

(19)



Europäisches Patentamt

European Patent Office

Office européen des brevets



(11)

EP 1 135 613 B1

(12)

EUROPÄISCHE PATENTSCHRIFT

(45) Veröffentlichungstag und Bekanntmachung des Hinweises auf die Patenterteilung:

09.04.2003 Patentblatt 2003/15

(51) Int Cl.7: **F15B 11/16**, F15B 13/04

(86) Internationale Anmeldenummer:

PCT/DE99/03601

(21) Anmeldenummer: **99963215.1**

(87) Internationale Veröffentlichungsnummer:

WO 00/032944 (08.06.2000 Gazette 2000/23)

(22) Anmeldetag: **11.11.1999**

(54) **VERFAHREN UND STEUERANORDNUNG ZUR ANSTEUERUNG EINES HYDRAULISCHEN VERBRAUCHERS**

METHOD AND CONTROL DEVICE FOR CONTROLLING A HYDRAULIC CONSUMER

PROCEDE ET DISPOSITIF DE COMMANDE POUR CONSOMMATEUR HYDRAULIQUE

(84) Benannte Vertragsstaaten:

DE FI FR GB IT

(30) Priorität: **30.11.1998 DE 19855187**

(43) Veröffentlichungstag der Anmeldung:

26.09.2001 Patentblatt 2001/39

(73) Patentinhaber: **Bosch Rexroth AG**

97816 Lohr am Main (DE)

(72) Erfinder: **KNÖLL, Burkhard**

D-97816 Lohr (DE)

(74) Vertreter: **Winter, Brandl, Fürniss, Hübner, Röss,**

Kaiser, Polte, Partnerschaft

Patent- und Rechtsanwaltskanzlei

Bavariaring 10

80336 München (DE)

(56) Entgegenhaltungen:

EP-A- 0 515 692

EP-A- 0 516 864

EP-A- 0 536 398

EP-A- 0 566 449

EP-A- 0 837 249

WO-A-95/32364

DE-A- 3 605 312

DE-A- 19 836 564

Anmerkung: Innerhalb von neun Monaten nach der Bekanntmachung des Hinweises auf die Erteilung des europäischen Patents kann jedermann beim Europäischen Patentamt gegen das erteilte europäische Patent Einspruch einlegen. Der Einspruch ist schriftlich einzureichen und zu begründen. Er gilt erst als eingelegt, wenn die Einspruchsgebühr entrichtet worden ist. (Art. 99(1) Europäisches Patentübereinkommen).

EP 1 135 613 B1

Beschreibung

[0001] Die Erfindung betrifft ein Verfahren zur Ansteuerung eines Verbrauchers gemäß dem Oberbegriff des Patentanspruchs 1 und eine Steueranordnung zur Ansteuerung eines hydraulischen Verbrauchers gemäß dem Oberbegriff des Patentanspruchs 2.

[0002] Eine derartige Steueranordnung ist beispielsweise aus der WO 95/32364 A1 bekannt. Bei dieser bekannten Lösung wird eine Verstellpumpe derart geregelt, daß sie an ihrem Ausgang einen Druck erzeugt, der um einen bestimmten Differenzbetrag über dem höchsten Lastdruck aller hydraulischen Verbraucher der Steueranordnung liegt. Dabei lassen sich Konstantpumpen in Verbindung mit einem 3-Wege-Stromreglventil oder Verstellpumpen mit veränderbarem Hubvolumen einsetzen.

[0003] Für derartige Load-Sensing-Regelungen ist bei Verstellpumpen ein Load-Sensing-Regler vorgesehen, der im Sinne einer Verringerung des Volumens der Verstellpumpe vom Pumpendruck und im Sinne einer Vergrößerung des Hubvolumens der Pumpe vom höchsten Lastdruck und von einer Druckfeder beaufschlagbar ist. Die Differenz zwischen dem Pumpendruck und dem höchsten Lastdruck entspricht der Kraft dieser Druckfeder. Bei diesen Load-Sensing-Schaltungen ist jedem Verbraucher eine veränderbare Meßblende und eine vor- oder nachgeschaltete Druckwaage zugeordnet, über die der Druckabfall über der Meßblende konstant gehalten wird, so daß die zu einem hydraulischen Verbraucher fließende Druckmittelmenge allein vom Öffnungsquerschnitt der Meßblende und nicht vom Lastdruck des Verbrauchers oder vom Pumpendruck abhängt. Bei den Meßblenden nachgeschalteten Druckwaagen werden in dem Fall, in dem die Pumpe bis zum maximalen Druckvolumen verstellt worden ist und der Druckmittelstrom nicht ausreicht, um den vorgegebenen Druckabfall über den Meßblenden sämtlicher Verbraucher aufrecht zu erhalten, die Druckwaagen aller angesteuerten hydraulischen Verbraucher in Schließrichtung verstellt, so daß alle Druckmittelströme zu den einzelnen Verbrauchern um den gleichen Prozentsatz verringert werden. Bei derartigen LUDV-Systemen (lastunabhängige Durchflußverteilung) bewegen sich dann alle angesteuerten Verbraucher mit einer prozentual um den gleichen Wert verringerten Geschwindigkeit.

[0004] Bei LUDV-Systemen werden die Strömungskanäle zum Melden des höchsten Lastdrucks zur Pumpenregelung und die Druckfedern der Individualdruckwaagen derart ausgelegt, daß der Lastdruck unverfälscht zum Pumpenregler gemeldet wird.

[0005] Bei einigen Anwendungen liefert die Hydropumpe einen Stand-By-Druck, der beispielsweise bei 20 bar liegt und zum Ansteuern einiger Verbraucher oder Ventilanordnungen benötigt wird. Die dem Stand-By-Druck entsprechende Druckdifferenz muß an den den sonstigen Verbrauchern zugeordneten Meßblenden

den abgebaut werden, so daß erhebliche Energieverluste auftreten.

[0006] Dem gegenüber liegt der Erfindung die Aufgabe zugrunde, ein Verfahren und eine Steueranordnung zur Ansteuerung zumindest eines hydraulischen Verbrauchers zu schaffen, bei denen die Energieverluste auf ein Minimum reduziert sind.

[0007] Diese Aufgabe wird hinsichtlich des Verfahrens durch die Merkmale des Patentanspruchs 1 und hinsichtlich der Steueranordnung durch die Merkmale des Patentanspruchs 2 gelöst.

[0008] Während bei den bekannten Load-Sensing-Systemen die Regelfeder der Druckwaage stets schwach ausgebildet wurde, um bei vollständig geöffneter Druckwaage den zur Hydropumpe gemeldeten Lastdruck nicht zu verfälschen, wird im Gegensatz dazu bei der Erfindung ein verringerter Lastdruck zur Pumpe gemeldet. Das Hubvolumen der Pumpe wird in Abhängigkeit von diesem gemeldeten (verringerten) Lastdruck eingestellt, so daß entsprechend der Druckverlust über der Meßblende geringer ist als die Druckdifferenz am Pumpenregler (Verstellpumpe). D. h., der Druckabfall über der Meßblende wird gegenüber den herkömmlichen Lösungen verringert, so daß auch eine entsprechende Energieeinsparung erfolgt.

[0009] Bei der zur Durchführung des Verfahrens eingesetzten Steueranordnung wird diese Reduzierung des zur Pumpenregelung gemeldeten Lastdruckes durch die Auslegung der auf einen Regelkolben der Druckwaage wirkenden Regelfeder erreicht. Diese wird mit einer im Vergleich zum Stand der Technik wesentlich höheren Federsteifigkeit oder Vorspannung ausgelegt, so daß die Federkraft etwa demjenigen Druck entspricht, um den der zum Pumpenregler gemeldete Lastdruck gegenüber dem tatsächlich anliegenden Lastdruck verringert sein soll. D. h., die Steueranordnung unterscheidet sich gegenüber herkömmlichen Lösungen im wesentlichen durch die Wahl der Feder, so daß auch bereits vorhandene Steueranordnungen auf einfache Weise umgerüstet werden können.

[0010] Beim Einsatz einer Regelfeder mit erhöhter Federsteifigkeit oder erhöhter Vorspannung wird die wirksame Federkraft vorzugsweise derart eingestellt, daß sie etwa der Hälfte derjenigen Druckdifferenz entspricht, die am Pumpenregler anliegt oder die beim Stand der Technik über der Meßblende abfällt.

[0011] Das Ansprechverhalten der Steueranordnung ist besonders gut, wenn die Federkraft der Feder über den gesamten Hub, d. h. von einer Stellung mit vollständig geschlossenem Regelkolben bis zur vollständig geöffneten Stellung etwa konstant bleibt. Dies läßt sich besonders einfach durch eine geeignete Druckmittelströmungsführung erreichen, bei der die aus der Druckmittelströmung resultierenden Strömungskräfte sowohl in Schließrichtung als auch in Öffnungsrichtung der Druckwaage wirken und derart ausgelegt sind, daß sie sich mit der Regelfederkraft zu einer vom Regelkolbenhub unabhängigen Konstanten addieren.

[0012] Eine derartige Druckmittelströmungsführung ist beispielsweise aus der nachveröffentlichten P 198 36 564.0 bekannt, auf deren Offenbarung hier ausdrücklich Bezug genommen wird.

[0013] Für den Fall, daß der Lastdruck in der zur Pumpe geführten Lastdruckmeldeleitung über ein Druckbegrenzungsventil begrenzt ist, wird die Druckwaage vorzugsweise mit einer Düsenbohrung ausgeführt, über die bei vollständig aufgesteuerter Druckwaage der Lastdruck in den Lastdruckkanal eingespeist wird. Durch die Düsenbohrungen in den einzelnen Verbrauchern zugeordneten Druckwaagen werden die Verlustströmungen bei mehreren vollständig aufgesteuerten Druckwaagen und bei geöffnetem Druckbegrenzungsventil verringert. Auch dieses Vorsehen einer Düsenbohrung steht im Widerspruch zu den bisher bei Load-Sensing-Systemen eingesetzten Konstruktionen, da dort - wie eingangs erwähnt - stets ein unverfälschter Lastdruck zur Pumpenregelung gemeldet wurde. Aus diesem Grund wurde der hydraulische Widerstand des Strömungskanal zum Pumpenregler möglichst gering gewählt, damit der Druckabfall und eine Verfälschung des Lastdruckes bei vollständig geöffneter Druckwaage möglichst gering ausfällt.

[0014] Der Druck in der Lastdruckmeldeleitung wird vorzugsweise über eine weitere Verbindungsbohrung in der Druckwaage in den Federraum des Regelkolbens gemeldet, wobei diese Verbindungsbohrung eine Dämpfungsdüse zur Dämpfung von Druckschwankungen aufweist.

[0015] Die erfindungsgemäße Steueranordnung kann mit einer Verstellpumpe und zugehöriger Regelungseinheit oder mit einer Konstantpumpe mit Eingangsdruckwaage (3-Wege-Stromregelventil) ausgeführt sein.

[0016] Sonstige vorteilhafte Weiterbildungen der Erfindung sind Gegenstand der weiteren Unteransprüche.

[0017] Im folgenden wird ein bevorzugtes Ausführungsbeispiel der Erfindung anhand schematischer Zeichnungen näher erläutert.

[0018] Es zeigen:

Figur 1 ein Schaltschema einer erfindungsgemäßen Steueranordnung;

Figur 2 eine Ventilscheibe mit der Steueranordnung aus Figur 1;

Figur 3 eine Detaildarstellung einer Ventilanordnung mit einer verstellbaren Meßblende und einer nachgeschalteten Druckwaage und

Figur 4 eine Detaildarstellung der Ventilanordnung aus Figur 3.

[0019] Figur 1 zeigt einen Schaltplan einer Ventilscheibe 2 eines Ventilblocks mit zwei Arbeitsanschlüssen A, B, einem Tankanschluß T und einem Pumpen-

anschluß P. An die beiden Arbeitsanschlüsse A, B ist ein Verbraucher, beispielsweise ein Hydromotor 116 oder ein doppeltwirkender Zylinder (nicht dargestellt) angeschlossen. Über die hydraulische Schaltung läßt sich einer der Arbeitsanschlüsse A, B mit den Pumpenanschluß P verbinden, während der jeweils andere Arbeitsanschluß B, A mit dem Tankanschluß T verbunden ist.

[0020] Die Ventilscheibe hat des weiteren einen Steueranschluß LS, über den der Lastdruck an dem zugeordneten Verbraucher abgegriffen werden kann.

[0021] Die nicht dargestellte Pumpe ist als Verstellpumpe ausgeführt, deren Förderleistung in Abhängigkeit vom Lastdruck der Verbraucher geregelt wird. Derartige Load-Sensing-Schaltungen sind im Stand der Technik hinlänglich gekannt, so daß auf eine grundlegende Beschreibung verzichtet werden kann. Bei der Ansteuerung mehrerer Verbraucher über Schaltungen mit dem in Figur 1 dargestellten Aufbau wird der jeweils höchste an den Verbrauchern anliegende Lastdruck zur Pumpe gemeldet und die Förderleistung in Abhängigkeit von diesem höchsten Lastdruck eingestellt.

[0022] In der Ventilscheibe 2 ist ein stetig verstellbares Wegeventil 4 mit einem die Ansteuerungsrichtung des Verbrauchers bestimmenden Richtungsteil und einem die Meßblende bildenden Geschwindigkeitsteil aufgenommen. Der durch das Wegeventil 4 gebildeten Meßblende (Geschwindigkeitsteil) ist eine Druckwaage 5 nachgeschaltet, deren Regelkolben 40 in seiner Regelung den Druckabfall über der Meßblende lastdruckunabhängig konstant hält. Der Ausgangsanschluß der Druckwaage 5 ist hydraulisch mit dem Richtungsteil des Wegeventils 4 verbunden, über den je nach Ansteuerung einer der Arbeitsanschlüsse A, B mit Druckmittel versorgt und der andere mit dem Tankanschluß T verbunden wird. In den Arbeitsleitungen zu den Arbeitsanschlüssen A, B sind stetig verstellbare, entsperbare Rückschlagventilanordnungen 6, 8 geschaltet, die in ihrer Sperrstellung die Rückströmung vom Verbraucher verhindern und in der entsperrten Durchlaßstellung eine Rückströmung vom entsprechenden Arbeitsanschluß A oder B zum Tankanschluß T hin ermöglichen.

[0023] Die Ansteuerung des Wegeventils 4 erfolgt über Pilotventile 10, 12, über die die Stirnseiten eines Wegeventilschiebers 28 des Wegeventils 4 mit einem Steuerdruck beaufschlagbar sind, um diesen aus seiner dargestellten Neutralposition zu verschieben. Der Wegeventilschieber 28 ist durch zwei Druckfedern 30, 32 in seine Neutralposition vorgespannt. Der Regelkolben 40 der Druckwaage 5 ist in Schließrichtung von der Kraft einer Regelfeder 44 und vom höchsten Lastdruck der Verbraucher beaufschlagt, der über einen Lastdruckkanal 22 vom Verbraucher abgegriffen wird. Der Druckstromabwärts des Wegeventils 4 ist über eine Steuerleitung 38 zur in Öffnungsrichtung wirkenden Stirnfläche des Regelkolbens 40 geführt.

[0024] Die Pilotventile 10, 12 sind stetig verstellbar ausgeführt, so daß ein Druck in der Größenordnung zwi-

schen dem Tankdruck und dem Druck am Pumpenanschluß P an die Stirnseiten des Wegeventilschiebers 28 anlegbar ist. Dieser Steuerdruck wird auch zur Entsperung der Rückschlagventilanordnungen 6 und 8 verwendet.

[0025] In einem allen Verbrauchern gemeinsamen Abschnitt des Lastdruckkanals 22 ist ein Druckbegrenzungsventil 45 vorgesehen, über das der Lastdruck im Lastdruckkanal 22 begrenzt ist. Das Druckbegrenzungsventil 45 ist in Schließrichtung von einer Feder und in Öffnungsrichtung vom höchsten Lastdruck der Verbraucher beaufschlagt. Bei Überschreiten des Maximaldrucks wird Steueröl zum Tank T hin abgeführt. Der Lastdruckkanal 22 ist des weiteren über eine Tankdrossel 47 mit dem Tank verbunden.

[0026] Figur 2 zeigt eine konkret ausgebildete Ventilscheibe 2, in der die Schaltung gemäß Figur 1 realisiert ist.

[0027] Wie bereits erwähnt hat die Ventilscheibe 2 die beiden Arbeitsanschlüsse A, B sowie einen Pumpenanschluß P und den Tankanschluß T, die die Ventilscheibenpackung des Ventilblocks senkrecht zur Zeichenebene durchsetzen. Darüber hinaus ist der höchste Lastdruck aller über den Ventilblock angesteuerten Verbraucher an einen mit dem Lastdruckkanal 22 verbundenen Steueranschluß LS geführt.

[0028] Die Ventilscheibe 2 hat Aufnahmebohrungen für das Wegeventil 4, dessen Wegeventilschieber 28 als Hohlchieber ausgebildet ist. Der in Figur 2 lediglich gestrichelt angedeutete Regelkolben 40 ist im Inneren des Wegeventilschiebers 28 geführt.

[0029] Parallel zum Wegeventil 4 sind in der Ventilscheibe 2 die beiden entsperbaren Rückschlagventilanordnungen 6, 8 aufgenommen. Jede der Rückschlagventilanordnungen 6 hat einen mit einer Voröffnung versehenen Hauptkegel 72, der mit einem Aufstoßkolben 92 zusammenwirkt, über den der Hauptkegel 72 zum Entriegeln von seinem Ventilsitz abhebbar ist.

[0030] Die beiden Pilotventile 10, 12 sind in Patronenbauweise ausgeführt und in die in Figur 2 untere Stirnfläche der Ventilscheibe 2 eingeschraubt. Bei den Pilotventilen 10, 12 handelt es sich beispielsweise um elektrisch betätigbare Druckminderventile, über die der Druck am Pumpenanschluß P auf einen Systemdruck am axialen Ausgangsanschluß des jeweiligen Pilotventils 10, 12 reduzierbar ist. Wie aus Figur 1 entnehmbar ist, hat jedes Pilotventil 10, 12 neben dem mit dem Pumpenanschluß P verbundenen Eingangsanschluß noch einen mit dem Tankanschluß T verbundenen Radialanschluß.

[0031] Zur Absicherung des Drucks am Tankanschluß T ist in der Ventilscheibe 2 des weiteren ein Rückschlagventil 114 vorgesehen.

[0032] Hinsichtlich weiterer Details der Rückschlagventilanordnung 6, 8 und der Pilotventile 10, 12 und deren Funktionsweise sei auf die Druckschrift DE 196 46 428 A1 der Anmelderin verwiesen.

[0033] Die DE 196 46 428 A1 offenbart eine Ventilanordnung zur Ansteuerung eines doppeltwirkenden Verbrauchers, bei der von einer Pumpe gefördertes Hydraulikfluid über ein Wegeventil wahlweise einem von zwei Arbeitsanschlüssen zuführbar ist, denen jeweils eine Rückschlagventilanordnung zugeordnet ist. Jede Rückschlagventilanordnung wird über ein dieser zugeordnetes Pilotventil angesteuert, dessen Ausgangssteuerdruck auch an einer Stirnseite des Wegeventilschiebers anliegt. Durch Bestromung beider Pilotventile lassen sich der Wegeventilschieber in seiner Nullstellung einspannen und die beiden Rückschlagventilanordnungen entriegeln, so daß die Arbeitsanschlüsse über die Rückschlagventilanordnungen mit einem Tank verbindbar sind und somit eine Schwimmstellung einstellbar ist.

[0034] Der Aufbau des Wegeventils 4 und der Druckwaage 5 wird im folgenden anhand der Detaildarstellung gemäß Figur 3 beschrieben.

[0035] Demgemäß hat die Ventilscheibe 2 zur Aufnahme des Wegeventilschiebers 28 eine Ventilbohrung 50, in der sich radial nach außen erstreckende Ringräume 52, 54, 56, 58 und 60 ausgebildet sind. Wie aus Figur 3 entnehmbar ist, ist der Ringraum 52 über eine in Figur 2 gestrichelt angedeutete Lastdruckmeldeleitung 62 mit dem Lastdruckkanal 22 verbunden, der zum Steueranschluß LS geführt ist.

[0036] Die beiden Ringräume 54 und 56 sind über Arbeitskanäle 66, 68 zu den Arbeitsanschlüssen A bzw. B geführt.

[0037] Der Ringraum 58 ist einerseits über eine Pumpenleitung 70 mit dem Pumpenanschluß P verbunden und andererseits über einen Verbindungskanal 74 zu einem Radialanschluß der Pilotventile 10, 12 geführt. Der Ringraum 60 ist ebenfalls hydraulisch mit dem Pumpenanschluß P verbunden.

[0038] Die in Figur 2 dargestellten axialen Ausgangsanschlüsse der Pilotventile 10, 12 sind über Steuerkanäle 76, 78 mit den Federräumen 80, 82 des Wegeventils 4 verbunden. Von dort sind die Steuerkanäle 76, 78 weiter zu den Rückschlagventilanordnungen 6 bzw. 8 geführt.

[0039] Der Wegeventilschieber 28 ist über Druckfedern 30,32 in seine in Figur 3 dargestellte Grundposition vorgespannt.

[0040] Die beiden Druckfedern 30,32 sind an Verschlussschrauben 90 abgestützt, die die Ventilbohrung 50 in Axialrichtung abschließen.

[0041] Wie eingangs bereits erwähnt, ist der Wegeventilschieber 28 als Hohlkolben ausgeführt und hat eine Axialbohrung 94, die sich in der Darstellung nach Figur 3 vom linken Endabschnitt des Wegeventilschiebers 28 bis in den Bereich des Ringkanals 60 erstreckt. In dieser Axialbohrung 94 mündet ein Meßblenden-Bohrungsstern 96, dessen Durchbrüche als Radialbohrungen im Wegeventilschiebermantel ausgebildet sind. In der dargestellten Grundposition ist der Meßblenden-Bohrungsstern 96 zwischen den beiden Ringräumen

58, 60 angeordnet.

[0042] Im Axialabstand zum Meßblenden-Bohrungsstern 96 ist ein Richtungsbohrungsstern 98 ausgebildet, der in der gezeigten Grundposition zwischen den beiden Ringräumen 54, 56 angeordnet ist.

[0043] Durch die vorbeschriebene Geometrie kann das Druckmittel vom Pumpenanschluß P je nach Ansteuerung des Wegeventilschiebers 28 über die Pumpenleitung 70, den Meßblenden-Bohrungsstern 96, die Axialbohrung 94, den Richtungsbohrungsstern 98 und den Arbeitskanal 66 zum Verbraucher A oder entsprechend über den Ringraum 60, den Meßblenden-Bohrungsstern 96, die Axialbohrung 94, den Richtungsbohrungsstern 98 und den Arbeitskanal 68 zum Verbraucher B geführt werden.

[0044] Der Regelkolben 40 ist innerhalb der Axialbohrung 94 verschiebbar geführt und über die Regelfeder 44 mit einer Ringstirnfläche 100 gegen eine Anschlagshulter der Axialbohrung 94 in seine Schließstellung vorgespannt. Ein Regelkolbenfederraum 104 ist über ein Verbindungsbohrung 106, einer Dämpfungsdrossel 108 und einen Durchbruch 109 im Wegeventilschieber 28 mit dem Ringraum 52 verbunden, so daß der Lastdruck den Regelkolben 40 ebenfalls in Schließrichtung beaufschlagt.

[0045] Gemäß der vergrößerten Darstellung in Figur 4 hat der Regelkolben 40 eine Axialsacklochbohrung 110, die in der rechten (Figur 4) Stirnfläche des Regelkolbens 40 mündet. Im Mündungsbereich ist der Mantel des Regelkolbens 40 radial kronenförmig von Durchbrüchen 112 durchsetzt. In Abstand zu diesen ist ein Kompensationsbohrungsstern 114 ausgebildet, der in der dargestellten Position im Bereich des Ringraums 54 angeordnet ist.

[0046] Im Bereich zwischen den Durchbrüchen 112 und dem Bohrungsstern 114 ist der Regelkolben 40 radial zurückgestuft, so daß im Bereich der Durchbrüche 112 eine erste Steuerkante 116 und im Bereich des Kompensationsbohrungssterns 110 eine zweite Steuerkante 118 ausgebildet wird.

[0047] Der radial zurückgestufte Abschnitt 115 ist im Bereich der ersten Steuerkante 116 als Schrägfläche ausgebildet, während er im Bereich der zweiten Steuerkante 118 als Radialstufe ausgeführt ist.

[0048] Der Wegeventilschieber 28 hat gemäß Figur 4 zwei axial beabstandete Ringnuten 120, 122, die in der Innenumfangsfläche der Axialbohrung 94 ausgebildet sind.

[0049] Die beiden Ringnuten 120, 122, sind durch einen Mittelsteg 124 voneinander getrennt, der mit der zweiten Steuerkante 118 zusammenwirkt. Die in der Darstellung nach Figur 4 rechte Umfangskante der ersten Ringnut 120 wirkt mit der ersten Steuerkante 116 zusammen, so daß bei Axialverschiebung des Regelkolbens 40 durch Zusammenwirken der ersten Steuerkante 116 und der ersten Ringnut 120 ein Steuerquerschnitt aufgesteuert wird, während durch Zusammenwirken der zweiten Steuerkante 118 und dem Mittelsteg

124 ein Kompensationssteuerquerschnitt geöffnet wird. In der gezeigten Grundposition sind die beiden Steuerquerschnitte geschlossen. Hinsichtlich weiterer Details dieser Kompensationsströmungsführung sei auf die nachveröffentlichte Anmeldung 198 36 564.0 verwiesen.

[0050] Der Richtungsbohrungsstern 98 mündet in der ersten Ringnut 120. Gemäß Figur 4 ist die Verbindungsbohrung 106 als Winkelbohrung ausgeführt, wobei ein Radialbohrungsschenkel 126 der Verbindungsbohrung 106 im Durchbruch 109 des Wegeventilschiebers 28 mündet. Der Radialbohrungsschenkel 126 ist so angeordnet, daß die Verbindung zwischen dem Ringkanal 52 und dem Federraum 104 über dem gesamten Hub des Regelkolbens 40 geöffnet ist. D. h., der Regelkolben 40 wird in Schließrichtung stets durch die Kraft der Regelfeder 44 und den Lastdruck im Lastdruckkanal 22 beaufschlagt.

[0051] Die Axialbohrung 110 des Regelkolbens 40 mündet an ihrem linken Endabschnitt in einer Düsenbohrung 128, die ihrerseits in einer Radialbohrung 130 des Regelkolbens 40 übergeht.

[0052] In der dargestellten Grundposition des Regelkolbens 40 ist die Radialbohrung 130 durch die Innenumfangswandung des Wegeventilschiebers 28 verschlossen. Bei einer Axialverschiebung des Regelkolbens 40 gegenüber dem Wegeventilschieber 28 wird die Radialbohrung 130 durch eine Steuerkante 132 aufgesteuert, die durch den Durchbruch 109 im Wegeventilschiebermantel ausgebildet ist. D. h., bei Bewegung des Regelkolbens 40 gegen die Kraft der Regelfeder 44 und den im Federraum herrschenden Steuerdruck wird der Druck stromabwärts der Meßblende in den Lastdruckkanal 22 und damit auch in den Federraum 104 gemeldet. Der Durchmesser der Düsenbohrung 128 ist wesentlich kleiner als der entsprechende Verbindungsquerschnitt bei den eingangs genannten, herkömmlichen Druckwaagen. Letztere waren stets so ausgelegt, daß über dieser Verbindungsbohrung nur ein vernachlässigbarer Druckabfall erfolgt, so daß der Lastdruck bei vollständig aufgesteuertem Regelkolben 46 unverfälscht zur Regelpumpe gemeldet wird.

[0053] Durch den erfindungsgemäß ausgebildeten, geringen Öffnungsquerschnitt der Düsenbohrung 128 wird die bei geöffnetem Druckbegrenzungsventil 45 aus dem Lastdruckkanal 22 zum Tank T strömende Steuerölmenge reduziert, so daß das Ansprechverhalten und der Wirkungsgrad der hydraulischen Steuerung verbessert werden.

[0054] Die Regelfeder 44 ist beim gezeigten Ausführungsbeispiel mit einer großen Vorspannung oder einer großen Federsteifigkeit ausgeführt, so daß etwa der halbe Stand-By-Druck der Verstellpumpe aufgebracht werden muß, um den Regelkolben 40 gegen die Kraft der Regelfeder 44 zu verschieben. D. h., bei einem Stand-By-Druck von etwa 20 bar, der bei der gezeigten Schaltung zur Betätigung der Pilotventile 10, 12 benötigt wird, ist die Regelfeder 44 etwa als 10-bar-Feder ausgebildet.

Die Druckmittelströmung entlang des Regelkolbens 44 ist durch geeignete geometrische Ausgestaltung des eingangs beschriebenen Steuerquerschnittes und des in entgegengesetzter Richtung wirkenden Kompensations- steuerquerschnittes so ausgelegt, daß die Resultierende aus der Kraft der Regelfeder 44 und den auf den Regelkolben wirkenden Strömungskräften eine vom Regelkolbenhub unabhängige Konstante ist. Mit anderen Worten gesagt, die Regelfeder 44 und die Strömungskräfte werden derart aufeinander abgestimmt, daß sich im Ergebnis eine horizontale Federkennlinie einstellt, bei der die Federkraft unabhängig vom Hub des Regelkolbens 40 ist.

[0055] Zum besseren Verständnis sei die Funktion der erfindungsgemäßen Steueranordnung erläutert. Zunächst sei angenommen, daß lediglich ein einziger Verbraucher über den Ventilblock mit Druckmittel versorgt werden soll. Dazu werden die Pilotventile 10, 12 entsprechend angesteuert, so daß eine Steuerdruckdifferenz auf die Stirnseiten des Wegeventilschiebers 28 wirkt. Entsprechend dieser Steuerdruckdifferenz wird der Wegeventilschieber 28 aus seiner federvorgespannten Grundposition herausbewegt, so daß der Meßblenden-Bohrungsstern 96 beispielsweise durch eine Steuerkante 133 aufgesteuert wird. Entsprechend wird durch die Axialverschiebung des Wegeventilschiebers 28 auch der Richtungsbohrungsstern 98 aufgesteuert, so daß der Arbeitskanal 66 mit Druckmittel aus der Pumpe versorgt wird und der Arbeitskanal 68 mit dem Tankanschluß T verbunden wird.

[0056] Das Druckmittel tritt durch den aufgesteuerten Meßblendenbohrungsstern 96 in die Axialbohrung 94 ein, so daß der Regelkolben 40 der Druckwaage gegen die Kraft der Regelfeder 44 in Öffnungsrichtung beaufschlagt ist. Durch den Druckaufbau am Eingang der Druckwaage 5 wird der Regelkolben 40 in seine in Figur 3 linke Endposition gebracht, so daß der Kompensationsquerschnitt und der Steuerquerschnitt vollständig auf gesteuert sind. Dabei wird über die Steuerkante 132 die Radialbohrung 130 aufgesteuert, so daß der Druck am Eingang der Druckwaage 5 über die Axialsacklochbohrung 110, die Düsenbohrung 128, die Radialbohrung 130 und den Durchbruch 109 in die Lastdruckmeldeleitung 62 und damit in den Lastdruckkanal 22 gemeldet wird. Dieser in den Lastdruckkanal 22 gemeldete Lastdruck ist allerdings entsprechend der Kraft der Regelfeder 44 niedriger als der am Eingang der Druckwaage und im Arbeitskanal 66 herrschende Lastdruck. Die Verstellpumpe wird dann in Abhängigkeit von diesem niedrigeren Lastdruck angesteuert.

[0057] Der Deutlichkeit halber sei dies nochmals an einem Zahlenbeispiel erläutert. Es sei angenommen, daß der Stand-By-Druck der Verstellpumpe 20 bar beträgt. Der Lastdruck am Eingang der Druckwaage, d. h. im Arbeitskanal 66, soll beispielsweise 200 bar betragen. Die Regelfeder 44 ist als sogenannte 10-bar-Feder (unabhängig vom Hub) ausgelegt. D. h., bei vollständig aufgesteuerter Druckwaage wird dann in den Last-

druckkanal 22 ein Druck von $200 \text{ bar} - 10 \text{ bar} = 190 \text{ bar}$ gemeldet. Die Pumpe wird dann entsprechend auf 210 bar eingeregelt, so daß der Druckabfall über der Meßblende lediglich noch 10 bar beträgt.

[0058] Bei den herkömmlichen Systemen würde aufgrund der schwachen Regelfeder 44 ein Lastdruck zur Regelpumpe gemeldet werden, der dem Druck am Eingang der Druckwaage entspricht, d. h. die Pumpe würde beim Stand der Technik auf 220 bar eingeregelt, so daß der Druckabfall über der Meßblende 20 bar betragen würde. Durch die erfindungsgemäße Auslegung der Druckwaage läßt sich somit eine erhebliche Energieeinsparung bewirken, da der Druckabfall über der Meßblende bei vollständig aufgesteuerter Druckwaage 5 verringert wird.

[0059] Für den Fall, daß nun über den Ventilblock ein zweiter hydraulischer Verbraucher betätigt wird, dessen Lastdruck größer als derjenige des vorbeschriebenen Verbrauchers ist, so wird die dem zweiten Verbraucher zugeordnete Druckwaage vollständig aufgesteuert und dieser Lastdruck in den Lastdruckmeldekanal gemeldet und die Regelpumpe entsprechend angesteuert. Durch den in Schließrichtung wirkenden höheren Druck wird der Regelkolben 40 des vorbeschriebenen Verbrauchers in seine Regelposition verschoben, in der die Steuerkante 132 die Radialbohrung 130 zugesteuert hat. In dieser Regelposition liegt am Eingang der Druckwaage der höhere Lastdruck des zweiten Verbrauchers an. Dieser Druck wird über die Druckwaage abgedrosselt, so daß am Druckwaagenausgang (Arbeitskanal 66) der niedrigere Lastdruck des ersten Verbrauchers anliegt. D. h., über den dem ersten und dem zweiten Verbraucher zugeordneten Meßblenden fällt jeweils die gleiche Druckdifferenz von etwa 10 bar ab.

[0060] Wie bereits eingangs erwähnt wurde, wird durch das Vorsehen der Düsenbohrung 128 der Steuerölstrom über das Druckbegrenzungsventil zum Tank aufgrund des erhöhten hydraulischen Widerstandes minimiert, so daß die Verluste der Anlage auf ein Minimum reduziert sind.

[0061] Anstelle der vorbeschriebenen Verstellpumpe könnte auch eine Konstantpumpe mit 3-Wege-Stromregelventil eingesetzt werden.

[0062] Offenbart sind ein Verfahren und eine Steueranordnung zur Ansteuerung zumindest eines hydraulischen Verbrauchers. Die Steueranordnung hat eine Pumpe, deren Leistung in Abhängigkeit vom Lastdruck eines Verbrauchers einstellbar ist. Dessen Ansteuerung erfolgt über ein eine Meßblende bildendes Proportionalwegeventil, dem eine Druckwaage zugeordnet ist, über die der Druckabfall über der Meßblende lastdruckunabhängig konstant gehalten wird. Erfindungsgemäß wird bei vollständig geöffneter Druckwaage ein niedrigerer Lastdruck zur Pumpe gemeldet, so daß der Druckabfall über der Meßblende verringert wird.

Patentansprüche

1. Verfahren zum Ansteuern eines Verbrauchers über eine Steueranordnung, mit einer Pumpe, deren Leistung in Abhängigkeit von einem Steuerdruck in einem Steuerdruckkanal (22) derart geregelt wird, daß der Pumpendruck um eine vorgegebene Druckdifferenz über dem Steuerdruck liegt, und mit einem Wegeventil (4), durch das eine Meßblende gebildet ist und in dessen Wegeventilschieber (28) ein Regelkolben (40) einer Druckwaage (5) geführt ist, über die der Druckabfall über der Meßblende unabhängig vom Lastdruck eines Verbrauchers konstant gehalten wird, wobei der Regelkolben (40) in Öffnungsrichtung vom Druck stromabwärts der Meßblende und in Schließrichtung von einer Regelfeder (44) und dem Steuerdruck beaufschlagt ist und bei vollständig geöffneter Druckwaage (5) der Druck stromabwärts der Meßblende in den Steuerdruckkanal (22) gemeldet wird, **dadurch gekennzeichnet, daß** bei vollständig aufgesteuerter Druckwaage (5) ein Druck in den Steuerdruckkanal (22) gemeldet wird, der wesentlich, aber um weniger als die vorgegebene Druckdifferenz unterhalb des Lastdrucks des Verbrauchers liegt.
2. Steueranordnung zur Ansteuerung zumindest eines hydraulischen Verbrauchers, mit einer Pumpe, deren Pumpendruck in Abhängigkeit von einem Steuerdruck in einem Steuerdruckkanal (22) derart einstellbar ist, daß der Pumpendruck um eine vorbestimmte Druckdifferenz über dem Steuerdruck liegt, mit einem Wegeventil (4) zur Ansteuerung des Verbrauchers, durch das eine Meßblende gebildet ist und in dessen Wegeventilschieber (28) ein Regelkolben (40) einer Druckwaage (5) geführt ist, über den der Druckabfall über der Meßblende unabhängig vom Lastdruck eines Verbrauchers konstant haltbar ist, und der in Öffnungsrichtung vom Druck stromabwärts der Meßblende und in Schließrichtung von einer Regelfeder (44) und dem Steuerdruck beaufschlagt ist, wobei bei vollständig geöffneter Druckwaage (5) der Druck stromabwärts der Meßblende in den Steuerdruckkanal (22) meldbar ist, **dadurch gekennzeichnet, daß** die Federate und/oder Vorspannung der Regelfeder (44) derart ausgelegt ist, daß bei vollständig geöffneter Druckwaage (5) ein wesentlich, aber um weniger als die vorbestimmte Druckdifferenz verringerter Lastdruck des Verbrauchers als Steuerdruck zur Pumpe gemeldet ist.
3. Steueranordnung nach Patentanspruch 2, **dadurch gekennzeichnet, daß** die Federkraft der Regelfeder (44) etwa der Hälfte der der Druckdifferenz entsprechenden Druckkraft entspricht.
4. Steueranordnung nach Patentanspruch 2 oder 3,

dadurch gekennzeichnet, daß die Druckmittelströmung derart geführt ist, daß die auf den Regelkolben (40) wirkenden Strömungskräfte gemeinsam mit der Kraft der Regelfeder (44) eine über den Regelkolbenhub etwa konstante Kraft auf den Regelkolben (40) ausüben.

5. Steueranordnung nach Patentanspruch 4, **dadurch gekennzeichnet, daß** der Regelkolben (40) zwei Steuerkanten (116, 118) hat, über die ein Steuerquerschnitt bzw. ein Kompensationssteuerquerschnitt aufsteuerbar sind, durch die entgegengesetzt gerichtete Druckmittelströmungen bewirkbar sind.
6. Steueranordnung nach einem der Patentansprüche 2 bis 5, **dadurch gekennzeichnet, daß** der Regelkolben (40) eine Düsenbohrung (128) hat, über die eine Verbindung zwischen einem Raum stromabwärts der Meßblende zu dem Steuerdruckkanal (62, 22) aufsteuerbar ist, in dem ein Druckbegrenzungsventil (45) zur Begrenzung des Steuerdruckes angeordnet ist.
7. Steueranordnung nach Patentanspruch 6, **gekennzeichnet durch** eine Verbindungsbohrung (106), über die der Federraum (104) des Regelkolbens (40) mit dem Steuerdruckkanal (62, 22) verbindbar ist.
8. Steueranordnung nach Patentanspruch 7, **dadurch gekennzeichnet, daß** in der Verbindungsbohrung (106) eine Dämpfungsdüse (108) vorgesehen ist.
9. Steueranordnung nach einem der Patentansprüche 2 bis 8, **dadurch gekennzeichnet, daß** die Druckdifferenz etwa 20 bar und die Kraft der Regelfeder (44) etwa 10 bar entspricht.
10. Steueranordnung nach einem der Patentansprüche 2 bis 9, **dadurch gekennzeichnet, daß** die Pumpe eine Konstantpumpe mit Eingangsdruckwaage oder eine Verstellpumpe ist.

Claims

1. A method for driving a consumer through a control arrangement, having a pump whose output is controlled as a function of a control pressure in a control pressure channel (22) in such a way that the pump pressure is above the control pressure by a predetermined pressure differential, and a directional valve (4) forming a measuring orifice and having a directional valve slide (28) in which a control piston (40) of a pressure compensator (5) is slidably mounted, through which the pressure drop across

the measuring orifice is kept constant irrespective of the load pressure of a consumer, the pressure downstream of the measuring orifice being applied to the control piston (40) in the opening direction and a control spring (44) and the control pressure being applied to the control piston (40) in the closing direction, and the pressure downstream of the measuring orifice being indicated to the control pressure channel (22) when the pressure compensator (5) is completely opened, **characterized in that** when the pressure compensator (5) is completely opened a pressure is indicated to the control pressure channel (22) which is substantially lower however lower by less than the predetermined pressure differential than the load pressure of the consumer.

2. A control arrangement for driving at least one hydraulic consumer, having a pump whose pump pressure is adjustable as a function of a control pressure in a control pressure channel (22) in such a way that the pump pressure is higher than the control pressure by a predetermined pressure differential, having a directional valve (4) for driving the consumer, the directional valve (4) forming a measuring orifice and having a directional valve slide (28), in which a control piston (40) of a pressure compensator (5) is slidably mounted, through which the pressure drop across the measuring orifice can be maintained constant irrespective of the load pressure of a consumer, and to which the pressure downstream of the measuring orifice is applied in the opening direction and to which a control spring (44) and the control pressure is applied in the closing direction, wherein the pressure downstream of the measuring orifice may be indicated to the control pressure channel (22) when the pressure compensator (5) is completely opened, **characterized in that** the spring constant and/or the bias of the control spring (44) are dimensioned such that when the pressure compensator (5) is completely opened a load pressure of the consumer is indicated to the pump which is substantially reduced however reduced by less than the predetermined pressure differential.
3. A control arrangement according to claim 2, **characterized in that** the spring force of the control spring (44) corresponds to about half the pressure force corresponding to said pressure differential.
4. A control arrangement according to claim 2 or 3, **characterized in that** the pressure fluid flow is controlled in such a way that the flow forces acting on the control piston (40) in combination with the force of the control spring (44) exert an approximately constant force on the control piston (40) throughout the control piston stroke.

5. A control arrangement according to claim 4, **characterized in that** the control piston (40) comprises two control edges (116, 118) allowing a control cross section or a compensating cross section to be driven, enabling pressure fluid flows to be caused acting in the opposite direction.
6. A control arrangement according to any one of claims 2 to 5, **characterized in that** the control piston (40) comprises a nozzle bore (128) through which a connection between a space downstream of the measuring orifice to the control pressure channel (62, 22) may be opened up, in which a pressure limiting valve (45) is disposed for limiting the control pressure.
7. A control arrangement according to claim 6, **characterized by** a communication bore (106), through which the spring chamber (104) of the control piston (40) is connectable with the control pressure channel (62, 22).
8. A control arrangement according to claim 7, **characterized in that** a damping nozzle (108) is provided in the communication bore (106).
9. A control arrangement according to any one of claims 2 to 8, **characterized in that** the pressure differential corresponds to about 20 bar and the force of the control spring (44) corresponds to about 10 bar.
10. A control arrangement according to any one of claims 2 to 9, **characterized in that** the pump is a constant pump having an input pressure compensator, or is a variable pump.

Revendications

1. Procédé de commande d'un consommateur par l'intermédiaire d'un dispositif de commande, avec une pompe dont la puissance est régulée en fonction d'une pression de pilotage dans un canal de pression de pilotage de telle sorte que la pression de la pompe soit supérieure d'une différence de pression spécifiée à la pression de pilotage, et avec un distributeur (4), par lequel est réalisé un diaphragme de mesure et dans le tiroir de distributeur (28) duquel est guidé un piston de régulation (40) d'une balance de pression (5), par laquelle la chute de pression à travers le diaphragme de mesure est maintenue constante indépendamment de la pression de charge d'un consommateur, le piston de régulation (40) étant soumis dans le sens de l'ouverture à la pression en aval du diaphragme de mesure et dans le sens de la fermeture à un ressort de régulation (44) et à la pression de pilotage et, quand

la balance de pression (5) est complètement ouverte, la pression en aval du diaphragme de mesure est signalée dans le canal de pression de pilotage (22), **caractérisé en ce que**, quand la balance de pression (5) est complètement ouverte, une pression est signalée dans le canal de pression de pilotage (22), cette pression étant nettement inférieure à la pression de charge du consommateur, mais la différence d'avec la pression de charge étant inférieure à la différence de pression spécifiée.

2. Dispositif de commande pour la commande d'au moins un consommateur hydraulique, avec une pompe dont la pression de refoulement est réglable en fonction d'une pression de pilotage dans un canal de pression de pilotage (22) de telle sorte que la pression de refoulement de la pompe est située d'une différence de pression spécifiée au-dessus de la pression de pilotage, avec un distributeur (4) pour la commande du consommateur, distributeur par lequel est formé un diaphragme de mesure et dans le tiroir de distributeur (28) duquel est guidé un piston de régulation (40) d'une balance de pression (5), par lequel la perte de charge à travers le diaphragme de mesure peut être maintenue constante indépendamment de la pression de charge d'un consommateur, et qui est soumis dans le sens de l'ouverture à la pression en aval du diaphragme de mesure et dans le sens de la fermeture à un ressort de régulation (44) et à la pression de pilotage, la pression en aval du diaphragme de mesure pouvant être signalée dans le canal de pression de pilotage (22) quand la balance de pression (5) est complètement ouverte, **caractérisé en ce que** la raideur et / ou la précharge du ressort de régulation est calculée de telle sorte que, quand la balance de pression (5) est complètement ouverte, une pression de charge du consommateur nettement diminuée, mais diminuée d'une valeur moindre que la différence de pression spécifiée, est signalée à la pompe comme pression de pilotage.
3. Dispositif de commande selon la revendication 2, **caractérisé en ce que** la force élastique du ressort de régulation (44) correspond à peu près à la moitié de la force de pression correspondant à la différence de pression.
4. Dispositif de commande selon une des revendications 2 ou 3, **caractérisé en ce que** l'écoulement du fluide sous pression est guidé de telle sorte que les forces hydrodynamiques qui agissent sur le piston de régulation (40), avec la force du ressort de régulation (44), exercent sur le piston de régulation (40) une force à peu près constante sur toute la course de ce dernier.
5. Dispositif de commande selon la revendication 4,

caractérisé en ce que le piston de régulation (40) a deux arêtes de commande (116, 118), par lesquelles peut être commandée l'ouverture d'une section de commande, respectivement d'une section de commande de compensation, par lesquelles des écoulements de sens opposé du fluide sous pression peuvent être provoqués.

6. Dispositif de commande selon une des revendications 2 à 5, **caractérisé en ce que** le piston de régulation (40) est percé d'une buse (128), par laquelle peut être commandée l'ouverture d'une communication entre un compartiment en aval du diaphragme de mesure et le canal de pression de pilotage (22) dans lequel est disposée une valve de limitation de pression (45) pour limiter la pression de pilotage.
7. Dispositif de commande selon la revendication 6, **caractérisé par** un trou de communication (106), par lequel le compartiment du ressort (104) du piston de régulation (40) peut être mis en communication avec le canal de pression de pilotage (62, 22).
8. Dispositif de commande selon la revendication 7, **caractérisé en ce qu'une** buse d'amortissement (108) est prévue dans le trou de communication (106).
9. Dispositif de commande selon une des revendications 2 à 8, **caractérisé en ce que** la différence de pression correspond à environ 20 bar et la force du ressort de régulation (44) à environ 10 bar.
10. Dispositif de commande selon une des revendications 2 à 9, **caractérisé en ce que** la pompe est une pompe à cylindrée constante avec une balance de pression à l'entrée, ou une pompe à cylindrée variable.

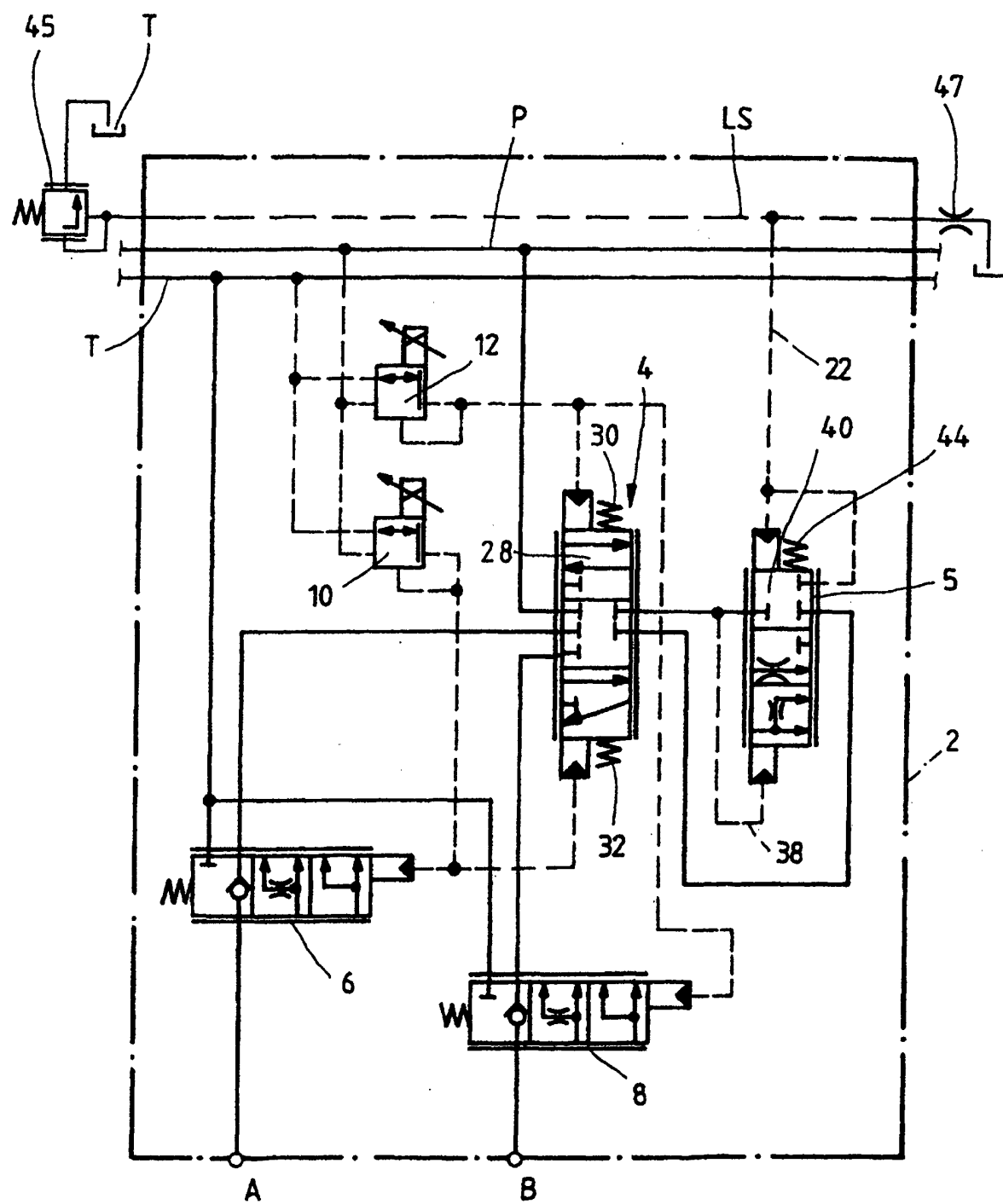
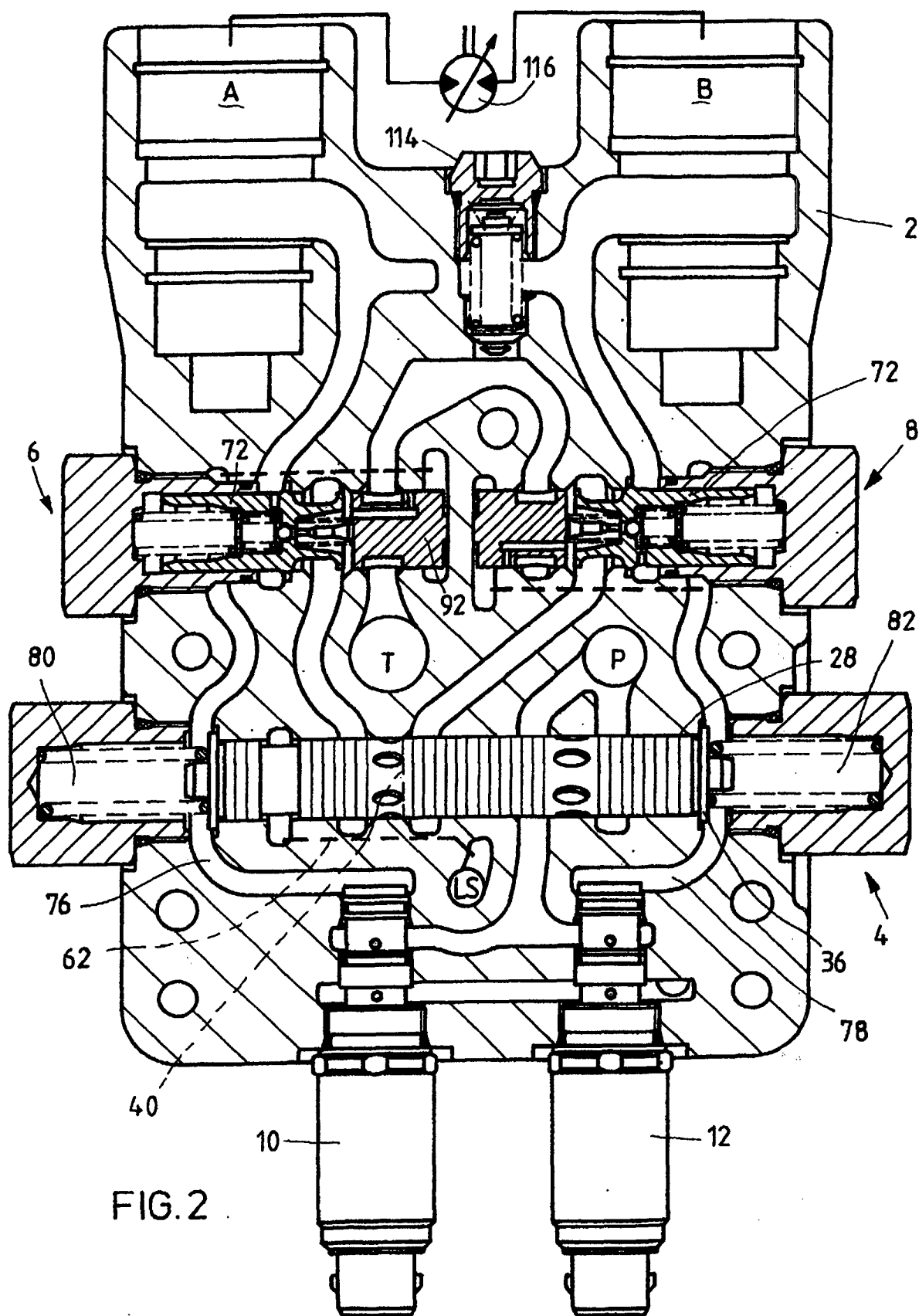


FIG.1



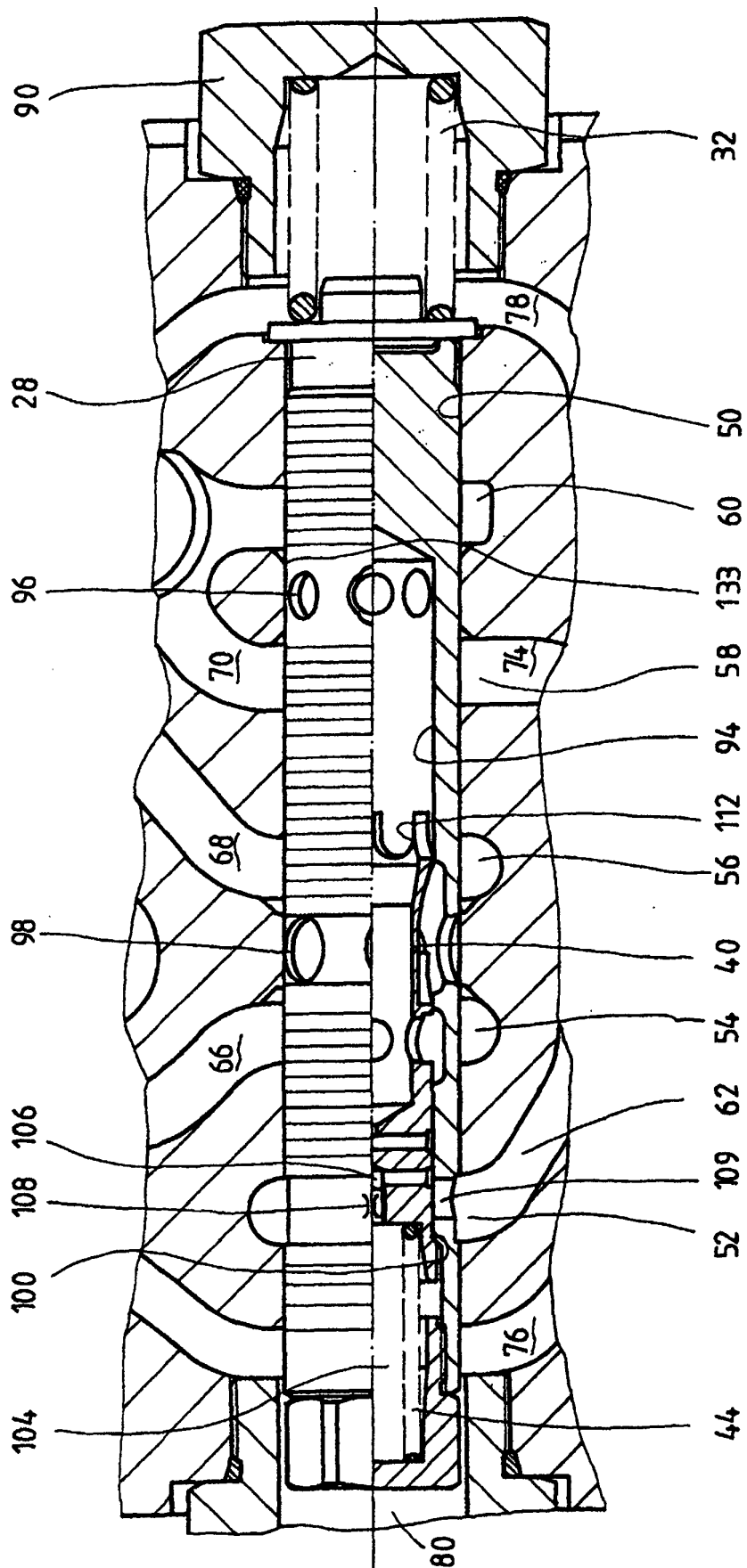


FIG.3

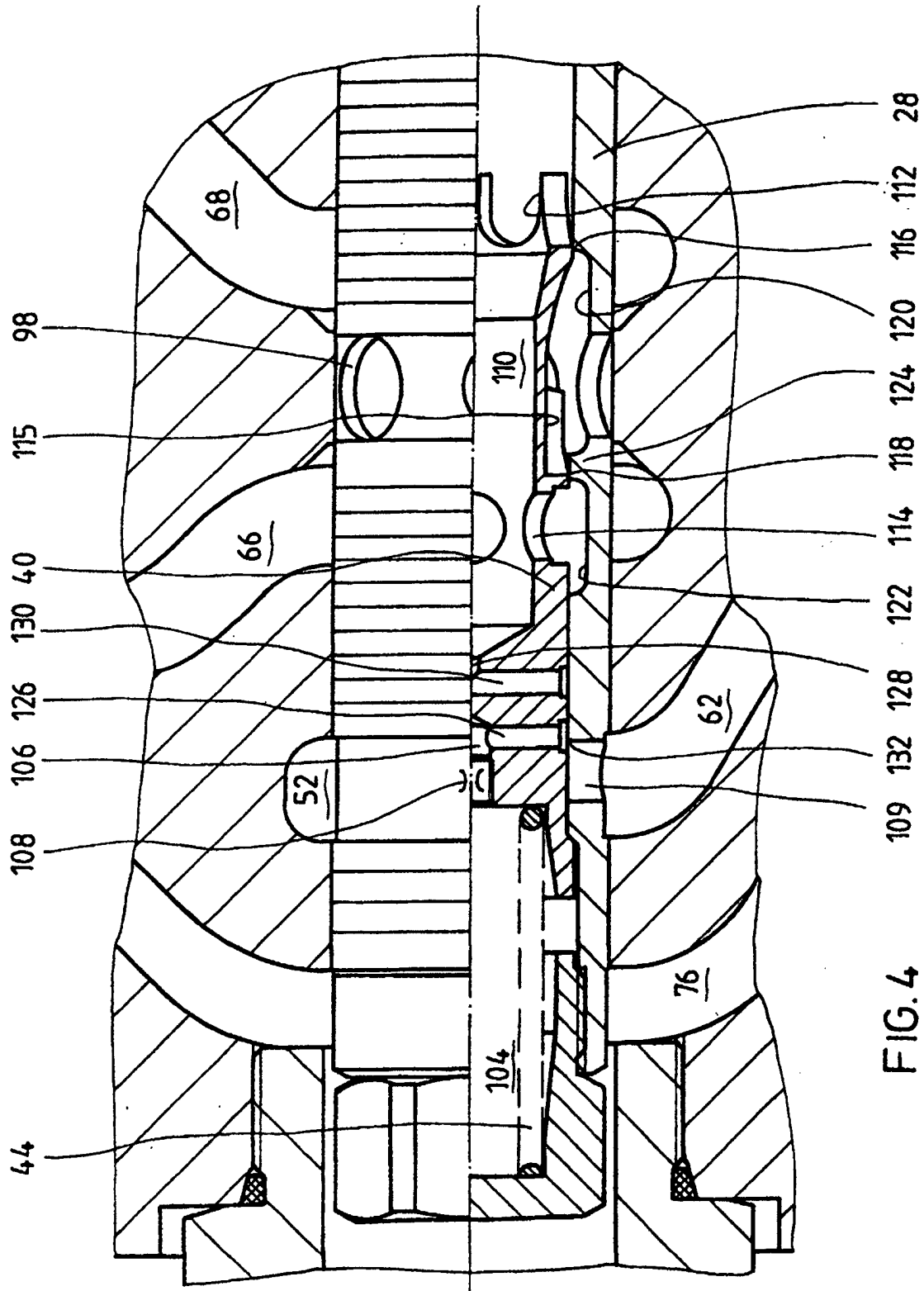


FIG. 4