


**EUROPÄISCHE PATENTANMELDUNG**


 Anmeldenummer: 88104660.1


 Int. Cl.4: G05D 16/18


 Anmeldetag: 23.03.88


 Priorität: 02.04.87 DE 3711050


 Veröffentlichungstag der Anmeldung:  
 05.10.88 Patentblatt 88/40


 Benannte Vertragsstaaten:  
 DE FR GB IT SE


 Anmelder: **BRUENINGHAUS HYDRAULIK GmbH**  
 An den Kelterwiesen 14  
 D-7240 Horb 1(DE)

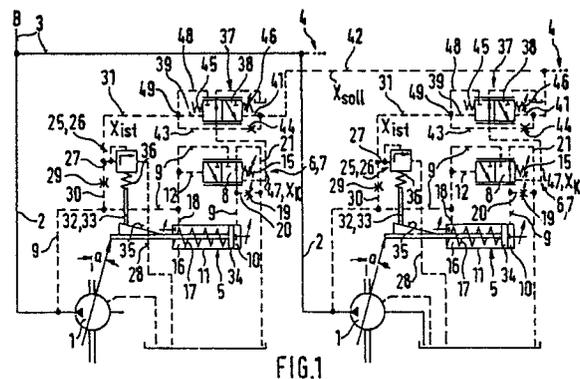

 Erfinder: **Beutler, Gerhard**  
 Hölderlinstrasse 9  
 D-7270 Nagold(DE)  
 Erfinder: **Maier, Hermann**  
 Breitenbachstrasse 38  
 D-7244 Waldachtal(DE)  
 Erfinder: **Krebs, Clemens**  
 Sofienstrasse 2  
 D-7400 Tübingen(DE)


 Vertreter: **Körber, Wolfhart, Dr. et al**  
 Patentanwälte Dipl.-Ing. H. Mitscherlich  
 Dipl.-Ing. K. Gunschmann Dr.rer.nat. W.  
 Körber Dipl.Ing. J. Schmidt-Evers Dipl.-Ing.  
 W. Meizer Steinsdorfstrasse 10  
 D-8000 München 22(DE)


**Regeleinrichtung für wenigstens zwei mit einer gemeinsamen Arbeitsdruckleitung in Verbindung stehende hydrostatische Maschinen.**


 Eine Regleinrichtung für wenigstens zwei mit einer gemeinsamen Arbeitsdruckleitung (3) in Verbindung stehende hydrostatische Maschinen (1) veränderlichen Förder- bzw. Schluckvolumens, bei der jeder Maschine (1) eine Verstellvorrichtung (5) mit einem hydraulischen Verstellkolben (34) und ein Regler (6) zur Regelung ihrer Volumeneinstellung zugeordnet ist, ist so auszugestalten, daß bei Gewährleistung einer gleichmäßigen Belastung der Maschinen (1) untereinander ein hydraulischer Gleichlaufbetrieb bzw. Parallelbetrieb erreicht wird. Dies wird dadurch erreicht, daß jedem Regler (6) ein Steuermittel (25) zugeordnet ist, das den zugehörigen Regler (6) mit einem Korrektursignal ( $X_K$ ) beaufschlagt, das in Abhängigkeit von einem von der jeweiligen Volumeneinstellung der zugehörigen Maschine (1) im wesentlichen linear abhängigen Steuersignal ( $X_{ist}$ ) und einem für alle Pumpen gleichen

Sollwert ( $X_{soll}$ ) gebildet ist, der als Mittelwert aus allen Steuersignal ( $X_{ist}$ ) gebildet ist.



Regeleinrichtung für wenigstens zwei mit einer gemeinsamen Arbeitsdruckleitung in Verbindung stehende hydrostatische Maschinen

Die Erfindung bezieht sich auf eine Regeleinrichtung nach dem Oberbegriff des Anspruchs 1.

Wenn mehrere geregelte, insbesondere druckgeregelte Pumpen gemeinsam in eine Arbeitsdruckleitung bzw. ein Verbrauchernetz im wesentlichen konstanten Druckes speisen, sind die Fördermengeneinstellungen der Pumpen unbestimmt, weil sich aufgrund des in etwa konstanten Arbeitsdrucks keine Beziehung herleiten läßt, die eine gleichmäßige Fördermengeneinstellung bei allen Pumpen, d.h. den Parallelbetrieb ermöglicht. Deshalb können die Pumpen zu jeder Zeit beliebige Fördermengeneinstellungen einnehmen, z.B. kann eine Pumpe in maximaler und die andere Pumpe in minimaler Fördermengeneinstellung stehen. Dies hat folgende Nachteile.

Die Belastung und damit der Verschleiß sind ungleichmäßig verteilt.

Jeder Pumpenantrieb muß auf Maximalleistung und 100 % Einschaltdauer ausgelegt werden, auch wenn die Maximalleistung selten erreicht wird.

Die Pumpen pendeln im Schwenkwinkel, auch wenn die geförderte Gesamtmenge sich nicht ändert. Das hat Verluste und Geräusche zur Folge.

Im sogenannten Mooringbetrieb kann bei Verbrauchermenge  $Q = 0$  eine Pumpe in positiver maximaler Fördermengeneinstellung und eine zweite in negativer maximaler Fördermengeneinstellung stehen. Dabei schluckt die zweite Pumpe die Fördermenge, die die erste fördert. Das hat einen erhöhten Verschleiß sowie Verlustleistung zur Folge und ist mit hoher Geräuschentwicklung verbunden.

Es ist bekannt, wenigstens zwei in eine gemeinsame Arbeitsdruckleitung bzw. ein gemeinsames Verbrauchernetz speisende Pumpen veränderlicher Fördermenge durch ein mechanisches Gestänge zum Gleichlauf- bzw. Parallelbetrieb zu zwingen. Diese Maßnahme führt nicht nur zu Leistungsverlusten, sondern es ist auch eine aufwendige stabile Mechanik notwendig. Außerdem ergibt sich bei dieser Ausgestaltung eine große und sperrige Bauweise, wodurch die räumliche Anordnung am Verwendungsort erschwert wird und insbesondere eine Anordnung der Pumpen in verhältnismäßig geringem Abstand voneinander vorgegeben ist.

Eine andere bekannte, und zwar hydraulische, Methode, wenigstens zwei Pumpen annähernd gleichmäßig zu betreiben, d.h., den Verschleiß und die Belastung auf die Pumpen über die Zeit gleichmäßig zu verteilen, ist die sogenannte Kaskadenregelung. Bei dieser Maßnahme werden die Pumpen bewußt auf etwas unterschiedliche Regler-

kennlinien eingestellt. Die erste Pumpe regelt z.B. bei 200 bar, die zweite bei 205 bar und die dritte bei 210 bar ein. Damit ist die Belastung eindeutig definiert und das Pendeln wird vermieden, wobei jedoch aufgrund unterschiedlicher Belastung der Pumpen letztere einem unterschiedlichen Verschleiß unterliegen. Um einen gleichmäßigen Verschleiß zu erreichen, ist es erforderlich, z.B. ein mal pro Woche die Einstellung der Pumpen zyklisch zu vertauschen. Außerdem ist bei dieser bekannten Methode ein Druckanstieg in Stufen vorgegeben.

Der Erfindung liegt die Aufgabe zugrunde, eine Regeleinrichtung der eingangs bezeichneten Art so auszugestalten, daß bei Gewährleistung einer gleichmäßigen Belastung des Maschinen untereinander ein hydraulischer Gleichlaufbetrieb bzw. Parallelbetrieb erreicht wird.

Diese Aufgabe wird durch die kennzeichnenden Merkmale des Anspruchs 1 gelöst.

Bei der erfindungsgemäßen Ausgestaltung wird in die Regelung ein zusätzliches Steuersignal einbezogen, das in Abhängigkeit von der Volumeneinstellung der Maschinen erzeugt und als mittlerer Sollwert dem zugehörigen Reglern aufgegeben wird. Hierdurch wird ein Regelkriterium geschaffen, das bei jeweils gleichem auf die vorhandenen Regler wirksamen Arbeitsdruck die Regelung der Maschinen auf gleiche Volumeneinstellung ermöglicht. Der durch die erfindungsgemäße Ausgestaltung erzielte Gleichlauf der Pumpen ergibt sich daraus, daß jeder Regler mit einem Korrektursignal beaufschlagt ist, das in Abhängigkeit der (Lage-)Regelabweichung  $X_{ist} - X_{soll}$  gebildet ist, die von dem von der jeweiligen Volumeneinstellung der zugehörigen Maschine im wesentlichen linear abhängigen Steuersignal und dem als Mittelwert der Steuersignale gebildeten Sollwertsignal abhängig ist. Ein wesentlicher Druckanstieg in der Reglerkennlinie findet nicht statt, weil ein solcher durch das Ausregeln der Pumpen auf gleiche Fördermenge wieder abgebaut wird.

Die erfindungsgemäße Lösung zeichnet sich durch geringe Verluste aus.

Es ist aufgrund des Vorhandenseins einer progressiven Federkennlinie zwar auch bei bekannten Druckreglern eine leicht progressive Reglerkennlinie vorhanden, jedoch ist dies federspezifisch vorgegeben, und von Reibung und Eigenstellkräften abhängig und daher für eine Reglerückführung unbrauchbar.

Es ist zwar auch bekannt, bei einer sogenannten Momentenregelung den Regler in Abhängigkeit vom Arbeitsdruck und der Volume-

neinstellung der Maschine zu regeln, jedoch erfolgt dies unter völlig anderen Voraussetzungen und auch zu einem völlig anderen Zweck, nämlich zur Erreichung eines günstigen Drehmomentes, wobei mit Federsätzen eine Reglerkennlinie in Form einer Hyperbel angestrebt wird, während bei der erfindungsgemäßen Ausgestaltung eine Reglerkennlinie in wesentlichen ohne Druckanstieg ergibt.

Gemäß den Ansprüchen 2 bis 5 wird auf bewährte Maßnahmen zur Erzeugung eines Steuerungssignals in Abhängigkeit von der Volumeneinstellung der Maschine zurückgegriffen.

Die Ausgestaltung nach Anspruch 6 führt zu einer einfachen und praktikablen Bauweise bei Maschinen mit umkehrbarer Durchsatzrichtung.

Die Ausbildung nach Anspruch 8 umfaßt einfache und praktikable Merkmale für eine Fernsteuerung des Druckreglers.

Nachfolgend wird die Erfindung anhand von in vereinfachten Zeichnungen dargestellten bevorzugten Ausführungsbeispielen näher erläutert. Es zeigt:

Fig. 1 eine hydraulische Antriebseinheit mit zwei in eine gemeinsame Arbeitsdruckleitung speisende Pumpen, die durch eine erfindungsgemäße Regeleinrichtung für den Parallelbetrieb geregelt sind;

Fig. 2 und 3 abgewandelte Ausgestaltungen der Antriebseinheit;

Fig. 4 ein Steuermittel in Form eines Druckbegrenzungsventils in vergrößerter Schnittdarstellung.

Die mit 1 bezeichneten Pumpen sind durch Leitungsabschnitte 2 mit einer zu einem Verbraucher B führenden gemeinsamen Arbeitsdruckleitung 3 verbunden, wobei die Anzahl der Pumpen beliebig vergrößert werden kann, was mit dem Positionszeichen 4 verdeutlicht ist, das Anschlüsse für weitere mögliche Pumpen bezeichnet. Die Pumpeneinheiten sind einander gleich ausgebildet.

Jeder Verstellvorrichtung 5 der Pumpen 1 ist ein Druckregler 6 mit einem ersten Proportional-Regelventil 7 in Form einer Druckwaage zugeordnet, dessen Schieber 8 den Durchgang einer Verbindungsleitung 9 regelt, die vom zugehörigen Arbeitsdruckleitungsabschnitt 2 ausgeht und in den Kolbenraum 10 eines Zylinders 11 der Verstellvorrichtung 5 mündet. Hierzu ist der Schieber 8 durch einen Leitungsabschnitt 12 mit dem Arbeitsdruck gegen eine Ventildfeder 15 beaufschlagbar, deren Federkraft wahlweise einstellbar ist. Der Kolbenringraum 16 des Zylinders 11, in dem eine Druckfeder 17 zwecks Rückstellung der Verstellvorrichtung 5 angeordnet ist, ist durch einen Leitungsabschnitt 18 mit der Verbindungsleitung 9 verbunden und somit mit dem Arbeitsdruck beaufschlagbar. Der soweit beschriebene Druckregler 6 einschließlich einer mit 19 bezeichneten, ggf. verstellbaren Düse

in einer vom Kolbenraum 10 ausgehenden Ablaufleitung 20 und einer mit letzterer verbundenen, vom Regelventil 7 ausgehenden Parallelleitung 21, ist von üblicher Bauart und deshalb bekannt, so daß auf eine Funktionsbeschreibung im einzelnen verzichtet werden kann. Hervorzuheben ist, daß die Druckregler 6 einen Arbeitsdruck einstellen, der abgesehen von einer geringen Druckveränderung, im wesentlichen als konstant anzusehen ist. Die geringe Druckveränderung im Arbeitsdruck im Regelbereich des Druckreglers 6 ist durch die progressive Kennlinie der Federn 15 und 17, sowie durch Reibung und Eigenstellkräfte der Verstellvorrichtung 5 bedingt und beträgt bei üblichen Druckreglern 6 etwa 3 bar.

Gemäß der Erfindung ist jeder Pumpe 1 ein allgemein mit 25 bezeichnetes Steuermitel zugeordnet, das ein noch zu beschreibendes zweites Regelventil 37 mit einem von der jeweiligen Fördermengeneinstellung der zugehörigen Pumpe 1 abhängigen Steuersignal sowie mit einem für alle Pumpen gemeinsamen Sollwertsignal beaufschlagt. Das Steuermitel 25 wird durch ein Druckbegrenzungsventil 26 gebildet, das in einer Leitung 27 angeordnet ist, die sich von Ausgang des Druckbegrenzungsventils 26 als Ablaufleitung 28 fortsetzt, und die hinter einer Drossel 29 von einer Leitung 30 abzweigt, die von der Arbeitsdruck enthaltenden Verbindungsleitung 9 ausgeht. Das Steuermitel 25 erzeugt im hinter der Drossel 29 beginnenden Abschnitt 31 der Leitung 30 ein von der jeweiligen Fördermengeneinstellung der zugehörigen Pumpe 1 abhängiges Steuersignal  $X_{ist}$ . Zur Übertragung der der jeweiligen Fördermengeneinstellung entsprechenden Maßgabe dient ein Stellelement 32 in Form eines Stößels oder Taststiftes 33, der an seinem einen Ende eine am Verstellkolben 34 des Zylinders 11 außerhalb letzterem vorhandene Schrägfläche 35 anliegt und mittels einer Feder 36 auf den Schieber des Druckbegrenzungsventils 26 wirkt und gegen die Schrägfläche 35 beaufschlagt ist. Das Stellelement 32 ist in seiner Längsrichtung verschiebbar gelagert, so daß es bei einer Längsverstellung des Verstellkolbens 34 eine das Druckbegrenzungsventil verstellende Längsbewegung ausführt.

Zwischen den mit 47 und 48 bezeichneten Leitungen, die zum Regelventil 7 und zwar auf der dem Leitungsabschnitt 12 gegenüberliegenden Seite seines Schiebers 8 führt, ist das vorerwähnte zweite, mit 37 bezeichnete Regelventil (Proportional-Regelventil) in Form einer Druckwaage angeordnet, dessen Schieber 38 einerseits durch einen Leitungsabschnitt 39 mit der Leitung 30 und andererseits durch einen Leitungsabschnitt 41 mit einer Verbindungsleitung 42 verbunden ist, an die auch das der anderen Pumpe 1 zugehörige Regelventil 37 bzw. alle vorhandenen Regelventile

37 mittels der Leitungsabschnitte 41 ange-  
schlossen sind. Die Leitung 30 und die Verbin-  
dungsleitung 42 sind im Bereich jedes Regelventils  
37 durch eine letzteres umgehende Verbindungs-  
leitung 43 kurzgeschlossen, in der eine Drossel 44  
angeordnet ist. Die Drosseln 44 erzeugen in der  
Verbindungsleitung 42 ein Steuersignal  $X_{\text{soil}}$ , das  
allen Regelventilen 37 gemeinsam ist. Am Regelven-  
til 37, dessen Schieber 38 zu beiden Seiten mit  
einer Ventildfeder 45, 46 beaufschlagt ist, von denen  
die Federkraft der Ventildfeder 46 verstellbar ist,  
werden jeweils die Drucksignale  $X_{\text{ist}}$  und  $X_{\text{soil}}$  ge-  
genseitig abgewogen, wodurch das Regelventil  
37 in der Leitung 47 ein Korrektursignal  $X_K$  erzeugt,  
welches am Regelventil 7 eine Regelabweichung  
 $X_{\text{ist}}-X_{\text{soil}}$  signalisiert. Die Leitung 48 kann extern mit  
einem beliebigen Druck belastet werden oder ver-  
einfacht am Knotenpunkt 49 mit dem Leitungsab-  
schnitt 31 verbunden werden. Ebenso wäre eine  
Verbindung der Leitung 48 mit der Leitung 9  
möglich, ähnlich der noch zu beschreibenden  
Ausführung in Fig. 3.

Die Anordnung ist so getroffen, daß das Druck-  
begrenzungsventil 26 beim Einschwenken der Ver-  
stellvorrichtung 5, d.h. bei einer Verstellbewegung  
des Verstellkolbens 34 nach links, öffnet, wodurch  
das Steuersignal  $X_{\text{ist}}$  bzw. der in der Verbindungs-  
leitung 31 vorhandene Steuerdruck verringert wird,  
d.h. es wird ein bei dieser Verstellbewegung de-  
gressives Drucksignal  $X_{\text{ist}}$  und mittels des Regelven-  
tils 37 ein progressives Drucksignal  $X_m$  erzeugt.  
Letzteres beaufschlagt den Schieber 8 des Regel-  
ventils 7 entgegen dem Arbeitsdruck. Damit steht  
der Arbeitsdruck am Regelventil 7 nicht mehr nur  
zu der Kraft der Feder 15 (Reglereinstellung) im  
Gleichgewicht, sondern die Reglereinstellung  
erhöht sich in Abhängigkeit der Regelabweichung  
 $X_{\text{ist}}-X_{\text{soil}}$  um das Drucksignal  $X_K$ . Es ergibt sich  
somit bei unterschiedlicher Fördermenge bzw.  
Schwenkstellung eine Druckerhöhung in der Regle-  
reinstellung an der Pumpe mit der geringeren  
Fördermenge, wodurch diese Pumpe veranlaßt  
wird, weiter auszuschnellen bis die Drucksignal  
 $X_{\text{ist}}$  und  $X_{\text{soil}}$  gleich groß sind und sich die Druc-  
kerhöhung wieder aufbaut.

Aufgrund dieser Sachverhalte ist die  
Gesamtfördermengeneinstellung der Pumpen 1  
von dem auf die Druckregler 6 wirkenden im  
wesentlichen gleich großen Arbeitsdruck bestimmt.

Die angestrebte gleichmäßige Aufteilung der  
Fördermenge auf die Pumpen 1 ist von der Abwei-  
chung der jeweiligen Drucksignal  $X_{\text{ist}}$  vom gemein-  
samen gemittelten Drucksignal  $X_{\text{soil}}$  und der daraus  
resultierenden Beeinflussung der Regelventile 7  
durch das Korrektursignal  $X_K$  bestimmt.

Da sich die Druckerhöhung am Regelventil 7  
einer evtl. weniger fördernden Pumpe nach dem  
Ausregeln auf gleiche Fördermenge wieder abbaut,

wird der angestrebte Gleichlauf ohne bleibenden  
Druckanstieg in der Reglerkennlinie erreicht.

Die erfindungsgemäße Ausgestaltung eignet  
sich für in beide Förderrichtungen einstellbare  
Pumpen. In diesem Fall ist es vorteilhaft, die An-  
ordnung so zu treffen, daß in der Nullstellung der  
Pumpen das Stellelement 32 sich in mittlerer Stel-  
lung zur Länge der Schrägfläche 35 befindet.

Beim Ausführungsbeispiel gemäß Fig. 2 sind  
die ersten Regelventile 7 mit einem gemeinsamen  
Fernsteuerventil 52 verbunden, das durch ein  
Druckbegrenzungsventil gebildet sein kann. Beim  
gezeigten Ausführungsbeispiel werden die zweiten  
Regelventile 51 durch verstellbare Drosseln 53 ge-  
bildet, die jeweils in Leitungsabschnitten 54 an-  
geordnet sind, die von das Steuersignal  $X_K$  halten-  
den Leitungsabschnitten 55 ausgehen und zu einer  
gemeinsamen, an den Ablauf angeschlossenen  
Verbindungsleitung 56 führen, in der das Fern-  
steuerventil 52 angeordnet ist. Ein wesentlicher  
Unterschied zum ersten Ausführungsbeispiel be-  
steht darin, daß die das Steuersignal  $X_K$  enthal-  
tenden Leitungsabschnitte 55 über Leitungsabschnitte  
57 mit Drosseln 58 direkt an die den Arbeitsdruck  
enthaltenden Verbindungsleitung 9 angeschlossen  
sind. Wie schon beim Ausführungsbeispiel gemäß  
Fig. 1 ist auch beim Ausführungsbeispiel gemäß  
Fig. 2 eine das Regelventil 51 umgehende Verbin-  
dungsleitung 59 mit einer Drossel 60 vorhanden,  
an die die das Drucksignal  $X_{\text{ist}}$  und die das Drucksig-  
nal  $X_{\text{soil}}$  enthaltenden Leitungen 31, 42 ange-  
schlossen sind, wobei der Schieber des Regelven-  
tils 51 durch mit dem Ausführungsbeispiel gemäß  
Fig. 1 vergleichbare Leitungsabschnitte 61, 62 ein-  
erseits mit dem Drucksignal  $X_{\text{ist}}$  und andererseits  
mit dem Drucksignal  $X_{\text{soil}}$  gleichzeitig beauf-  
schlagbar ist. Es sind auch bei diesem  
Ausführungsbeispiel zu beiden Seiten des Schie-  
bers Ventildfedern 63, 64 vorhanden, von denen die  
Ventildfeder 64 verstellbar ist.

Auch beim Ausführungsbeispiel gemäß Fig. 2  
öffnet das Druckbegrenzungsventil 26. beim Ein-  
schwenken der Verstellvorrichtung 5 um einen  
gewissen Betrag, wodurch das Drucksignal  $X_{\text{ist}}$   
durch Druckentlastung im Leitungsabschnitt 31 er-  
zeugt wird. Aufgrund der Druckentlastung wird der  
Schieber des Regelventils 51 geringfügig nach  
links verschoben, wodurch der Durchgang im  
Regelventil 51 gedrosselt wird und im Leitungsab-  
schnitt 55 ein sich vergrößernder Druck aufgebaut  
wird, der die Kraft der Ventildfeder 15 unterstützend  
den Schieber 8 des Regelventils 6 progressiv  
beaufschlagt, wodurch die Druckerhöhung in der  
Reglerkennlinie erreicht wird. Es ergibt sich somit  
auch bei diesem Ausführungsbeispiel bei unter-  
schiedlicher Fördermenge bzw. Schwenkstellung  
eine Druckerhöhung in der Reglereinstellung an  
der Pumpe mit der geringeren Fördermenge,

wodurch diese Pumpe veranlaßt wird, weiter auszu-  
schwenken bis die Drucksignal  $X_{ist}$  und  $X_{soll}$  gleich  
groß sind und sich die Druckerhöhung wieder auf-  
baut.

Aufgrund dieser Sachverhalte ist die  
Gesamtfördermengeneinstellung der Pumpen 1  
von dem auf die Druckregler 6 wirkenden im  
wesentlichen gleich großen Arbeitsdruck bestimmt.

Die angestrebte gleichmäßige Aufteilung der  
Fördermenge auf die Pumpen 1 ist von der Abwei-  
chung der jeweiligen Drucksignal  $X_{ist}$  vom gemein-  
samen gemittelten Drucksignal  $X_{soll}$  und der daraus  
resultierenden Beeinflussung der Regelventile 7  
durch das Korrektursignal  $X_K$  bestimmt.

Da sich die Druckerhöhung am Regelventil 7  
einer evtl. weniger fördernden Pumpe nach dem  
Ausregeln auf gleiche Fördermenge wieder abbaut,  
wird der angestrebte Gleichlauf ohne bleibenden  
Druckanstieg in der Reglerkennlinie erreicht.

Mit Hilfe des Fernsteuerventils 52 können  
gleichzeitig die bzw. alle Regelventile 7 bzw. Druc-  
kregler 6 gleichzeitig mit nur einem Steuerglied  
gesteuert werden.

Beim Ausführungsbeispiel gemäß Fig. 3, bei  
dem gleiche Teile mit gleichen Bezugszeichen ver-  
sehen sind, ist jeweils in der die Arbeitsdrucklei-  
tung mit dem Kolbenraum 10 des Zylinders 11 der  
Verstelleinrichtung 5 verbindenden Verbindungslei-  
tung 9 ein Regelventil 71 angeordnet, dessen  
Schieber 72 einerseits mit dem vom Druckbegren-  
zungsventil 26 eingestellten Drucksignal  $X_{ist}$  und  
andererseits mit dem gemittelten Drucksignal  $X_{soll}$   
beaufschlagbar ist, und das prinzipiell dem zweiten  
Regelventil 37 gemäß Fig. 1 entspricht. Auch hier  
ist die das Regelventil 71 umgehende Verbind-  
ungsleitung 43 mit der Drossel 44 vorhanden, die  
einerseits an die das Drucksignal  $X_{soll}$  enthaltende  
Verbindungsleitung 42 und andererseits über die  
Drossel 29 an die den Arbeitsdruck enthaltende  
Verbindungsleitung 9 angeschlossen ist. Auch der  
Schieber 72 des Regelventils 71 ist beiderseits  
durch die Kräfte von Ventildedern 73, 74 beauf-  
schlagt, wobei die Kraft der Ventildfeder 74 einstell-  
bar ist.

Ein wesentlicher Unterschied zu den  
Ausführungsbeispielen gemäß Fig. 1 und 2 besteht  
darin, daß ein für die bzw. alle Pumpen 1 gemein-  
sames Regelventil 76 vorgesehen ist, das in einer  
von der Arbeitsdruckleitung 3 abzweigenden Lei-  
tung 77 angeordnet ist, von der zu jeder Verstell-  
vorrichtung 5 ein Leitungsabschnitt 78 mit einer  
Drossel 79 abzweigt, der zwischen dem Regelventil  
71 und dem Kolbenraum 10 der Verstellvorrichtung  
5 an die Verbindungsleitung 9 angeschlossen ist.  
Das Regelventil 76 regelt dadurch den Druck im  
Kolbenraum 10 aller Pumpen und somit die Ver-  
stellvorrichtung 5 aller Pumpen gleichzeitig. Auch  
bei diesem Ausführungsbeispiel wird am Regelve-

ntil 71 das Drucksignal  $X_{ist}$  gegen das gemittelte  
Drucksignal  $X_{soll}$  abgewogen und der Ventilschieber  
72 nimmt eine von der Regelabweichung  $X_{ist}-X_{soll}$   
abhängige Position ein. Hierdurch wird der Druck  
hinter der Drossel 79 (also im Leitungsabschnitt 81  
bzw. im Kolbenraum 10) je nach Regelabweichung  
erhöht oder entlastet bis die Regelabweichung  $X_{ist}-$   
 $X_{soll}$  ausgeglichen ist und alle Pumpen die gleiche  
Schwenkstellung einnehmen. Das Regelventil 76,  
das beim vorliegenden Ausführungsbeispiel ein  
Druckregelventil ist, wird durch den mit der Arbeits-  
druckleitung 3 verbundenen Leitungsabschnitt 82  
gegen eine Ventildfeder 83 mit Arbeitsdruck beauf-  
schlagt.

Bei den vorbeschriebenen  
Ausführungsbeispielen sind die Regelventile 37, 51  
und 71 aufgrund der beiderseitigen Beauf-  
schlagung von Ventildedern mittenzentriert. Sie sind  
somit in der Lage, einerseits und/oder andererseits  
wirksame Drucksignale zu verarbeiten, was je nach  
Größe der vorhandenen Regelabweichung  $X_{ist}-X_{soll}$   
erfolgt.

Aus Vereinfachungsgründen ist lediglich beim  
Ausführungsbeispiel gemäß Fig. 3 schematisch der  
Durchgang bzw. die Leitungsverbindung in der Mit-  
telstellung angedeutet. Hier ist dem Regelventil 71  
sowohl eingangsseitig als auch ausgangsseitig zum  
Ablauf hin jeweils eine Drossel 84 bzw. 85 zuge-  
ordnet.

Fig. 4 zeigt als Ausführungsbeispiel eine  
Schnittansicht eines Druckbegrenzungsventils 26 in  
vergrößerter Darstellung. Das Stellelement 32 wirkt  
mittels der einerseits an ihr abgestützen und ande-  
rerseits am Schieber 87 angreifenden Feder 88 auf  
den Schieber 87 des Druckbegrenzungsventils 26,  
der mittels Steuerkanten 89 des Steuersignals  $X_{ist}$ ,  
d.h. den den Schieber 87 beaufschlagenden  
Steuerdruck einregelt. Hierbei geben die Steuerka-  
nten 89 zwischen dem Schieber 87 und der ihn  
aufnehmenden Bohrung 91 den Ab- bzw. Rücklauf  
durch den Kanal 92 im Ventilgehäuse 93 mehr  
oder weniger frei.

Das Ventilgehäuse 93 ist im Gehäuse des  
Zylinders 11 bzw. einem Anbauteil desselben  
eingeschraubt. Der Schieber 87 befindet sich in  
einer Einstellbuchse 94, die mittels einem Gewinde  
95 durch Drehen an einem Angriffselement, hier  
einem Innensechskant 96, axial im Ventilgehäuse  
93 verstellbar und mittels einer auf der Einstell-  
buchse 94 aufgeschraubten Kontermutter 97 fest-  
stellbar ist. Zwischen dem Anschluß 98, der z.B.  
gemäß Fig. 1 und 2 an die Leitung 27 anschließbar  
ist, und einer die Bohrung 91 in der Einstellbuchse  
94 schneidenden Querbohrung 99 die der Leitung  
27 entspricht, ist eine Eingangsdrossel 100 an-  
geordnet, die den Drosseln 29 entspricht.

An den Anschluß 101 ist die Leitung 31 an-  
schließbar.

## Ansprüche

1. Regeleinrichtung für wenigstens zwei mit einer gemeinsamen Arbeitsdruckleitung in Verbindung stehende hydrostatische Maschinen veränderlichen Förder- bzw. Schluckvolumens, bei der jeder Maschine eine Verstellvorrichtung mit einem hydraulischen Verstellkolben und ein Regler zur Regelung ihrer Volumeneinstellung zugeordnet ist,

dadurch gekennzeichnet,

daß jedem Regler (6) ein Steuermittel (25, 51, 71) zugeordnet ist, das den zugehörigen Regler (6) mit einem Korrektursignal ( $X_K$ ) beaufschlagt, das in Abhängigkeit von einem von der jeweiligen Volumeneinstellung der zugehörigen Maschine (1) im wesentlichen linear abhängigen Steuersignal ( $X_{ist}$ ) und einem Sollwert ( $X_{soll}$ ) gebildet ist, der ein vorzugsweise hydraulischer Mittelwert der Steuersignale ( $X_{ist}$ ) aller Maschinen (1) ist.

2. Regeleinrichtung nach Anspruch 1,

dadurch gekennzeichnet,

daß das Steuermittel von einem mit der Verstellvorrichtung (5) oder einem Anbauteil derselben zusammenwirkenden Wegmesser steuerbar ist.

3. Regeleinrichtung nach Anspruch 2,

dadurch gekennzeichnet,

daß der Wegmesser durch eine Schrägfläche (35) an einem Teil der Verstelleinrichtung (5), vorzugsweise am Verstellkolben (34) und ein die Schrägfläche (35) abtastendes Stellelement (32) gebildet ist.

4. Regeleinrichtung nach einem der Ansprüche 1 bis 3,

dadurch gekennzeichnet,

daß das Steuermittel eine verstellbare Drossel oder ein Druckregel-, insbesondere ein Druckbegrenzungsventil (26) aufweist.

5. Regeleinrichtung nach einem der Ansprüche 2 bis 4,

dadurch gekennzeichnet,

daß die Maschinen (1) für den Betrieb in beide Durchsatzrichtungen eingerichtet sind und die Wegmesser bei der Nullstellung der Verstellvorrichtungen (5) sich in ihren Mittelstellungen befinden.

6. Regeleinrichtung nach einem der Ansprüche 1 bis 5,

dadurch gekennzeichnet,

daß ein Regelventil (7) in Form einer Druckwaage vorgesehen ist, das einerseits mit dem Arbeitsdruck gegen eine Ventildfeder (15) und andererseits mit dem Korrektursignal ( $X_K$ ) beaufschlagbar ist.

7. Regeleinrichtung nach einem der Ansprüche 1 bis 6,

dadurch gekennzeichnet,

daß das Steuermittel ein zweites Regelventil (37; 51; 71) in Form einer Druckwaage aufweist, das

einerseits mit dem von der Volumeneinstellung der zugehörigen Maschine (1) abhängigen Steuersignal ( $X_{ist}$ ) und andererseits mit dem Mittelwert ( $X_{soll}$ ) der Steuersignale ( $X_{ist}$ ) beaufschlagbar ist.

8. Regeleinrichtung nach einem der Ansprüche 1 bis 7,

dadurch gekennzeichnet,

daß jeder Regler (6) durch Zweigleitungen (54) mit einem gemeinsamen Fernsteuerventil (52) verbunden ist.

5

10

15

20

25

30

35

40

45

50

55



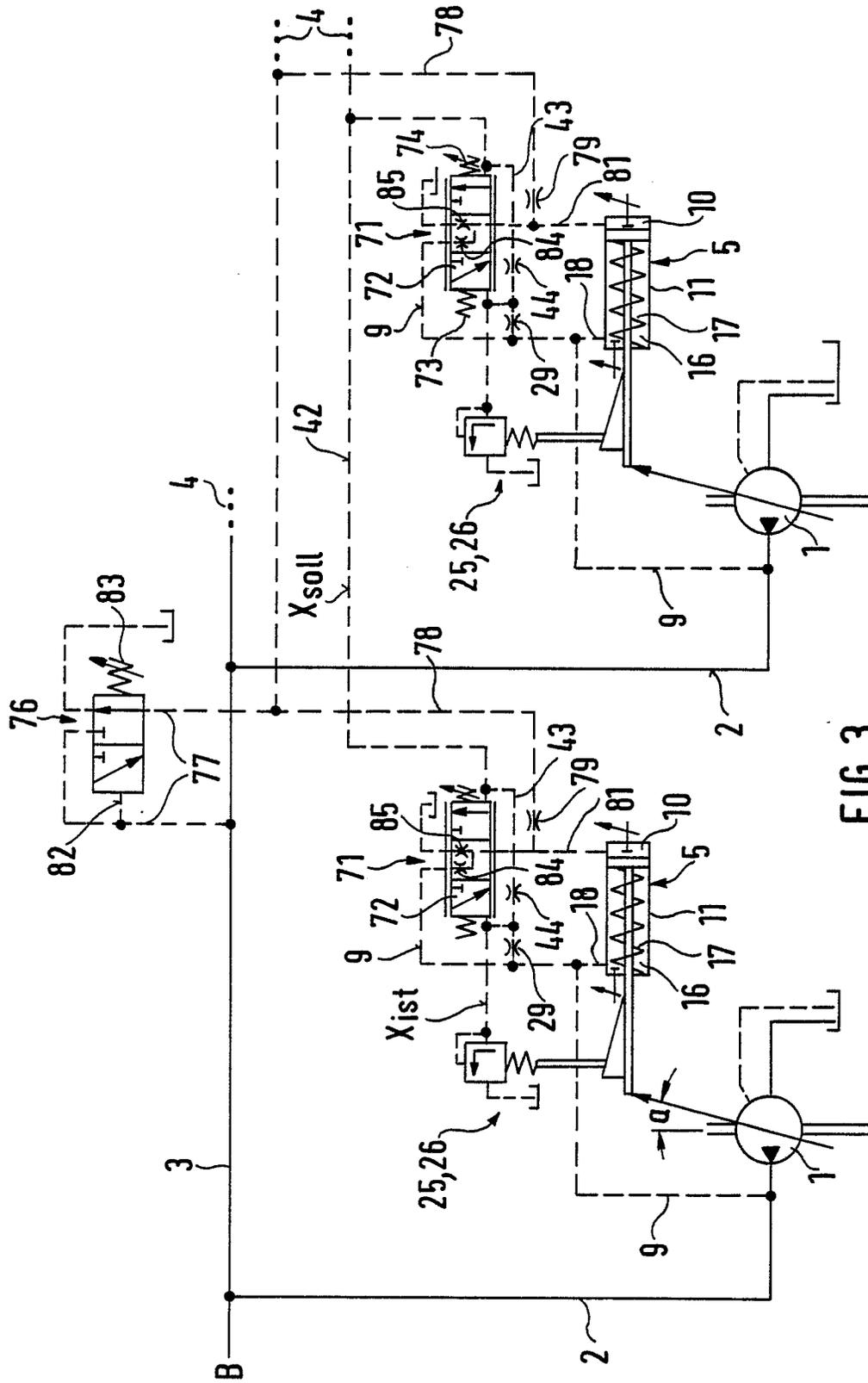


FIG. 3

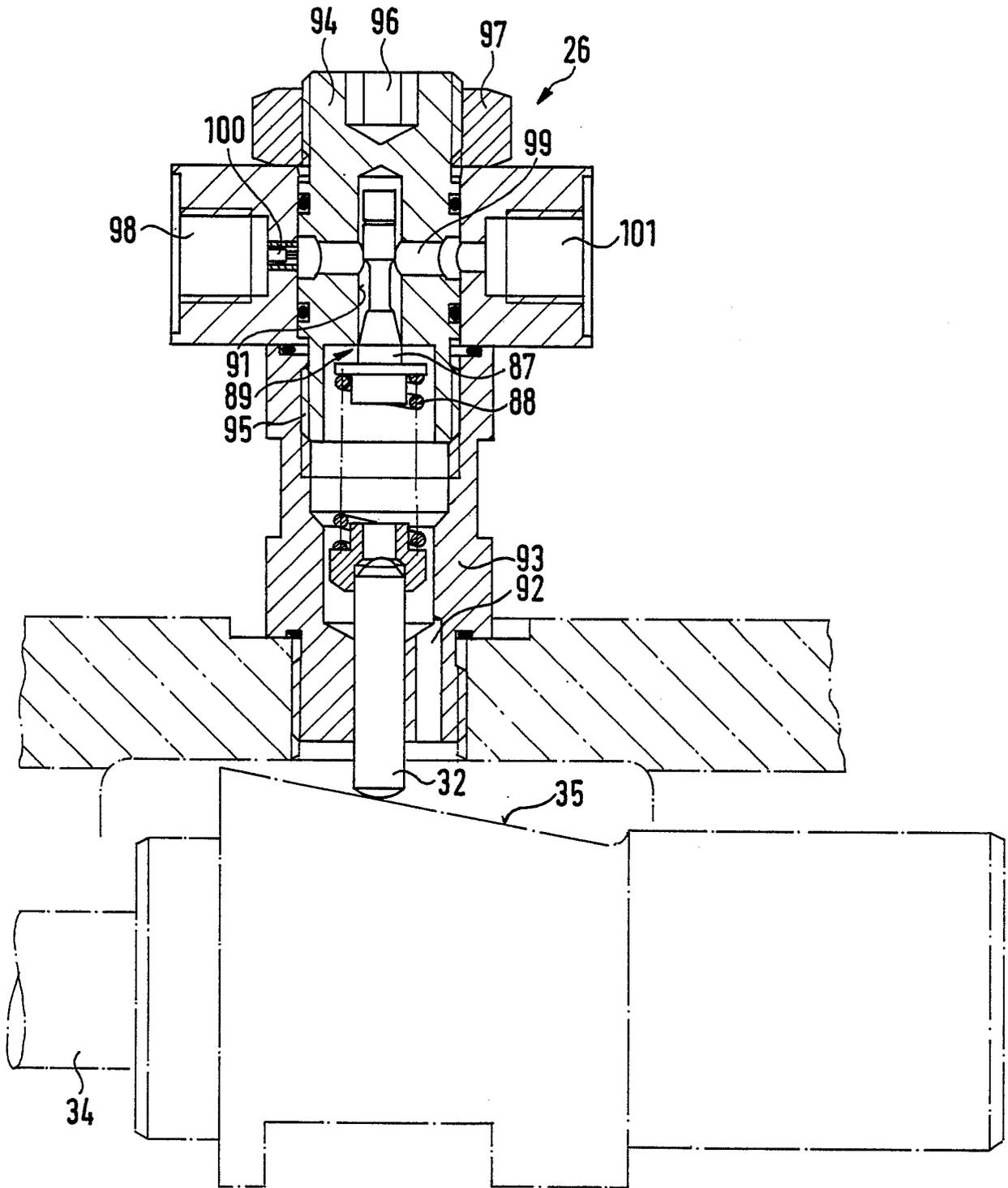


FIG. 4