. — Wird das von einer Pumpe mit regelbarer Fördermenge geförderte Drucköl auf einen Kraftkolben geleitet, entsteht eine in ihrer Geschwindigkeit stufenlos regelbare Hin- und Herbewegung. Solche Antriebe verfügen deshalb über hervorragende Reguliereigenschaften und sind in bezug auf die übertragbare Leistung gewichts- und raummässig unerreicht günstig, und — sofern Pumpen und Oelmotoren von guter, bewährter Qualität verwendet werden — auch absolut betriebssicher.

Es würde zu weit führen, alle für hydrostatische Antriebe geeigneten Pumpensysteme eingehend darzustellen. Wir beschränken uns deshalb darauf, die Wirkungsweise einer Axialkolbenpumpe mit festem Triebflansch und

schwenkbarem Zylinderblock zu beschreiben, wie sie von den Ludwig von Roll'schen Eisenwerken im Werk Klus unter dem Namen Hydro Titan hergestellt und auf den Markt gebracht wird.

B. Die Wirkungsweise der Axialkolbenpumpe, System Hydro Titan

Die Wirkungsweise der Hydro-Titan-Pumpe mit festem Triebflansch, schwenkbarem Zylinderblock, kraftschlüssig geschlossenem Gehäuse, kardangelkloser Mitnahme des Zylinderblocks und sphärischem Steuerspiegel, die durch höchste konstruktive Vollendung, hochpräzise Fertigung und sorgfältigste Materialauswahl gekennzeichnet ist, lässt sich an Hand von Bild 1 verfolgen. Die Antriebswelle wird meist mit konstanter Drehzahl unmittelbar oder über ein mechanisches Getriebe mit festem Drehzahlverhältnis angetrieben. Sie und der mit ihr ein einziges Stück bildende Triebflansch 1 rotieren um eine im Raume freistehende Achse y , deren Lage durch die Mittellinie des Triebflansches bzw. die Rollenlager 11 und 12 und ein nicht gezeichnetes normales Pendelkugellager auf der Antriebswelle gegeben ist. Der rotierende Triebflansch nimmt mittels der an ihm kugelig angelenkten Kolbenstangen 2 über die Mitnehmerkonusse die Kolben 3 und den Zylinderblock 5 mit. Dieser Block mit den sieben konzentrisch und gleichmässig verteilten Kolben rotiert um die Tragstange 4, welche einerseits kugelgelenkig im Triebflanschzentrum und andererseits im Steuerspiegel 9 gelagert ist. Das ganze rotierende System, bestehend aus Antriebswelle mit Triebflansch und Zylinderblock mit Kolben und Kolbenstangen, führt also eine Drehbewegung um eine im Triebflanschzentrum geknickte Drehaxe aus. Infolgedessen führt bei jeder Umdrehung jeder einzelne Kolben in seiner

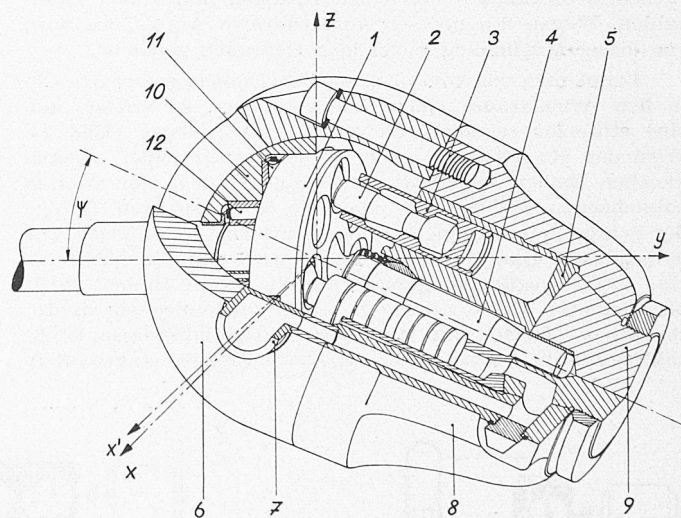


Bild 1. Hydro-Titan-Einheit in axonometrischer Darstellung

1 Triebflansch	5 Zylinderblock	9 Steuerspiegel
2 Kolbenstange	6 Halbkugel	10 Kugelwiege
3 Kolben	7 Schwenkbüchse	11 Achsiallager
4 Tragstange	8 Gehäuse	12 Radiallager

Zylinderbohrung während 180° Drehwinkel eine Auswärtsbewegung und während weiterer 180° eine Einwärtsbewegung durch. Während der ganzen Einwärtsbewegung der Kolben sind, wie aus den Bildern 5 und 6 hervorgeht, die einzelnen Zylinder über Bohrungen mit einem nierenförmigen, um die Drehaxe konzentrischen Steuerschlitz im Steuerspiegel verbunden, so dass die Kolben das in den Zylindern befindliche Oel in den Druckkanal austossen können. Dieser Kanal ist über die Schwenkbüchse 7 mit der Druckleitung verbunden. Während der nächsten halben Umdrehung füllen sich die nunmehr entleerten Zylinder infolge der Auswärtsbewegung der Kolben durch einen in bezug auf den Druckschlitz zentrisch symmetrisch angeordneten Saugschlitz im Steuerspiegel. Das Oel gelangt durch die Saugleitung, eine Drehstopfbüchse und einen Saugkanal zum Saugschlitz. Der Weg des angesaugten Oels ist in Bild 1 nicht sichtbar; er ist zum Weg des Drucköls symmetrisch.

Die aktiven Teile der Einheit werden von einem starren, kompakten Stahlgehäuse 6 und 8 umschlossen, welches einerseits den konischen Sitz des Steuerspiegels 9 und andererseits die die Triebflanschlager 11 und 12 enthaltende Kugelwelle 10 umfasst und derart in einem günstigen und eng geschlossenen Kraftfluss die innern Reaktionskräfte der Einheit aufnimmt. Der vordere Teil des Gehäuses, die Halbkugel 6, weist einen Schlitz auf, durch den die Triebwelle herausgeführt ist, sowie zwei Schwenkbüchsen 7, für den Anschluss der Saug- und Druckleitung, die in der Schwenkaxe (x) liegen.

Die stufenlose Regelbarkeit der Fördermenge der Pumpe beruht darauf, dass das ganze Gehäuse 6 und 8 mit Tragstange, Zylinderblock und Kolben um die x-Axe der Schwenklager 7, welche ebenfalls durch das Kugelwiegengenzentrum bildende Triebflanschmittel geht, schwenkbar ist. Dabei lässt sich der Knickwinkel ψ zwischen Triebwellenaxe und Tragstangenaxe von Null aus nach beiden Seiten bis 25° beliebig einstellen, wodurch der Kolbenhub

$$H = 2 \cdot R \cdot \sin \psi \quad (R = \text{Triebkreisradius})$$

und damit die Fördermenge ebenfalls von Null bis zu einem Maximum stufenlos verändert und zudem die Förderrichtung umgekehrt werden kann.

Dank einer geeigneten Aufhängung kann die Einheit in besonderen Fällen zusätzlich zur normalen Schwenkung um die x-Axe, um einen kleinen Winkel um die z-Axe geschwenkt werden. Diese Querverkantung, die meist in Funktion des Betriebsdruckes gesteuert wird, bewirkt eine Totpunktverschiebung der Kolbenbewegungen und damit eine Vorkompression oder Vorexpanion des geförderten Oels. Man erzielt dadurch eine geringe Verminderung des Geräusches, namentlich bei hohen Drücken und hohen Drehzahlen. Wegen des grossen konstruktiven Aufwandes wird von dieser Möglichkeit meist kein Gebrauch gemacht.

Leitet man das von einer solchen Einheit geförderte Oel in den Arbeitsraum eines Druckzylinders, so erzielt man eine stufenlos regelbare Bewegung des Kolbens (Bild 2). Wird das Hochdrucköl einer ersten Einheit einer zweiten gleichem Einheit zugeführt, so erzeugen die in der zweiten entstehenden Kolbenkräfte über die Kolbenstangen, infolge der Schrägstellung, eine Umfangskraft am Triebflansch. Die hydraulische Energie des Drucköls wird dadurch wieder in eine Drehbewegung umgesetzt, und die zweite Einheit wirkt als Oelmotor. Beide Einheiten bilden zusammen ein hydrostatisches Getriebe zur stufenlosen, kraftschlüssigen Drehzahlregulierung. Eine solche regelbare Einheit, eingebaut in

einem Gehäuse, an dem eine Reguliervorrichtung angebracht ist, ergibt eine Pumpe mit regelbarer Fördermenge oder einen Oelmotor mit regelbarem Schluckvolumen.

Die feste, nicht regelbare Einheit weist die gleichen rotierenden Teile auf, wie die regelbare Einheit, hat aber ein einfacheres Gehäuse und benötigt kein Aussengehäuse, weil keine Schwenkvorrichtung notwendig ist. Die Oelkanäle führen vom Steuerspiegel direkt nach aussen. Sie ist deshalb billiger und kann als Pumpe mit konstanter Fördermenge oder als nicht regelbarer Oelmotor verwendet werden.

Die hydrostatischen Getriebe können als *Normgetriebe* geliefert werden, bei denen Pumpe und Oelmotor mit dem Speisekreislauf und allen Rohrleitungen in einem gemeinsamen Gehäuse, das zugleich als Oelbehälter und Kühler ausgebildet ist, untergebracht sind, Bild 3, und als *Ferngetriebe*, bei denen der oder die Oelmotoren räumlich getrennt und in jeder beliebigen Lage zur Pumpe aufgestellt werden können, Bild 4. Zur Regelung der Förder- oder Schluckmenge stehen passende Reguliervorrichtungen zur Verfügung und zwar Servoregulierungen, die von Hand, durch Schubstangen, elektrisch oder hydraulisch gesteuert werden können, sowie automatische Druck-Leistungs- oder Nullhubregler.

Die Hydro-Titan-Einheit benötigt also zur Uebertragung des Arbeitsdrehmomentes keine Taumelscheibe, die infolge des für die Volumenregulierung notwendigen Kardangelenkes störanfällig ist. Durch den Verzicht auf ein Kardangelenk lässt sich der Zylinderblock im Durchmesser klein halten, was sich für hohe Drehzahlen vorteilhaft auswirkt. In dieser Beziehung ist allgemein die Axialkolbenpumpe vorteilhafter als die Radialkolbenpumpe.

Das Drehmoment wird am Triebflansch über die Kolbenstangen auf die Kolben und damit auf den Zylinderblock übertragen. Durch die besondere Ausführung der hohlkegeligen Kolbenbohrungen, Bild 5, bleiben die Kolbenstangen, die im Kolben kugelig gelagert sind, ständig in Berührung mit den Kolben, wobei sich die Kolbenstangen auf der Innenseite der Kolben abwälzen. Diese Methode ist praktisch frei von Abnützung und sehr robust.

Eine wichtige Rolle spielt der sphärische und zugleich als Drucklager ausgebildete Steuerspiegel, der zwei nierenförmige Steuerschlitze, die je mit der Saug- und der Druckleitung in Verbindung stehen, aufweist, Bild 6. Er hat die Aufgabe, einerseits die wegen der Druckdifferenz zwischen der Ansaug- und der Ausstosseite entstehenden und exzentrisch auf den Zylinderblock wirkenden Kräfte aufzunehmen, ohne dass der Spalt zwischen dem Steuerspiegel und dem Zylinderblock auf der einen Seite zu gross und auf der andern Seite zu klein wird. Andererseits muss ein Oelfilm von einer bestimmten Mindestdicke aufrecht erhalten bleiben und gleichzeitig müssen die beiden sphärischen Flächen am Zylinderblock und am Steuerspiegel gegen einen hohen Druck dicht sein. Durch die sphärische Ausbildung der beiden Dichtflächen, zusammen mit der elastischen Lagerung des Zylinders auf der Tragstange ist dieses Problem in zweckmässiger Weise gelöst, indem sich der Zylinderblock bei einer seitlichen Verschiebung, z. B. infolge der Durchbiegung der Tragstange, nie verkanten kann.

Im Gegensatz zu den Axialkolbenpumpen mit Taumelscheiben, bei denen die Kolben nicht kraftschlüssig mit der Taumelscheibe verbunden sind, lassen sich die Hydro-Titan-Pumpen auch für selbstansaugenden Betrieb verwenden. Wo es aber auf sehr genaue und gute Reguliereigenschaften ankommt, ist das Verwenden einer kleinen Niederdruckpumpe

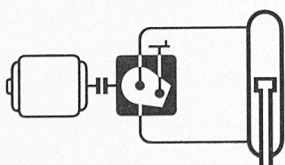


Bild 2. Pumpe mit regelbarer Fördermenge



Bild 3. Normgetriebe

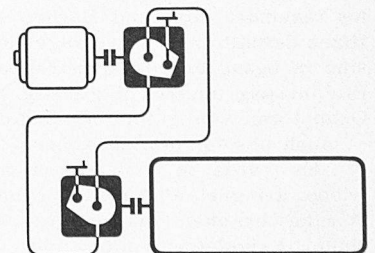


Bild 4 (rechts). Ferngetriebe

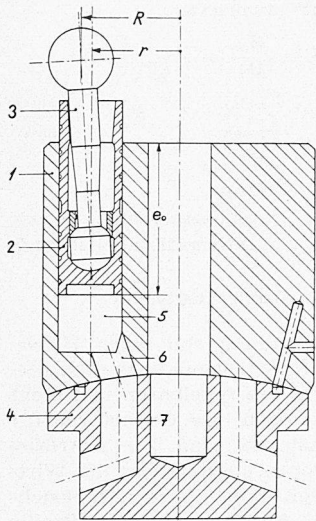


Bild 5. Zylinderblock und Steuerspiegel mit Kolben und Kolbenstangen

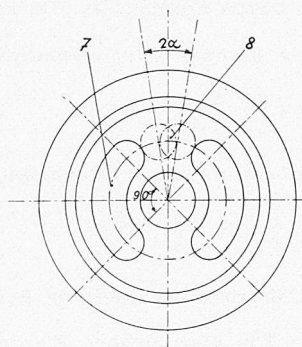


Bild 6. Steuerspiegel

- 1 Zylinderblock
- 2 Kolben
- 3 Kolbenstange
- 4 Steuerspiegel
- 5 Zylinderraum
- 6 Steueröffnung
- 7 Steuerschlitz
- 8 Umsteuersteg, Breite 2α

vorzuziehen, die der Hydro-Titan-Pumpe das Öl unter leichtem Druck zuführt.

Auf Bild 7 sind die Wirkungsgrade einer Hydro-Titan-Einheit, Grösse 2507, in Abhängigkeit des Knickwinkels ψ und des Druckgefälles aufgezeichnet. Sie liegen für die meisten Anwendungen über 90 %, sind also sehr hoch, weshalb sich Kraftübertragungen mit solchen Einheiten verlustarm verwirklichen lassen.

C. Berechnungsgrundlagen für hydrostatische Antriebe mit Axialkolbeneinheiten

Die Bewegung s des Kolbens ist mit sehr guter Näherung eine Kosinusfunktion des Drehwinkels $\varphi = \omega \cdot t$. Mit R als Triebflanschradius und ψ als Schwenkwinkel und unter der Voraussetzung, dass s_0 die Kolbenstellung für $\psi = 0$ bezeichnet und s bei $t = 0$ minimal wird, ergibt sich aus Bild 8:

$$\text{der Kolbenweg: } s = s_0 - R \sin \psi \cos \omega t$$

$$\text{die Kolbengeschwindigkeit: } v = \frac{ds}{dt} = \omega R \sin \psi \sin \omega t$$

$$\text{die Kolbenbeschleunigung: } a = \frac{dv}{dt} = \omega^2 R \sin \psi \cos \omega t$$

$$\text{der Kolbenhub: } H = 2 R \sin \psi$$

Das Zylindervolumen V_t beträgt, sofern V_0 das Volumen bei der Stellung $\psi = 0$ und d der Kolbendurchmesser ist:

$$V_t = V_0 - \frac{\pi}{4} d^2 R \sin \psi \cos \omega t$$

und das Hubvolumen je Zylinder V_z und pro Umdrehung

$$V_z = \frac{\pi}{2} d^2 R \sin \psi$$

Damit ergibt sich das Hubvolumen der ganzen Einheit mit z Zylindern zu:

$$V = z V_z = \frac{\pi}{2} z d^2 R \sin \psi$$

Bild 8. Zur Berechnung der Kolbenbewegung

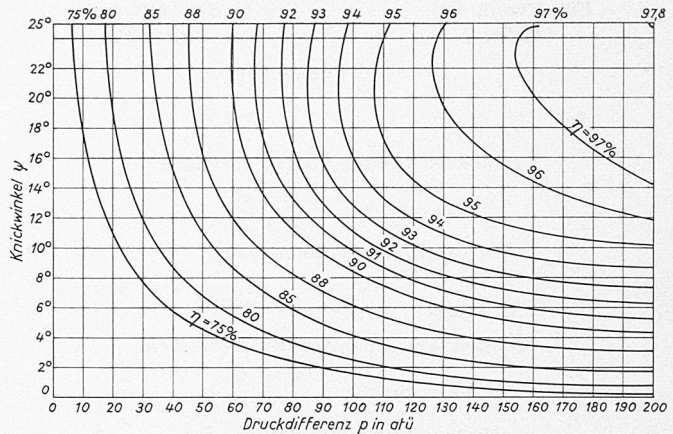
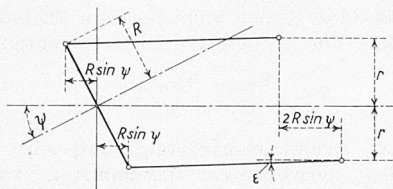


Bild 7. Kurven gleichen Wirkungsgrades der Hydro-Titan-Einheit, Grösse 2507

und nach Einführung des maximalen Hubvolumens V_{\max}

$$V = V_{\max} \frac{\sin \psi}{\sin \psi_{\max}} \approx \frac{V_{\max}}{\psi_{\max}} \psi = K \psi$$

Das von einem Kolben unter dem Druck p auf den Triebflansch ausgeübte Drehmoment M_t ist in Funktion des Drehwinkels $\varphi = \omega \cdot t$

$$M_t = p \frac{\pi}{4} d^2 R \sin \psi \sin \omega t$$

Das mittlere, von einem Kolben während einer Umdrehung des Triebflansches bewirkte Drehmoment M_z erhält man durch Integration der obigen Gleichung zwischen $\omega t = 0$ und $\omega t = 2\pi$ und durch Division des Resultates durch die Zeit einer Umdrehung $t = 2 \cdot \pi / \omega$, wobei während des Einströmens von $\omega t = 0$ bis $\omega t = \pi$ mit einem Druck p_E und während des Ausströmens von $\omega t = \pi$ bis $\omega t = 2\pi$ mit einem Druck p_A gerechnet werden muss:

$$M_z = \frac{\omega}{2\pi} p_E \frac{\pi}{4} d^2 R \sin \psi \int_0^{\pi} \sin \omega t dt + \frac{\omega}{2\pi} p_A \frac{\pi}{4} d^2 R \sin \psi \int_{\pi}^{2\pi} \sin \omega t dt$$

Wird der Differenzdruck $p = p_E - p_A$ eingeführt, so erhalten wir, da $\frac{\pi}{4} d^2 2 R \sin \psi = V_z$ ist:

$$M_z = \frac{p V_z}{2\pi}$$

und für die ganze Einheit mit z Kolben:

$$M = \frac{p z V_z}{2\pi} = \frac{p V}{2\pi} \quad [\text{cmkg}]$$

oder, nach Einführung des Hubvolumens V_{\max} :

$$\text{Drehmoment } M = \frac{p V_{\max}}{2\pi} \frac{\psi}{\psi_{\max}} \approx \frac{K}{2\pi} p \psi$$

Die Leistung lässt sich darstellen als das Produkt von Druck und Fördermenge, wie auch von Drehmoment und Winkelgeschwindigkeit.

$$N = p Q = M \omega$$

$$\text{Leistung } N = \frac{p n}{60} V_{\max} \frac{\sin \psi}{\sin \psi_{\max}} \approx \frac{p n V_{\max}}{60 \psi_{\max}} \psi =$$

$$= \frac{n}{60} K p \psi \quad [\text{cmkg/s}]$$

Die Wirkungsgrade sind entsprechend den Druck- (p_v), Mengen- (Q_v) und mechanischen Verlusten (L_v) wie folgt definiert:

Für Primärteil:
(Index 1)

Für Sekundärteil:
(Index 2)

Druckwirkungsgrad

$$\eta_{p1} = \frac{p}{p + p_{v1}} \quad \eta_{p2} = \frac{p - p_{v2}}{p}$$

Druckwirkungsgrad für Getriebe

$$\eta_p = \eta_{p1} \eta_{p2} = \frac{p - p_{v2}}{p + p_{v1}}$$

Mengenwirkungsgrad

$$\eta_{Q1} = \frac{Q}{Q + Q_{v1}} \quad \eta_{Q2} = \frac{Q - Q_{v2}}{Q}$$

Mengenwirkungsgrad des Getriebes

$$\eta_Q = \eta_{Q1} \eta_{Q2} = \frac{Q - Q_{v2}}{Q + Q_{v1}}$$

Hydraulischer Wirkungsgrad

$$\eta_{h1} = \eta_{Q1} \eta_{p1} \quad \eta_{h2} = \eta_{Q2} \eta_{p2}$$

Hydraulischer Wirkungsgrad für das Getriebe

$$\eta_h = \eta_{h1} \eta_{h2} = \frac{p - p_{v2}}{p + p_{v1}} \frac{Q - Q_{v2}}{Q + Q_{v1}}$$

Mechanischer Wirkungsgrad

$$\eta_{m1} = \frac{L_{h1}}{L_{h1} + L_{v1}} \quad \eta_{m2} = \frac{L_{h2} - L_{v2}}{L_{h2}}$$

Mechanischer Wirkungsgrad für das Getriebe

$$\eta_m = \eta_{m1} \eta_{m2} = \frac{L_{h1}}{L_{h1} + L_{v1}} \frac{L_{h2} - L_{v2}}{L_{h2}}$$

wobei die hydraulische Leistung

$$L_{h1} = p Q + p_{v1} Q + p Q_{v1} \quad L_{h2} = p Q - p_{v2} Q - p Q_{v2}$$

Gesamtwirkungsgrad

$$\eta_1 = \eta_{m1} \eta_{p1} \eta_{Q1} \quad \eta_2 = \eta_{m2} \eta_{p2} \eta_{Q2}$$

Gesamtwirkungsgrad des Getriebes

$$\eta = \eta_1 \eta_2 = \eta_p \eta_Q \eta_m$$

Allgemeine Berechnungsgrundlagen für hydrostatische Getriebe

Für alle regelbaren Verdrängerpumpen und Motoren gilt für das Hubvolumen die allgemeine Beziehung:

$$V_1 = K_1 \psi_1 \eta_{Q1} \quad [\text{cm}^3] \quad V_2 = \frac{K_2 \psi_2}{\eta_{Q2}} \quad [\text{cm}^3]$$

Daraus folgen

$$\text{Die Fördermenge } Q_1 = \frac{V_1 n_1 \eta_{Q1}}{60} \quad [\text{cm}^3/\text{s}]$$

$$\text{Die Schluckmenge } Q_2 = \frac{V_2 n_2}{60 \eta_{Q2}} \quad [\text{cm}^3/\text{s}]$$

Da bei einem hydrostatischen Getriebe die Fördermenge Q_1 gleich der Schluckmenge Q_2 sein muss, folgt

$$\text{Das Drehzahlverhältnis: } \dot{u} = \frac{n_2}{n_1} = \eta_{Q1} \eta_{Q2} \frac{V_1}{V_2} = \eta_Q \frac{K_1 \psi_1}{K_2 \psi_2}$$

$$K_1 = \frac{V_{1 \max}}{\psi_{1 \max}} \quad K_2 = \frac{V_{2 \max}}{\psi_{2 \max}}$$

$$\text{Die Leistung: } N_1 = \frac{M_1 n_1}{716} = \frac{p Q_1}{7500 \eta_1} = \frac{p V_1 n_1}{450000 \eta_{p1} \eta_{m1}} = \frac{p K_1 n_1 \psi_1}{450000 \eta_{p1} \eta_{m1}} \quad [\text{PS}]$$

$$N_2 = \frac{M_2 n_2}{716} = \frac{p Q_2 \eta_2}{7500} = \frac{p V_2 n_2 \eta_{p2} \eta_{m2}}{450000} = \frac{p K_2 n_2 \psi_2 \eta_{p2} \eta_{m2}}{450000} \quad [\text{PS}]$$

$$\text{Das Drehmoment: } M_1 = \frac{75 N_1}{\omega_1} = \frac{p V_1}{628 \eta_{p1} \eta_{m1}} = \frac{p K_1 \psi_1}{628 \eta_{p1} \eta_{m1}} \quad [\text{mkg}]$$

$$M_2 = \frac{75 N_2}{\omega_2} = \frac{p V_2 \eta_{p2} \eta_{m2}}{628} = \frac{p K_2 \psi_2 \eta_{p2} \eta_{m2}}{628} \quad [\text{mkg}]$$

In diesen Formeln ist p in kg/cm^2 einzusetzen.

$$\text{Das Drehmomentenverhältnis } \dot{u} = \frac{M_2}{M_1} = \eta_p \eta_m \frac{V_2}{V_1} = \eta_p \eta_m \frac{K_2 \psi_2}{K_1 \psi_1} \quad K_2 = \frac{V_{2 \max}}{\psi_{2 \max}} \quad K_1 = \frac{V_{1 \max}}{\psi_{1 \max}}$$

$$\text{Die Drehmomentensteigerung } S = \frac{M_{2 \max}}{M_{2 \min}} = \frac{V_{2 \max}}{V_{1 \max}} \frac{n_{2 \max}}{n_1} \frac{p_{\max}}{p_s} \quad p_s = \text{zulässiger Dauerdruck} \\ p_{\max} = \text{Intermitt. Höchstdruck}$$

D. Betriebscharakteristik hydrostatischer Getriebe

Die nachfolgende Zusammenstellung soll einen Überblick über die verschiedenen Kombinationsmöglichkeiten vermitteln, die durch die Verwendung von regelbaren und nicht regelbaren (festen) Verdrängerpumpen bzw. Oelmotoren für hydrostatische Antriebe gekennzeichnet sind. Die Antriebsdrehzahl n_1 wird als konstant vorausgesetzt, und die Wirkungsgrade werden der Einfachheit halber nicht berücksichtigt. Selbstverständlich sind bei Antrieben in der Praxis nicht immer sämtliche Möglichkeiten notwendig.

Zur Verfügung stehe ein hydrostatisches Getriebe mit einem oder mehreren Primärteilen vom gesamten Hubvolumen V_1 und einem oder mehreren Sekundärteilen mit dem gesamten Hubvolumen V_2 . Auf Grund der oben abgeleiteten Beziehungen ergeben sich die folgenden Reguliermöglichkeiten

a) *Hydraulische Welle:* $V_1 = V_2 = \text{konstant}$

$$\dot{u} = \frac{n_2}{n_1} = \frac{V_1}{V_2} = \frac{1}{a} \quad \dot{u} = \frac{V_2}{V_1} = a$$

Eine Variation der Ausgangsdrehzahl n_2 ist nicht möglich (es sei denn, man leite einen variierbaren Anteil der dem Sekundärteil zufließenden Fördermenge direkt wieder der Saugseite des Primärteils zu. Dies ist aber keine verlustlose Regulierung mehr). Es handelt sich hier lediglich um eine hydraulische Welle, ähnlich einer mechanischen oder einer nicht regelbaren elektrischen Welle, die den einzigen Zweck hat, Leistung von einer Stelle zu einer andern zu bringen, wobei Primär- und Sekundärteil im Raume jede beliebige gegenseitige Lage einnehmen können. Durch Wahl verschieden grosser Hubvolumina für den Primär- und den Sekundärteil kann ein konstantes Ueber- oder Untersetzungsverhältnis mit einer entsprechenden Drehmomentensteigerung erreicht werden. Der Druck stellt sich bei gegebenem Hubvolumen entsprechend dem zu übertragenden Drehmoment ein. Er darf selbstverständlich den für die verwendete Pumpe oder Oelmotor zulässigen Höchstwert nicht übersteigen. Durch ein Sicherheitsventil in der Hochdruckleitung kann der Antrieb auf einfache Weise gegen Ueberlastung geschützt werden. Reversieren ist hier nur möglich durch Umkehrung der Antriebsdrehrichtung oder mit Hilfe eines Umsteuerschiebers.

b) *Sekundärregulierung,* Bild 9: $V_1 = \text{konstant}; V_2 = \text{variabel}$ zwischen $V_{2 \min}$ und $V_{2 \max}$

$$n_2 = n_1 \frac{V_1}{V_2} = \frac{V_1}{K_2 \psi_2} n_1 \quad \psi_2 = \frac{V_1}{K_2 \frac{n_2}{n_1}}$$

$$M_1 = \frac{p V_1}{628} = \text{konstant}$$

$$M_2 = M_1 \frac{V_2}{V_1} = M_1 \frac{K_2 \psi_2}{V_1} = M_1 \frac{1}{\frac{n_2}{n_1}}$$

$$716 N = M_2 n_2 = \text{konstant}$$

Diese Kombination ergibt einen Antrieb, der in seinem gesamten Regelbereich eine *konstante Leistung* überträgt. Es kann jedoch nicht bis zum Stillstand hinab reguliert werden. Die erreichbare Drehmomentensteigerung beträgt:

$$S = \frac{V_{2 \max}}{V_1} \frac{n_{2 \max}}{n_1}$$

Die Drehmomentensteigerung wird begrenzt durch die für den verwendeten Sekundärteil zulässige Höchstdrehzahl

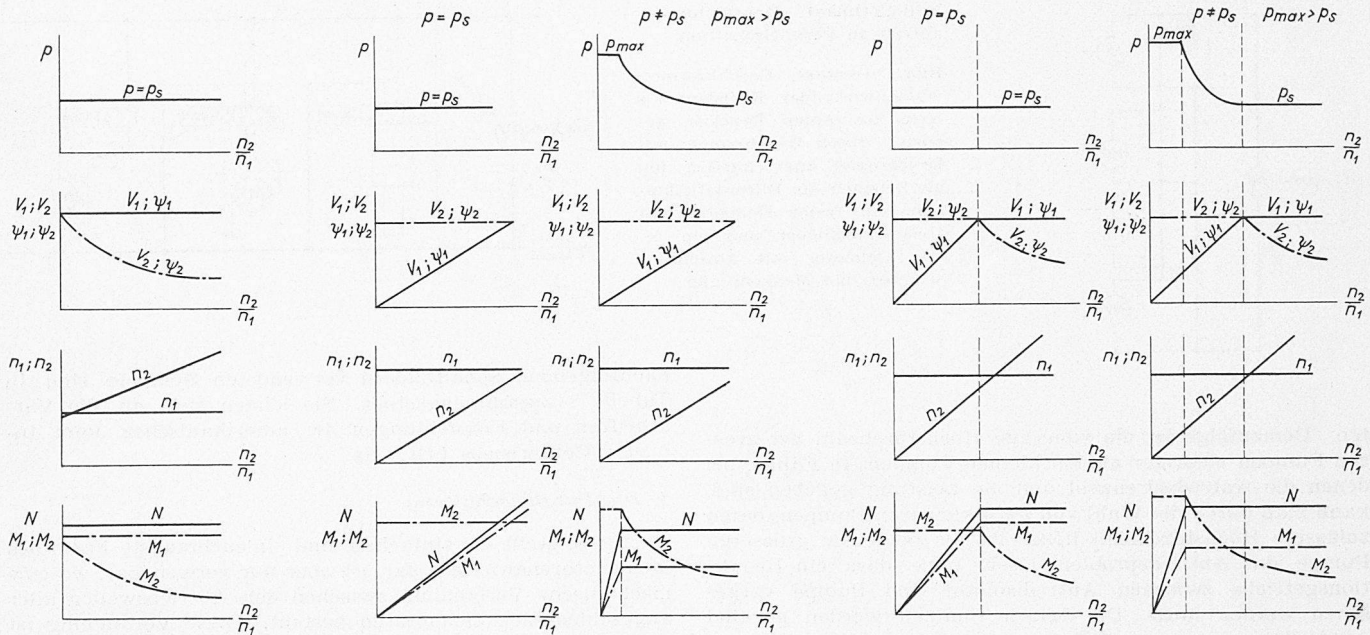


Bild 9. Sekundärregulierung

Bild 10a. $p = p_s$

Bild 10b. $p \neq p_s; p_{max} > p_s$

Bild 10. Primärregulierung

Bild 11a. $p = p_s$

Bild 11b. $p \neq p_s; p_{max} > p_s$

Bild 11. Kombinierte Regulierung

n_{2max} . Die Drehzahlsteigerung erfolgt bei der Sekundärregulierung durch Verkleinerung des Sekundär volumens. Reversieren mit dem Sekundärteil allein ist deshalb im Betrieb nicht möglich. Dies müsste mit einem Umsteuerschieber gemacht werden, oder es müsste die Antriebsdrehrichtung umgekehrt werden.

c) Primärregulierung, Bilder 10a und 10b: V_1 variabel zwischen 0 und $\pm V_{1max}$; $V_2 = \text{konstant}$

$$n_2 = n_1 \frac{V_1}{V_2} = \frac{K_1 \psi_1 n_1}{V_2}; \psi_1 = \frac{V_2 n_2}{K_1 n_1}; V_1 = V_2 \frac{n_2}{n_1}$$

$$M_1 = \frac{p V_1}{628} = \frac{p K_1 \psi_1}{628} = \frac{p V_2 n_2}{628 n_1}$$

$$M_2 = M_1 \frac{V_2}{V_1} = \frac{p V_2}{628} = \text{konstant, solange } p = \text{konst.}$$

$$716 N = M_2 n_2 = \frac{p V_2 n_1 n_2}{628 n_1}$$

1. Fall (Bild 10a): $p = p_s = \text{konstant}$

$$M_1 = K \frac{n_2}{n_1}; M_2 = \text{konstant}; N = K \frac{n_2}{n_1}$$

2. Fall (Bild 10b): $p \neq \text{konstant}; p_{max} > p_s$

$$p_{max} = \frac{450\,000 N}{V_{2max} n_1 \left(\frac{n_2}{n_1}\right)_{min}}; p_{min} = \frac{450\,000 N}{V_{2max} n_1 \left(\frac{n_2}{n_1}\right)_{max}}$$

$$M_1 = K p \frac{n_2}{n_1}; M_2 = K p; N = K p \frac{n_2}{n_1}$$

Mit dieser Kombination ist es möglich, die Sekundärzahl in beiden Drehrichtungen von Null bis Maximum zu regeln und zwar, falls man keine Drucksteigerung zulässt, mit konstantem Ausgangsdrehmoment, wobei die übertragbare Leistung linear mit der Ausgangsdrehzahl steigt und, falls man eine Drucksteigerung bis p_{max} zulässt, mit konstanter Leistung über den grössten Teil des Regelbereiches (n_{2min} bis n_{2max}). Da bei festem Sekundärteil

$\frac{V_{2max}}{V_{1max}} \frac{n_{2max}}{n_1} = 1$ ist, beträgt die Drehmomentensteigerung ohne Drucksteigerung $S = 1$.

Mit Drucksteigerung ist der höchstzulässige Druck p_{max} zu Beginn und der tiefste Druck p_s am Ende des Bereiches für die Drehmomentensteigerung massgebend; diese ist $S = p_{max}/p_s$. Bei der Festsetzung des Höchstdruckes p_{max} muss auf die gewünschte Lebensdauer und bei der Wahl des

Normaldruckes p_s auf den erforderlichen Wirkungsgrad und auf die Zulässigkeit einer Ueberdimensionierung des Antriebes Rücksicht genommen werden. Sofern die gewählte Pumpenkonstruktion dies zulässt, gelten die oben gemachten Feststellungen für beide Drehrichtungen (Reversieren).

d) Kombinierte Primär- und Sekundärregulierung (Bilder 11a und 11b) $V_1 = \text{variabel}, V_2 = \text{variabel}$.

Diese Kombination bietet sämtliche oben beschriebenen Möglichkeiten. Die mit ihr erreichbare Drehmomentensteigerung, aber auch der hiezu nötige Aufwand sind grösser als bei den andern Kombinationen.

Die erreichbare Drehmomentensteigerung wird

$$S = \frac{V_{2max}}{V_{1max}} \frac{n_{2max}}{n_1} \frac{p_{max}}{p_s}$$

Die sekundärseitige Beschleunigung:

Setzt man anstelle der Drehzahl die Winkelgeschwindigkeit, so ergibt sich aus der oben für das Drehzahlverhältnis abgeleiteten Beziehung mit $\eta_Q = 1$ die Sekundärwinkelgeschwindigkeit:

$$\omega_2 = \omega_1 \frac{K_1}{K_2} \frac{\psi_1}{\psi_2} = \frac{\omega_1 \sin \psi_1}{a \sin \psi_2} \text{ wobei } a = K_2/K_1.$$

Die sekundärseitige Beschleunigung wird bei Primärregulierung:

$$\frac{d\omega_2}{dt} = \frac{\omega_1 \cos \psi_1}{a \sin \psi_2} \frac{d\psi_1}{dt} \approx \frac{\omega_1}{a \psi_2} \frac{d\psi_1}{dt}$$

Bei Sekundärregulierung ist:

$$\frac{d\omega_2}{dt} = - \frac{\omega_1 \sin \psi_1 \cos \psi_2}{a (\sin \psi_2)^2} \frac{d\psi_2}{dt} \approx - \frac{\omega_1 \psi_1}{a \psi_2^2} \frac{d\psi_2}{dt}$$

Jeder Schwenkgeschwindigkeit ist eine Beschleunigung der Getriebeausgangswelle zugeordnet. Bei Primärregulierung hat die Grösse des Primärwinkels praktisch keinen Einfluss auf die Beschleunigung, bei Sekundärregulierung nimmt der Wert der Beschleunigung (abnehmender Schwenkwinkel negativ) umgekehrt proportional mit dem Quadrat der Grösse des jeweiligen Schwenkwinkels zu.

E. Parallelschaltung von Verdrängerpumpen

Bei Zahnrad- oder Flügelzellenpumpen darf die Umlaufgeschwindigkeit und bei Kolbenpumpen die Kolbengeschwindigkeit einen bestimmten maximalen Wert nicht überschrei-

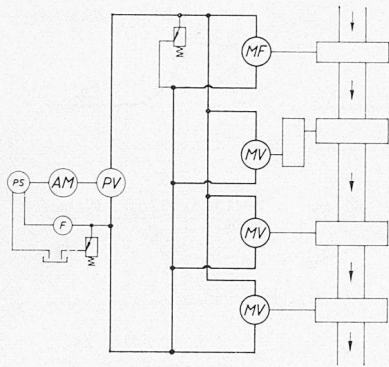
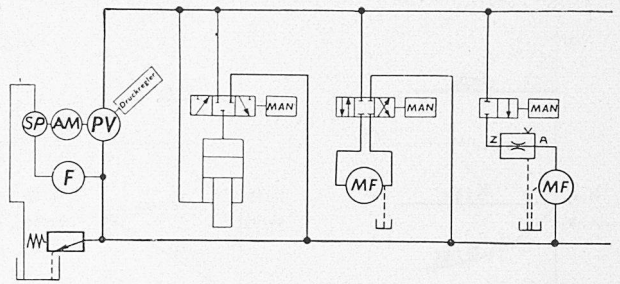


Bild 12 (links). Mehrmotorenantrieb in Parallelschaltung

Bild 13 (rechts). Geschlossener, einfachwirkender Kreislauf als Netz konstanten Druckes, gespeist durch Regelpumpe mit Druckregler. Angeschlossen sind als Beispiele ein Differentialkolben, ein fester Oelmotor mit Umsteuerschieber und ein fester Oelmotor mit Abschlusschieber und Mengenregler.



ten. Demzufolge ist die zulässige Höchstdrehzahl bei grossen Pumpen niedriger als bei kleinen Pumpen. In Fällen, bei denen die Antriebsdrehzahl und die Leistung gegeben sind, kann man durch die Wahl von zwei kleineren Pumpen, deren zulässige Höchstdrehzahl höher ist als bei einer grösseren Pumpe, das Antriebsproblem lösen, ohne dass ein Reduktionsgetriebe zwischen Antriebsmotor und Pumpe vorgesehen werden muss. Die beiden Pumpen werden parallel geschaltet.

Soll die Fördermenge von zwei parallelgeschalteten Pumpen zwischen Null und einem Maximum stufenlos regelbar sein, so genügt es, wenn die eine von - Maximum über Null bis + Maximum regelbar gewählt wird, während die andere eine konstante Fördermenge haben kann. Dadurch wird die Reguliervorrichtung wesentlich einfacher. Zum Anfahren wird die regelbare Pumpe auf den maximalen negativen Hub gestellt, wodurch sie die ganze Fördermenge der festen Pumpe schluckt, so dass die totale Fördermenge Null beträgt. Zur Steigerung der Gesamtfördermenge muss nun nur der Hub der regelbaren Pumpe vom negativen Maximum bis Null und weiter bis zum positiven Maximum verändert werden. Die Förderrichtung lässt sich allerdings mit dieser Lösung nicht umkehren. Sollte dies verlangt werden, müssen zwei regelbare Pumpen vorgesehen werden, wobei es zur Steigerung der Fördermenge gleichgültig ist, ob beide Pumpen gleichzeitig oder nacheinander reguliert werden. In den Berechnungsgleichungen für hydrostatische Getriebe wird bei parallelgeschalteten Pumpen oder Oelmotoren für das gesamte Hubvolumen V gesetzt, wobei $V = V_a + V_b$, und V_a oder V_b oder beide regelbar sein können.

F. Hydrostatische Mehrmotorenantriebe

Der Gedanke liegt nahe, analog dem Prinzip des Ferntriebes, mit einer einzigen Pumpe mehrere Oelmotoren anzutreiben, d. h. von einer einzigen Energiequelle aus die Leistung an mehrere Energieverbraucher zu verteilen, wobei für diese Energieverteilung ganz bestimmte Verhältnisse erforderlich sein können, oder aber die Teilleistungen unabhängig voneinander verändert werden müssen. Die in den

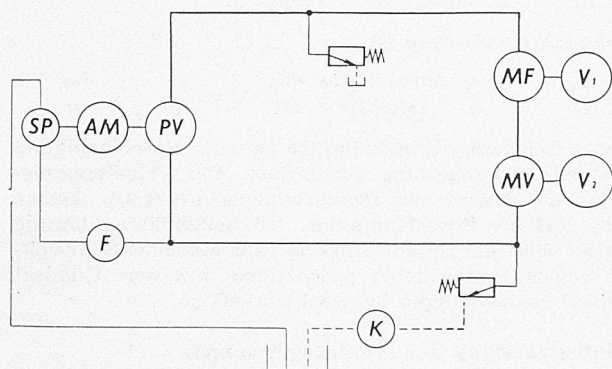


Bild 14. Geschlossener, einfachwirkender Kreislauf mit zwei in Serie geschalteten Sekundärteilen und mit Filter und Kühler, die im Speisekreislauf angeordnet sind

nachfolgenden Schaltbildern verwendeten Symbole sind in Tabelle 1 zusammengestellt. Sie lehnen sich an die Vorschriften und Empfehlungen der amerikanischen Joint Industry Conferences (JIC) an.

1. Die Parallelschaltung

Diese stellt die einfachste und einleuchtendste Form des Mehrmotorenantriebes dar, ist aber nur verwendbar, wo eine mechanische Verbindung zwischen den Abtriebswellen aller angeschlossenen Oelmotoren besteht. Diese Verbindung ist notwendig, weil sonst einfach der schwächstbelastete Oelmotor, nach dem Gesetz des geringsten Widerstandes, durchbrennen und alle andern stillstehen würden. Bei einem Fahrzeugantrieb, welcher für jedes Triebad einen separaten Oelmotor besitzt, wäre die einfache Parallelschaltung möglich, da die Fahrbahn die erwähnte mechanische Verbindung zwischen den einzelnen Oelmotoren bildet.

Interessante industrielle Anwendungen sind Mehrfach-Drahtziehmaschinen mit Einzelantrieb der Ziehtrommel oder hintereinandergeschaltete Walzmaschinen zum kontinuierlichen Walzen von Drähten, Bändern oder Rohren, Bild 12. Hier bildet das Arbeitsgut selbst die erforderliche mecha-

Tabelle 1. Verwendete Symbole

Hauptleitung	— — — —	Kühler	(K)
Steuerleitung	- - - -	Manometer	(M)
Ablaufleitung	-----	Rückschlagventil	(RV)
Rohrverbindung	•	Rückschlagventil gesteuert	(RVG)
Rohrkreuzung	⊥	Druckbegrenzungsventil	(DBV)
Oelbehälter, offen	□	Mengenregler	(MR)
Pumpe mit festem Hubvolumen	(PF)	Steuerventil, 2 Stellungen	(SV2)
Pumpe mit veränderlichem Hubvolumen	(PV)	Steuerventil, 3 Stellungen	(SV3)
Ölmotor mit festem Hubvolumen	(MF)	Betätigungseinrichtungen	hydraulisch (HYD)
Ölmotor mit veränderlichem Hubvolumen	(MV)		manuell (MAN)
Antriebsmotor	(AM)		mechanisch (MECH)
Verbrauchsmaschine	(V)	elektrisch (EL)	
Akkumulator	(ACC)		
Filter	(F)		

nische Verbindung zwischen den einzelnen Antrieben, wobei ersichtlich ist, dass die Drehzahlen durchaus nicht gleich sein müssen, sondern infolge Streckung des Arbeitsgutes mit fortschreitendem Arbeitsprozess zunehmen. Wichtig ist jedoch, dass das Arbeitsgut einen gewissen Streckwiderstand hat. Bei Papier- oder Textilmaschinen, bei denen das Arbeitsgut ebenfalls durch einzelne hintereinander geschaltete Walzen fliesst, ist der Parallelantrieb nicht geeignet, weil sich die Drehzahlen an den Oelmotoren beim Parallelbetrieb nicht zwangsläufig, sondern je nach dem momentanen Widerstand einstellen.

Beim Parallelbetrieb steht für jeden Oelmotor die gesamte Druckdifferenz zwischen Saug- und Druckseite der Pumpe zur Verfügung. Die Fördermenge der Pumpe muss die Summe aller Schluckmengen der einzelnen Oelmotoren decken:

$$V_1 n_1 = \sum V_{2i} n_{2i} \quad p_i = p_D$$

Durch Regulierung an der Pumpe wird die Gesamtleistung aller Einzelantriebe beeinflusst bzw. die Arbeitsgeschwindigkeit gesamthaft erhöht oder herabgesetzt. Die Hubverstellung an den einzelnen Oelmotoren beeinflusst an den betreffenden Antrieben das Drehmoment, während sich die Drehzahl entsprechend der Belastung einstellt.

Eine wichtige Anwendung der Parallelschaltung sind die Netze konstanten Druckes (Bild 13). Bei diesen wird die Pumpe automatisch durch einen Druckregler gesteuert. Dieser verstellt die Fördermenge in Abhängigkeit des Druckes selbständig so lange, bis der Druck, der bei Aenderung der Leistung eines Verbrauchers steigen oder sinken will, wieder den Sollwert erreicht hat. Im Drucknetz herrscht deshalb immer ein konstanter Druck, während sich die Fördermenge dem jeweiligen Verbrauch anpasst. Die Verbraucher werden über Abschaltventile oder Mengenregler an das Drucknetz angeschlossen. Die Mengenregler lassen nur die eingestellte Menge durchfliessen und verhindern ein Durchbrennen der einzelnen Oelmotoren. Innerhalb des Regelbereichs des Mengenreglers lässt sich die Durchflussmenge zum einzelnen Oelmotor und damit die Drehzahl stufenlos einstellen. Das

Schluckvolumen des Oelmotors kann deshalb fest gewählt werden. Anstelle von festen Oelmotoren mit Mengenreglern können aber mit gleichem Erfolg regelbare Oelmotoren ohne Mengenregler vorgesehen werden. Die Regulierung erfolgt dann verlustfrei. Bei dieser Lösung ist es vorteilhaft, wenn jedem Oelmotor eine eigene Ueberdrehzahlsicherung, die automatisch wirkt, zugeordnet ist, um ein mögliches Durchbrennen zu verhüten. Ein typisches Beispiel eines solchen Mehrmotorantriebes mit einem Netz konstanten Druckes sind die Rührwerk- und Zentrifugenantriebe in der chemischen Industrie.

2. Serieschaltung

Diese wird angewendet, wenn zwischen verschiedenen Antrieben feste Drehzahlverhältnisse eingehalten werden müssen. Die Verstellung des Pumpenhubes verändert, immer bei gleichbleibenden Sekundärdrehzahlverhältnissen, die Arbeitsgeschwindigkeit, während durch Verstellen der Sekundärhübe die Drehzahlverhältnisse zwischen den einzelnen Antrieben geändert werden können. Jeder Oelmotor muss dabei die ganze Fördermenge der Pumpe umsetzen, was zur Folge hat, dass die Oelmotoren, ohne Rücksicht auf die abzugebende Leistung, ungefähr gleich gross wie die Pumpe sein müssen. Das Druckgefälle Δp_i in jedem Oelmotor ist proportional zu seiner Leistung. Die Summe aller Druckabfälle Δp_i soll dabei die gesamte zulässige Druckdifferenz zwischen Saug- und Druckseite der Pumpe nicht überschreiten.

Beim Serienantrieb bewirkt eine Schluckvolumenänderung eine Drehzahländerung, während sich das Drehmoment nach der momentanen Belastung einstellt, also einen grösseren oder kleineren Druckabfall hervorruft. Beim Parallelantrieb bewirkt die Schluckvolumenänderung eine Aenderung des Drehmomentes, während sich die Drehzahl nach der momentanen Belastung einstellt, also eine grössere oder kleinere Schluckmenge benötigt. Sanftes Anfahren kann, mit sämtlichen Oelmotoren gleichzeitig, vom Stillstand aus erfolgen. Anwendungsbeispiele für Serienschaltungen sind Druckmaschinen sowie Papier-, Cellophan- und Textilmaschinen. (Schluss folgt)

Aus der Projektierung für die Kraftwerkgruppe Hinterrhein

DK 621.29.002.1
Fortsetzung von S. 546

Motor-Columbus A. G., Baden

Stabilität der Ufer des Stausees Sufers

Von Niklaus Schnitter, dipl. Ing. ETH

1. Einleitung

Das Talbecken von Sufers ist charakterisiert durch die seinen nördlichen Abhängen vorgelagerte Hochterrasse, auf welcher auch das Dorf Sufers liegt (Bild 1). Bei dieser Hochterrasse handelt es sich um Wildbachschuttkegel, deren vordere Fronten durch den einst erodierenden Hinterrhein steil angeschnitten wurden. Die Anrissflächen weisen bis zu 80 % Gefälle auf, und ihr oberer Rand erhebt sich bis zu 40 m über die Talsohle. Dies ist auch die Höhe, bis zu welcher der Stau des Speichers Sufers reichen wird, welcher als Ausgleichbecken zwischen den Kraftwerkstufen Valle di Lei-Ferrera und Sufers-Bärenburg wirkt und einen Nutzinhalt von 18 Mio m³ aufweist.

Die hohe Ausbauwassermenge der Kraftwerkstufe Sufers-Bärenburg von 80 m³/s wird nun eine relativ rasche Stauspiegelabsenkung erlauben, ein Umstand, der durch das im Hinblick auf eine vorsorgliche Entleerung im Kriegsfall hohe Schluckvermögen des Grundablasses (250 m³/s bei Maximalstau) noch verschärft wird. Dadurch rücken Ufer-rutschungen an den ungewöhnlich steil abfallenden Schotterterrassen in den Bereich der Möglichkeiten. Im vorliegenden Falle dürfen solche Störungen, abgesehen von landwirtschaftsschützlerischen Gründen, keinesfalls vorkommen, weil die aus dem Talboden verlegte Kantonsstrasse (St. Bernhardin-Route) relativ nah an den Terrassenrändern entlang

führt. Ferner besteht ein grosses Interesse an der Erhaltung des landwirtschaftlich nutzbaren Bodens, dessen Fläche schon durch die Einstauung des Talbodens geschmälert wird.

Nachdem die geologischen Experten, Prof. Dr. R. Staub [1] und E. Weber, sowie früher auch Prof. J. Cadisch, eine Rutschgefahr verneint hatten, erschien es angesichts der Folgeschwere des Problems im vorliegenden Fall gegeben, zu versuchen, diesen günstigen Schluss auch auf Grund erdbautechnischer Untersuchungen zu erhärten. Die dabei vorgenommenen und nachstehend kurz umschriebenen Sondierungen, Feld- und Modellversuche, sowie Berechnungen dürften allgemein interessieren.

2. Grundsätzliches und Erfahrungsbeispiele

Die grundlegende Darstellung der an Stauseen am meisten zu befürchtenden Rutschart gibt Prof. K. Terzaghi in seiner umfassenden Schrift «Mechanism of Landslides» [2]. In Frage kommt primär die auch für wasserseitige Böschungen von Erddämmen massgebende Instabilität infolge einer raschen Stauabsenkung. Unter einem länger anhaltenden Stau wird das Material in einer Böschung gesättigt und infolge des Auftriebes leichter, wodurch sich die einem Absturz entgegenwirkenden Reibungskräfte den möglichen Gleitflächen entlang vermindern. Bei einer Stauabsenkung entwässert sich die Böschung je nach Durchlässigkeit und Porosität des Materials wohl wieder mehr oder weniger rasch, doch wird ihr gleichzeitig der stützende Gegendruck des Stauwassers entzogen. Erfolgt das Sinken des Stauspiegels