

(19)



Europäisches Patentamt

European Patent Office

Office européen des brevets



(11)

EP 0 719 947 B1

(12)

EUROPÄISCHE PATENTSCHRIFT

(45) Veröffentlichungstag und Bekanntmachung des
Hinweises auf die Patenterteilung:
21.07.2004 Patentblatt 2004/30

(51) Int Cl.7: **F15B 11/05**, E02F 9/22,
F04B 49/08

(21) Anmeldenummer: **95120626.7**

(22) Anmeldetag: **27.12.1995**

(54) **Load-sensing Schaltung**

Load-sensing circuit

Circuit de détection de charge

(84) Benannte Vertragsstaaten:
DE FR GB IT SE

(30) Priorität: **29.12.1994 DE 4447154**

(43) Veröffentlichungstag der Anmeldung:
03.07.1996 Patentblatt 1996/27

(73) Patentinhaber: **Brueninghaus Hydromatik GmbH**
89275 Elchingen (DE)

(72) Erfinder:
• **Hörmann, Werner**
D-89257 Illertissen (DE)

• **Schniederjan, Reinhold**
D-89233 Neu-Ulm (DE)

(74) Vertreter: **Körber, Wolfhart, Dr. rer.nat. et al**
Patentanwälte
Mitscherlich & Partner,
Sonnenstrasse 33
80331 München (DE)

(56) Entgegenhaltungen:
EP-A- 0 586 214 **DE-A- 2 910 611**
DE-A- 2 913 534 **DE-A- 3 200 885**
DE-A- 3 340 332 **DE-A- 3 805 061**
GB-A- 2 291 986 **US-A- 4 292 805**

EP 0 719 947 B1

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).

Beschreibung

[0001] Die Erfindung betrifft eine Load-Sensing-Schaltung nach dem Oberbegriff des Anspruchs 1.

[0002] Derartige Load-Sensing-Schaltungen sind aus der Praxis bekannt und beispielsweise in dem von der Firma Mannesmann Rexroth ausgegebenen "Hydraulik-Training, Antriebs- und Steuerungstechnik in mobilen Antriebsmaschinen", RD 00 315/9.82 auf Seite 68 in hydraulisch-mechanischer Ausführung beschrieben. Diese bekannten Load-Sensing-Schaltungen sind stark schwingungsanfällig, so daß häufig instabile Zustände auftreten können; erschwerend hinzukommen die hohen Volumenkapazitäten in den in der Praxis die relativ großen Abstände zwischen der Hydropumpe und den Verbrauchern überbrückenden Schläuchen und insbesondere bei mobilen Anwendungen starke Schwankungen der Öltemperatur, der Antriebsdrehzahl sowie bei Fahrzeugen wie etwa Baggern mit mehreren Verbrauchern die Bewegung sich verändernder Massen (Ausleger, Stiel, Löffel). Load-Sensing-Schaltungen in elektro-hydraulischer Ausführung zeigen ein stabileres Betriebsverhalten, dem jedoch ein erheblich größerer konstruktiver Aufwand gegenübersteht.

[0003] Weiterhin ist eine Load-Sensing-Schaltung gemäß Oberbegriff des Anspruchs 1 mit einer Rückmeldeeinrichtung aus der DE-A 29 10 611 bekannt.

[0004] Die Volumenstrom-Rückmeldeeinrichtung umfaßt die erste und zweite Meßfläche, wobei die erste Meßfläche größer als die zweite Meßfläche ist. Wenn beispielsweise der Drosselquerschnitt einer die Druckdifferenz zwischen dem Arbeitsdruck und dem Lastdruck bei Durchfluß eines entsprechenden Volumenstroms erzeugenden Verstelldrossel vergrößert und damit diese Druckdifferenz reduziert wird, steuert das Regelventil die Hydropumpe so lange auf größeres Fördervolumen und damit größeren Volumenstrom, bis dieser an der Verstelldrossel die ursprüngliche, vor der Vergrößerung des Drosselquerschnitts vorhandene Druckdifferenz erzeugt. Der größere Volumenstrom beschleunigt den oder die Verbraucher, so daß der Arbeitsdruck und der Lastdruck in gleichem Maße ansteigen. Dieser Druckanstieg erzeugt an den unterschiedlich großen Meßflächen eine um eine der Meßflächendifferenz entsprechende Kraftkomponente größere hydraulische Kraft der Druckdifferenz. Diese Kraftkomponente ist ein Maß für die Zunahme des Volumenstroms und stellt somit die Rückmeldekraft dar, die gegen die Gegenkraft wirkt, die vorzugsweise die Einstellkraft einer Druckfeder ist. Um die Hydropumpe erneut auf größeres Fördervolumen auszuschnellen, ist eine der Kraftkomponente entsprechend geringere Druckdifferenz erforderlich. Dies bedeutet eine geringere Zunahme des Volumenstroms und damit kleinere Regelabweichungen bzw. geringeres Überschwingen und infolgedessen eine verbesserte Stabilität.

[0005] Eine weitere Load-Sensing-Schaltung ist aus der DE-A 29 13 534 bekannt, wobei die Rückmeldung

durch einen separaten, auf einem Regelventilkolben wirkenden Kolben mit zwei entgegengesetzten Meßflächen erfolgt und die erste Meßflächen durch den Arbeitsdruck der Pumpe und die zweite Meßfläche durch den Lastdruck beaufschlagt wird. Neben dem erheblichen konstruktiven Aufwand ist vor allem die Anfälligkeit gegenüber Schwingungen von Nachteil.

[0006] In der Druckschrift DE 32 00 885 A1 ist ein Leistungsregler für eine hydrostatische Pumpe offenbart, bei der zur Begrenzung des Regelbereichs der Leistungsregelung zu großen Fördermengen hin ein auf einen ersten, mit einem Lastdruck beaufschlagten Kolben wirkender zweiter Kolben vorgesehen ist, dessen zwei entgegengesetzten Kolbenflächen mit dem Lastdruck und einem Arbeitsdruck beaufschlagt sind. Überschreitet die an dem zweiten Kolben angreifende resultierende Kraft aufgrund der sich entsprechend einem Volumenstrom durch eine Drossel einstellenden Druckdifferenz eine durch eine Feder vorgebbare Kraft, so wirkt der zweite Kolben über den ersten Kolben auf das Regelventil, so daß die Pumpe in Richtung kleinerer Fördermenge verstellt wird.

[0007] Es ist Aufgabe der Erfindung, eine Load-Sensing-Schaltung der eingangs genannten Art so weiterzubilden, daß mit geringem konstruktiven Aufwand ein stabileres Betriebsverhalten erreicht wird.

[0008] Diese Aufgabe wird durch die kennzeichnenden Merkmale des Anspruchs 1 im Zusammenwirken mit dessen gattungsbildenden Merkmalen gelöst. Die Rückmeldeeinrichtung sorgt dafür, daß nach jeder Einstellung der Hydropumpe auf größeres oder kleineres Fördervolumen die am Regelventil wirkende Resultierende der Rückmeldekraft und der Gegenkraft auf einen kleineren bzw. größeren Wert eingestellt ist. Damit ist die Sollwert-Einstellung des Regelventils derart verändert, daß eine erneute Verstellung der Hydropumpe auf noch größeres oder kleineres Fördervolumen nur mit einer kleineren bzw. größeren, gegen die Gegenkraft wirkenden Druckdifferenz zwischen dem Arbeitsdruck und dem Lastdruck durchgeführt werden kann. Es ergibt sich auf diese Weise eine mit zunehmendem Fördervolumen abfallende und, umgekehrt, mit abnehmendem Fördervolumen ansteigende p-V- Kennlinie, die eine Load-Sensing-Schaltung mit sog. Proportionalverhalten kennzeichnet. Diese weist im Gegensatz zu den aus dem Stand der Technik bekannten Load-Sensing-Schaltungen mit sog. Integralverhalten, d.h. mit Kennlinien mit der Steigung Null, ein erheblich stabileres Betriebsverhalten auf, weil das Fördervolumen bei einer kleinen Regelabweichung nur langsam, bei einer großen Regelabweichung jedoch schnell verändert wird. Die Schwingungsanfälligkeit eines solchen Systems ist sehr gering.

[0009] Die Rückmeldeeinrichtung ist vorteilhafterweise als eine Förderstrom-Rückmeldeeinrichtung ausgebildet, wobei die von der Rückmeldeeinrichtung erzeugte Kraft eine mechanische Kraft sein kann.

[0010] Die Fördervolumen-Rückmeldeeinrichtung

umfaßt wenigstens eine Wegmeßfeder, die an dem das Fördervolumen der Hydropumpe verstellenden Stellglied sowie am Ventilkörper angreift und die Beaufschlagung des letzteren durch die Gegenkraft mit zunehmender Verstellung der Hydropumpe auf größeres oder kleineres Fördervolumen reduziert bzw. verstärkt. Auf diese Weise eine kleinere bzw. größere Druckdifferenz erforderlich, um die Hydropumpe erneut auf größeres bzw. kleineres Fördervolumen einzustellen.

[0011] Gemäß einer Weiterbildung der Erfindung ist zwischen dem Ventilkörper und einem ersten, doppeltwirkenden und ortsfesten Stellzylinder ein zweiter, einfachwirkender, von der Gegenkraft in Richtung eines ortsfesten Anschlags beaufschlagter Stellzylinder eingespant, dessen Stellkolben unter der Wirkung des Arbeitsdrucks den Ventilkörper gegen die Gegenkraft beaufschlägt, wobei der Stellkolben des ersten Stellzylinders die vom Arbeitsdruck und vom Lastdruck beaufschlagbaren Meßflächen aufweist und unter der Wirkung der Druckdifferenz zwischen dem Arbeitsdruck und dem Lastdruck über den zweiten Stellzylinder den Ventilkörper gegen die Gegenkraft beaufschlägt. Der Ventilkörper übernimmt gemeinsam mit dem ersten Stellzylinder die Load-Sensing-Funktion und mit dem zweiten Stellzylinder eine Druckregelung, die dem

[0012] Die Druckregelung weist bei Einsatz der Fördervolumen-Rückmeldeeinrichtung das gleiche proportionale Verhalten wie die Load-Sensing-Regelung auf.

[0013] Bei Ausbildung der Fördervolumen-Rückmeldeeinrichtung mit einer oder mehreren Wegmeßfedern, deren Kennlinien einer Leistungshyperbel angenähert sind, ergibt sich statt der Druck- eine Leistungsregelung. Deren Kennlinie kannn ebenso wie die der vorerwähnten Druckregelung durch gleichzeitige Verwendung der Volumenstrom-Rückmeldeeinrichtung entsprechend der Meßflächendifferenz abgewandelt werden.

[0014] Ferner ist es möglich, mit Hilfe einer Übersteuerungseinrichtung zum Verändern der Größe der die Meßflächen beaufschlagenden Druckdifferenz zwischen dem Arbeitsdruck und dem Lastdruck die Kennlinien der Load-Sensing-Regelung und ggfs. der Druck- oder Leistungsregelung gezielt zu verändern.

[0015] Weitere Merkmale und Vorteile der Erfindung ergeben sich aus den verbleibenden Ansprüchen.

[0016] Nachstehend ist der Stand der Technik und die Erfindung anhand Zweier bevorzugter Ausführungsbeispiele unter Bezugnahme auf die Zeichnung näher beschrieben. Es zeigen:

Fig. 1 einen Schaltplan einer Load-Sensing-Schaltung in einer ersten Ausgestaltung nach dem Stand der Technik,

Fig. 2 ein Diagramm, das die Kennlinie der Load-

Sensing-Schaltung nach Figur 1 zeigt,

Fig. 3 einen vereinfachten Schaltplan einer Load-Sensing-Schaltung in einer zweiten Ausgestaltung nach dem Stand der Technik,

Fig. 4 einen vereinfachten Schaltplan einer Load-Sensing-Schaltung in einer dritten Ausgestaltung nach dem Stand der Technik,

Fig. 5 einen vereinfachten Schaltplan einer Load-Sensing-Schaltung gemäß einem bevorzugten Ausführungsbeispiel der Erfindung,

Fig. 6 ein Diagramm, das die Kennlinie der Load-Sensing-Schaltung nach Figur 5 zeigt, und

Fig. 7 einen vereinfachten Schaltplan einer Load-Sensing-Schaltung gemäß einem weiteren bevorzugten Ausführungsbeispiel der Erfindung.

[0017] Figur 1 zeigt eine Load-Sensing-Schaltung für eine nullhubgeregelte Hydropumpe 1 verstellbaren Fördervolumens V, die im offenen Kreislauf zwei parallelgeschaltete Verbraucher 2 wie etwa zwei Hydromotoren über zwei Arbeitsleitungen 3 hydraulisch antreibt. Die Hydropumpe 1 ist mit einem nicht gezeigten Antriebsmotor mechanisch gekoppelt und über eine Hauptarbeitsleitung 4 an die beiden Arbeitsleitungen 3 sowie über eine Saugleitung 5 an den Tank 6 angeschlossen. Von den Verbrauchern 2 führt je eine Rücklaufleitung 7 ebenfalls zum Tank 6.

[0018] Die Hydropumpe 1 ist beispielsweise als Axialkolbenpumpe ausgebildet, deren Stellglied 8 zur Verstellung ihres Fördervolumens V über die Kolbenstange 9 mit dem Stellkolben 10 eines Hydrozylinders 11 in Differentialbauweise mechanisch gekoppelt ist. Der Stellkolben 10 definiert im Hydrozylinder 11 mit seiner kleineren, kreisringförmigen Stirnfläche einen Druckraum 12 und mit seiner gegenüberliegenden, größeren, kreisförmigen Stirnfläche einen Druckraum 13. Der Druckraum 12 ist über eine erste Stelldruckleitung 14 an die Hauptarbeitsleitung 4 und über eine zweite Stelldruckleitung 15 an den Druckraum 13 angeschlossen.

[0019] Die Load-Sensing-Schaltung besteht aus einem Regelventil 16 in der zweiten Stelldruckleitung 15, einer Volumenstrom-Rückmeldeeinrichtung 17 und je einer Verstelldrossel 18 in den beiden Arbeitsleitungen 3. Das Regelventil 16, das schaltssymbolisch in Fig. 7 dargestellt ist, teilt die zweite Stelldruckleitung 15 in einen ersten, an den Druckraum 12 angeschlossenen Stelldruckleitungsabschnitt 19 und einen zweiten, an den Druckraum 13 angeschlossenen Stelldruckleitungsabschnitt 20. Es ist als ein drosselndes 3/2-Wegeventil mit einem Arbeitsanschluß P an den ersten Stelldruckleitungsabschnitt 19, einem Arbeitsanschluß A an den zweiten Stelldruckleitungsabschnitt 20 und einem Arbeitsanschluß T an eine zum Tank 6 führende Entla-

stungsleitung 21 ausgebildet.

[0020] Der Ventilkörper 22 des Regelventils 16 weist an seinen beiden Enden eine erste Meßfläche MF_1 und eine zweite Meßfläche MF_2 auf. Die erste Meßfläche MF_1 ist größer als die zweite Meßfläche MF_2 und definiert einen Arbeitsdruck-Steuerraum 23, der über eine Arbeitsdruck-Steuerleitung 24 an den erste Stelldruckleitungsabschnitt 19 angeschlossen ist. Die zweite Meßfläche MF_2 definiert einen Lastdruck-Steuerraum 25, der über eine Lastdruck-Steuerleitung 26 an ein Wechselventil 27 in einer Verbindungsleitung 28 angeschlossen ist. Die Verbindungsleitung 28 verbindet diejenigen Arbeitsleitungsabschnitte 3, 29 miteinander, die in Strömungsrichtung nach den Verstelldrosseln 18, d. h. zwischen diesen und den Verbrauchern 2 angeordnet sind. Im Lastdruck-Steuerraum 25 ist eine vorgespannte Druckfeder 30 angeordnet, die den Ventilkörper 22 in Figur 1 nach links in Richtung einer ersten Arbeitsstellung beaufschlagt, in der die Arbeitsanschlüsse A und T miteinander verbunden sind, während der Arbeitsanschluß P gesperrt ist.

[0021] Die Volumenstrom-Rückmeldeeinrichtung 17 umfaßt die beiden unterschiedlich großen Meßflächen MF_1 und MF_2 am Ventilkörper 22 und dient zur Erzeugung einer am Ventilkörper angreifenden Rückmeldekraft F_R , wie nachstehend beschrieben ist.

[0022] Die Funktion der Load-Sensing-Schaltung nach Figur 1 ist wie folgt: Die nullhubgeregelte Hydropumpe 1 wird durch den im Druckraum 12 des Hydrozylinders 11 herrschenden, über die erste Stelldruckleitung 14 von der Hauptarbeitsleitung 4 abgenommenen Stell- bzw. Arbeitsdruck p_A und ggfs. durch eine nicht gezeigte Druckfeder im Druckraum 12 in Richtung maximalen Fördervolumens beaufschlagt, solange das Regelventil 16 seine vorerwähnte erste Arbeitsstellung einnimmt. In dieser ist der Druckraum 13 des Hydrozylinders 11 über den zweiten Stelldruckleitungsabschnitt 20, die geöffneten Arbeitsanschlüsse A und T des Regelventils 16 sowie die Entlastungsleitung 21 zum Tank 6 hin entlastet, während sich infolge des gesperrten Arbeitsanschlusses P im Druckraum 12 der volle Stell- bzw. Arbeitsdruck p_A aufbaut und den Stempelkolben 11 in Richtung seiner in Figur 1 rechten Endstellung beaufschlagt, die dem maximalen Fördervolumen V der Hydropumpe 1 entspricht.

[0023] Die Vorspannung (Einstellkraft oder Gegenkraft F_G) der Druckfeder 30 ist so gewählt, daß sie gleich der hydraulischen Kraft derjenigen Druckdifferenz Δp zwischen dem vor der Verstelldrossel 18 abgenommenen Arbeitsdruck p_A der Hydropumpe 1 und dem nach der Verstelldrossel 18 abgenommenen Lastdruck p_L des Verbrauchers 2 ist, die, an beiden Meßflächen MF_1 und MF_2 des Ventilkörpers 22 wirkend, an derjenigen Verstelldrossel 18 entsteht, die auf größten Drosselquerschnitt eingestellt ist und vom maximalen Volumenstrom Q der Hydropumpe 1 durchströmt wird; in diesem Fall ist die jeweils andere Verstelldrossel 18 vollständig geschlossen.

[0024] Unter diesen Bedingungen steht die hydraulische Kraft der vom maximalen Volumenstrom Q an der Verstelldrossel 18 erzeugten Druckdifferenz Δp im Gleichgewicht mit der Vorspannung oder Gegenkraft F_G der Druckfeder 30, so daß das Regelventil 16 seine in Figur 1 gezeigte Ausgangsstellung einnimmt, in der sämtliche Arbeitsanschlüsse A, P und T gesperrt sind.

[0025] Wenn nun beispielsweise der Drosselquerschnitt der Verstelldrossel 18 verringert wird, steigt die Druckdifferenz Δp entsprechend an und verschiebt den Ventilkörper 22 in Figur 1 nach rechts in eine zweite Arbeitsstellung, in der bei gesperrtem Arbeitsanschluß T die Arbeitsanschlüsse A und P geöffnet sind und die beiden Stelldruckleitungsabschnitte 19 und 20 miteinander verbinden. Der Stell- bzw. Arbeitsdruck p_A beaufschlagt nun die größere, kreisförmige Kolbenfläche des Stempelkolbens 10, verschiebt diesen somit in Figur 1 nach links und schwenkt damit die Hydropumpe 1 auf kleineres Fördervolumen V zurück, bis sie denjenigen, reduzierten Volumenstrom Q fördert, der an der Verstelldrossel 18 die ursprüngliche, der Vorspannung F_G der Druckfeder 30 entsprechende Druckdifferenz Δp verursacht, d.h. bis sich am Ventilkörper 22 erneut Kraftgleichgewicht einstellt. Entsprechend dem reduzierten Volumenstrom Q verringert sich die Belastung der Hydropumpe 1, so daß der Arbeitsdruck p_A und der Lastdruck p_L um den gleichen Wert fallen. Da der Lastdruck p_L jedoch an der kleineren der beiden Meßflächen MF_1 und MF_2 wirkt, nimmt seine hydraulische Kraft um ein der Meßflächendifferenz $MF_1 - MF_2$ entsprechendes geringeres Maß ab als die hydraulische Kraft der größeren Meßfläche MF_1 beaufschlagenden Arbeitsdrucks p_A . Die Differenz zwischen der hydraulischen Kraft der Druckdifferenz Δp vor und derjenigen nach dem vorgenannten Zurückschwenken der Hydropumpe 1 auf kleineres Fördervolumen V ist ein Maß für die resultierende Verringerung des Volumenstroms Q. Diese Kraftdifferenz an den die Rückmeldeeinrichtung 17 bildenden Meßflächen MF_1 und MF_2 wird hier als Rückmeldekraft F_R bezeichnet, die am Ventilkörper 22 gleichsinnig mit der Vorspannung F_G der Druckfeder 30 wirkt. Die Rückmeldekraft F_R verstärkt also die Beaufschlagung des Ventilkörpers 22 durch die Gegenkraft F_G und stellt somit das Regelventil 16 auf einen größeren Sollwert des Volumenstroms Q ein. Damit ergibt sich die in Figur 2 dargestellte, mit abnehmendem Volumenstrom Q ansteigende p-Q-Kennlinie, die ein proportionales Betriebsverhalten der Hydropumpe 1 kennzeichnet.

[0026] Das Betriebsverhalten der Hydropumpe 1 folgt der gleichen Kennlinie, wenn der Drosselquerschnitt der Verstelldrossel 18 vergrößert wird. Damit fällt die Druckdifferenz Δp , so daß der Ventilkörper 22 in die erste Arbeitsstellung überführt und damit die Hydropumpe 1 so lange auf größeres Fördervolumen V ausgeschwenkt wird, bis sie denjenigen, größeren Volumenstrom Q fördert, der an der Verstelldrossel 18 die ursprüngliche Druckdifferenz Δp verursacht, d.h. bis sich Kraftgleichgewicht am Ventilkörper 22 einstellt. Durch den größe-

ren Volumenstrom Q erhöht sich die Belastung der Hydropumpe 1, so daß der Arbeitsdruck p_A und der Lastdruck p_L im gleichen Maße ansteigen. Die hydraulische Kraft des an der größeren Meßfläche MF_1 wirkenden Arbeitsdrucks p_A nimmt um ein der Meßflächendifferenz entsprechendes größeres Maß zu als die hydraulische Kraft des die kleinere Meßfläche MF_2 beaufschlagenden Lastdrucks p_L . Die dadurch in bereits beschriebener Weise entstehende Rückmeldekraft F_R wirkt am Ventilkörper 22 gegensinnig zur Gegenkraft F_G , womit das Regelventil 16 auf einen kleineren Sollwert des Volumenstroms Q eingestellt ist. Es ergibt sich die gleiche, in Figur 2 gezeigte, mit zunehmendem Volumenstrom Q fallende p - Q -Kennlinie, die ein proportionales Betriebsverhalten der Hydropumpe 1 kennzeichnet.

[0027] Das nach der vorstehenden Beschreibung zur Steuerung der Hydropumpe 1 eingesetzte Regelventil 16 übernimmt gleichzeitig auch die Funktion einer Regelung, mit der das Fördervolumen V der Hydropumpe 1 bei wechselnden Belastungen derart verstellt wird, daß der geförderte Volumenstrom Q dem mit der Verstelldrossel 18 eingestellten Sollwert übereinstimmt.

[0028] Wenn beispielsweise die Belastung des Verbrauchers 2 so stark ansteigt, daß der Antriebsmotor gedrückt wird und damit die Hydropumpe 1 einem dem Drehzahl-Abfall entsprechenden kleineren Volumenstrom Q fördert, wird der Ventilkörper 22 in gleicher Weise wie bei der vorbeschriebenen Steuerung in die erste Arbeitsstellung verschoben und damit die Hydropumpe 1 so lange auf größeres Fördervolumen V ausgeschwenkt, bis sie denjenigen Volumenstrom Q fördert, der an der Verstelldrossel 18 die ursprüngliche Druckdifferenz Δp erzeugt. In entsprechender Weise wird bei zu geringer Belastung des Verbrauchers 2 und dementsprechendem Höherdrehen des Antriebsmotors und der Hydropumpe 1 letztere auf kleineres Fördervolumen eingestellt, bis der geförderte Volumenstrom Q dem Bedarf des Verbrauchers angepaßt ist.

[0029] Wenn die bisher geschlossene Verstelldrossel 18 ebenfalls geöffnet wird, teilt sich der von der Hydropumpe 1 geförderte Volumenstrom Q entsprechend den eingestellten Drosselquerschnitten und den an den Verbrauchern 2 wirkenden Belastungen an den Abzweigungen der Arbeitsleitungen 3 von der Hauptarbeitsleitung 4 in zwei Teilvolumenströme, die die Verbraucher 2 mit entsprechender Geschwindigkeit antreiben. Der jeweils höhere Lastdruck p_L wirkt über das Wechselventil 27 und die Lastdruck-Steuerleitung 26 auf die zweite Meßfläche MF_2 des Ventilkörpers 22, während der in beiden Arbeitsleitungen 3 gleiche Arbeitsdruck p_A die erste Meßfläche MF_1 beaufschlagt. Auf diese Weise wirkt am Ventilkörper 22 die jeweils kleinere der sich an beiden Verstelldrosseln 18 einstellenden Druckdifferenz Δp ; mit anderen Worten, die vorbeschriebene Steuerung und Regelung steuert bzw. regelt in der vorbeschriebenen Weise lediglich den stärker belasteten Verbraucher 2.

[0030] Die Load-Sensing-Schaltung nach Figur 3 un-

terscheidet sich bei ansonsten gleicher Konstruktion und Funktion von derjenigen nach Figur 1 durch eine Übersteuerungseinrichtung 31 zum Verändern der Größe der die erste und zweite Meßfläche MF_1 , MF_2 beaufschlagenden Druckdifferenz Δp . Die Übersteuerungseinrichtung 31 umfaßt eine dritte Meßfläche MF_3 , die am Ventilkörper 22 ausgebildet ist, einen Steuerdruckraum 32 definiert und über eine an diesen angeschlossene Steuerdruckleitung 33 mit einem externen Steuerdruck p_S gegen die Gegenkraft F_G der Druckfeder 30 beaufschlagt werden kann, um die Druckdifferenz Δp nach Bedarf zu erhöhen; diese mit steigendem Steuerdruck p_S ein Zurückschwenken der Hydropumpe 1 auf kleineres Fördervolumen bewirkende Funktion der Übersteuerungseinrichtung 31 wird auch als Negativ-Control-Funktion bezeichnet. Andererseits ist auch eine sog. Positiv-Control-Funktion möglich, mit der bei steigendem Steuerdruck die Hydropumpe 1 auf größeres Fördervolumen V ausgeschwenkt wird; zu diesem Zweck kann die Steuerdruckleitung 33 an den dem Steuerdruckraum 32 gegenüberliegenden, in Figur 3 mit dem Bezugszeichen 34 bezeichneten Druckraum angeschlossen sein.

[0031] Figur 4 zeigt eine Load-Sensing-Schaltung, die statt der hydraulischen Übersteuerungseinrichtung 31 eine Übersteuerungseinrichtung 35 umfaßt, die als elektrisch ansteuerbarer Eingangsteil, beispielsweise in Form eines Schaltmagneten oder Regelmagneten, für das Regelventil 16 ausgebildet ist und bei entsprechender Ansteuerung den Ventilkörper 22 mit einer Zusatzkraft beaufschlagt, die entweder gegen die Gegenkraft F_G der Druckfeder 30 (bei Durchführung der Negativ-Control-Funktion) oder in entgegengesetzte Richtung (bei Durchführung der Positiv-Control-Funktion) wirkt.

[0032] Die erfindungsgemäße Load-Sensing-Schaltung nach Figur 5 unterscheidet sich bei ansonsten gleicher Konstruktion und Funktion von derjenigen nach Figur 1 dadurch, daß statt der Volumenstrom-Rückmeldeeinrichtung 17 mit unterschiedlich großen Meßflächen MF_1 und MF_2 gleichgroße und deshalb mit den Bezugszeichen MF'_1 und MF'_2 bezeichnete Meßflächen sowie eine Fördervolumen-Rückmeldeeinrichtung 36 in Form einer Wegmeßfeder verwendet werden, die am Stellglied 8 der Hydropumpe 1 und an dem der Druckfeder 30 gegenüberliegenden Ende des Ventilkörpers 22 angreift. Die Wegmeßfeder 36. erfaßt die Fördervolumen-Einstellung der Hydropumpe 1, indem sie den Ventilkörper 22 bei zunehmendem Fördervolumen V mit entsprechend zunehmender Rückmeldekraft F_R und bei abnehmendem Fördervolumen V mit entsprechend abnehmender Rückmeldekraft F_R gegen die Gegenkraft F_G der Druckfeder 30 beaufschlagt. Auf diese Weise wird die Beaufschlagung des Ventilkörpers 22 durch die Gegenkraft F_G und damit die Sollwert-Einstellung des Regelventils 16 derart verändert, daß sich die in Figur 6 gezeigte, mit zunehmendem Fördervolumen V abfallende und, umgekehrt, mit abnehmendem Fördervolumen

V ansteigende p-V-Kennlinie ergibt, die eine Load-Sensing-Schaltung mit sog. Proportionalverhalten kennzeichnet.

[0033] Die Erfindung erstreckt sich auch auf Ausführungsbeispiele, die sowohl die Volumenstrom-Rückmeldeeinrichtung 17 als auch die Fördervolumen-Rückmeldeeinrichtung 36 verwenden.

[0034] Figur 7 zeigt eine Load-Sensing-Schaltung mit überlagerter Druck- bzw. Leistungsregelung. Sie umfaßt einen ersten, doppeltwirkenden und ortsfesten Stellzylinder 37, einen zweiten, einfachwirkenden Stellzylinder 38 und das Regelventil 16 nach Figur 1, allerdings ohne die vom Differenzdruck Δp beaufschlagbaren Meßflächen. Diese sind als Meßflächen MF'_1 und MF'_2 gleicher Größe am Stellkolben 39 des ersten Stellzylinders 37 ausgebildet. Die erste Meßfläche MF'_1 definiert den Arbeitsdruck-Steuerraum 23, der über die Arbeitsdruck-Steuerleitung 24 an die Hauptarbeitsleitung 4 angeschlossen ist. Die zweite Meßfläche MF'_2 definiert den Lastdruck-Steuerraum 25, der über die Lastdruck-Steuerleitung 26 an das Wechselventil 27 in der die Arbeitsleitungsabschnitte 29 verbindenden Verbindungsleitung 28 angeschlossen ist. Die an der dem höherbelasteten Verbraucher zugeordneten Verstelldrossel 18 abgenommene Druckdifferenz Δp wirkt am Stellkolben 39 des ersten Stellzylinders 37 und beaufschlagt über dessen Kolbenstange 40 den zweiten, in einer Führung 41 längsverschiebbar geführten Stellzylinder 38 in Figur 7 nach links in Richtung des Ventilkörpers 22.

[0035] Der Stellkolben 42 des zweiten Stellzylinders 38 weist eine kreisringförmige Kolbenfläche 43 auf, die gemeinsam mit einer kreisringförmigen Zylinderfläche 44 gleicher Größe einen ebenfalls kreisringförmigen Druckraum 45 definiert, der von der Kolbenstange 46 durchsetzt und über eine Steuerleitung 47 an den zweiten Stelldruckleitungsabschnitt 15, 20 angeschlossen ist. Der Stellkolben 42 beaufschlagt unter der Wirkung des im Druckraum 45 anstehenden, über den zweiten Stelldruckleitungsabschnitt 15, 20 von der ersten Stelldruckleitung 14 abgenommenen Arbeitsdrucks p_A ausreichender Größe den Ventilkörper 22 des Regelventils 16 gegen die Gegenkraft F_G der einstellbaren Druckfeder 30 in Richtung der zweiten Arbeitsstellung.

[0036] Die Rückmeldeeinrichtung ist hier als Fördervolumen-Rückmeldeeinrichtung 36 ausgebildet, die im Falle der vorerwähnten Druckregelung eine Wegmeßfeder und im Falle der vorerwähnten Leistungsregelung eine Anordnung mehrerer, in Reihe geschalteter Wegmeßfedern mit unterschiedlichen Kennlinien umfaßt, die einer Leistungshyperbel angenähert sind. Die Wegmeßfeder bzw. Wegmeßfeder-Anordnung 36 greift an der Kolbenstange 9 des Stellkolbens 10 des Hydrozylinders 11 und an dem den Stellzylindern 37, 38 gegenüberliegenden, von der Druckfeder 30 beaufschlagten Ende des Ventilkörpers 22 an. Somit wird die Wegmeßfeder bzw. Wegmeßfeder-Anordnung 36 mit zunehmendem Zurückschwenken der Hydropumpe 1 auf kleineres Fördervolumen V gespannt, so daß die da-

bei entstehende Rückmeldekraft F_R gleichsinnig mit der Druckfeder 30 wirkt, d.h. der Ventilkörper 22 in Richtung der ersten Arbeitsstellung und über diesen und den Stellkolben 42 der zweite Stellzylinder 38 gegen einen ortsfesten Anschlag 48 beaufschlagt wird.

[0037] Der Ventilkörper 22 übernimmt gemeinsam mit dem ersten Stellzylinder 37 die Load-Sensing-Funktion und gemeinsam mit dem zweiten Stellzylinder 38 die Druck- oder Leistungsregelung, wobei die p-V-Kennlinien sowohl der Load-Sensing-Regelung als auch der Druck- oder Leistungsregelung der Kennlinie der Wegmeßfeder 36, beispielsweise der in Figur 6 gezeigten Kennlinie, bzw. der Leistungshyperbel der Wegmeßfeder-Anordnung 36 entsprechen.

[0038] Die Meßflächen MF'_1 und MF'_2 sind größer als die Kolbenfläche 43 und die Zylinderfläche 44, und zwar derart, daß während der Load-Sensing-Funktion die hydraulische Kraft der an den Meßflächen MF'_1 und MF'_2 wirkenden Druckdifferenz Δp größer als die hydraulische Kraft des an der Zylinderfläche 44 wirkenden Arbeitsdrucks p_A ist und somit den zweiten Stellzylinder 38 im Abstand vom ortsfesten Anschlag 46 hält; dadurch ist die Wirkung des Arbeitsdrucks p_A auf den Stellkolben 42 und damit den Ventilkörper 22 ausgeschaltet. Bei Überschreiten des Wertes, bei dem die Druck- bzw. Leistungsregelung die Load-Sensing-Funktion übersteuern soll, übersteigt die hydraulische Kraft des an der Kolbenfläche 43 und an der Zylinderfläche 44 wirkenden Arbeitsdrucks p_A die hydraulische Kraft der an den Meßflächen MF'_1 und MF'_2 wirkenden Druckdifferenz Δp und verschiebt den zweiten Stellzylinder 38 gegen den ortsfesten Anschlag 48. Dadurch sind der zweite Stellzylinder 38 und der Stellkolben 39 des ersten Stellzylinders 37 stillgelegt, und der Arbeitsdruck p_A verschiebt den Stellkolben 42 des zweiten Stellzylinders 38 in Figur 7 nach links und überführt auf diese Weise den Ventilkörper 22 in die zweite Arbeitsstellung; die Hydropumpe wird entsprechend der Kennlinie der Wegmeßfeder 36 bzw. der Leistungshyperbel der Wegmeßfeder-Anordnung 36 auf kleineres Fördervolumen V zurückgeschwenkt.

Patentansprüche

1. Load-Sensing-Schaltung für eine wenigstens einen Verbraucher (2) über mindestens eine Arbeitsleitung (3) antreibende, nullhubgeregelte Hydropumpe (1) verstellbaren Fördervolumens (V), mit einem auf einen Sollwert des Volumenstroms (Q) der Hydropumpe (1) einstellbaren Regelventil (16), dessen mit einer Gegenkraft (F_G) zur Einstellung des Sollwerts beaufschlagter Ventilkörper (22) über eine erste Meßfläche (MF'_1 , MF'_1) vom Arbeitsdruck (p_A) der Hydropumpe (1) gegen die Gegenkraft (F_G) in Richtung einer Arbeitsstellung und über eine zweite Meßfläche (MF'_2 ,

MF'₂) vom Lastdruck (p_L) des Verbrauchers (2) gleichsinnig mit der Gegenkraft (F_G) in Richtung einer anderen Arbeitsstellung beaufschlagbar ist oder dessen mit der Gegenkraft (F_G) zur Einstellung des Sollwerts beaufschlagter Ventilkörper (22) über

eine an einem Stellkolben (39) wirkende Druckdifferenz (Δp) gegensinnig zu der Gegenkraft (F_G) beaufschlagbar ist,

wobei das Regelventil (16) in der einen Arbeitsstellung eine Verstellung der Hydropumpe (1) auf kleineres und in der anderen Arbeitsstellung auf größeres Fördervolumen (V) hervorruft, **gekennzeichnet durch**
eine Rückmeldeeinrichtung (17, 36) zur Erzeugung einer dem eingestellten Fördervolumen (V) der Hydropumpe (1) entsprechenden und auf den Ventilkörper (22) wirkenden Rückmeldekraft (F_R), die die Beaufschlagung des Ventilkörpers (22) **durch** die Gegenkraft (F_G) und damit die Sollwert-einstellung des Regelventils (16) gegensinnig zu Änderungen des Fördervolumens (V) ändert, wobei die Rückmeldeeinrichtung eine Fördervolumen-Rückmeldeeinrichtung (36) umfaßt, die mit wenigstens einer Wegmeßfeder (36) ausgebildet ist, die an dem das Fördervolumen (V) der Hydropumpe (1) verstellenden Stellglied (8) und am Ventilkörper (22) angreift.

2. Load-Sensing-Schaltung nach Anspruch 1, **dadurch gekennzeichnet**,
daß die Kennlinie(n) der Wegmeßfeder(n) (36) einer Leistungshyperbel angenähert ist bzw. sind.
3. Load-Sensing-Schaltung nach Anspruch 1 oder 2, **dadurch gekennzeichnet**,
daß der Arbeitsdruck (p_A) in Strömungsrichtung vor und der Lastdruck (p_L) in Strömungsrichtung hinter einer Drosselstelle (18) in der Arbeitsleitung (3) abgenommen wird.
4. Load-Sensing-Schaltung nach Anspruch 3, **dadurch gekennzeichnet**,
daß die Drosselstelle (18) eine Verstelldrossel ist.
5. Load-Sensing-Schaltung nach wenigstens einem vorhergehenden Anspruch,
gekennzeichnet durch eine Übersteuerungseinrichtung (31, 35) zum Verändern der Größe der die Meßflächen (MF₁, MF₂) beaufschlagenden Druckdifferenz (Δp) zwischen dem Arbeitsdruck (p_A) und dem Lastdruck (p_L).
6. Load-Sensing-Schaltung nach wenigstens einem vorhergehenden Anspruch,
dadurch gekennzeichnet,
daß zwischen dem Ventilkörper (22) und einem ersten, doppeltwirkenden und ortsfesten Stellzylinder (37) ein zweiter, einfachwirkender, von der Gegen-

kraft (F_G) in Richtung eines ortsfesten Anschlags (48) beaufschlagter Stellzylinder (38) eingespannt ist, dessen Stellkolben (42) unter der Wirkung des Arbeitsdrucks (p_A) den Ventilkörper (22) gegen die Gegenkraft (F_G) beaufschlagt, und daß der Stellkolben (39) des ersten Stellzylinders (37) die vom Arbeitsdruck (p_A) und vom Lastdruck (p_L) beaufschlagbaren Meßflächen (MF'₁, MF'₂) aufweist und unter der Wirkung der Druckdifferenz (Δp) zwischen dem Arbeitsdruck (p_A) und dem Lastdruck (p_L) über den zweiten Stellzylinder (38) den Ventilkörper (22) gegen die Gegenkraft (F_G) beaufschlagt.

7. Load-Sensing-Schaltung nach Anspruch 6, **dadurch gekennzeichnet**,
daß die vom Arbeitsdruck (p_A) beaufschlagte Kolbenfläche (43) des Stellkolbens (42) des zweiten Stellzylinders (38) kleiner als die vom Arbeitsdruck (p_A) und vom Lastdruck (p_L) beaufschlagbaren Meßflächen (MF'₁, MF'₂) des Stellkolbens (39) des ersten Stellzylinders (37) ist.
8. Load-Sensing-Schaltung nach wenigstens einem vorhergehenden Anspruch,
dadurch gekennzeichnet,
daß zwischen dem Ventilkörper (22) und einem ersten, doppeltwirkenden und ortsfesten Stellzylinder (37) ein zweiter, einfachwirkender, von der Gegenkraft (F_G) in Richtung eines ortsfesten Anschlags (48) beaufschlagter Stellzylinder (38) eingespannt ist, dessen Stellkolben (42) unter der Wirkung des Arbeitsdrucks (p_A) den Ventilkörper (22) gegen die Gegenkraft (F_G) beaufschlagt, und daß der Stellkolben (39) des ersten Stellzylinders (37) die vom Arbeitsdruck (p_A) und vom Lastdruck (p_L) beaufschlagbaren Meßflächen (MF'₁, MF'₂) aufweist und unter der Wirkung der Druckdifferenz (Δp) zwischen dem Arbeitsdruck (p_A) und dem Lastdruck (p_L) über den zweiten Stellzylinder (38) den Ventilkörper (22) gegen die Gegenkraft (F_G) beaufschlagt.
9. Load-Sensing-Schaltung nach Anspruch 8, **dadurch gekennzeichnet**,
daß die vom Arbeitsdruck (p_A) beaufschlagte Kolbenfläche (43) des Stellkolbens (42) des zweiten Stellzylinders (38) kleiner als die vom Arbeitsdruck (p_A) und vom Lastdruck (p_L) beaufschlagbaren Meßflächen (MF'₁, MF'₂) des Stellkolbens (39) des ersten Stellzylinders (37) ist.

Claims

1. Load-sensing circuit for a zero-stroke-regulated hydraulic pump (1) with adjustable delivery volume (V) driving at least one consumer (2) via at least one working line (3), with a control valve (16) which can

be set to a nominal value of the volume flow (Q) of the hydraulic pump (1),

the valve body (22) of which, under the effect of a counter-force (F_G) setting the nominal value, can be pressurised via a first measurement surface (MF_1 , MF'_1) by the working pressure (p_A) of the hydraulic pump (1) against the counter-force (F_G) towards a working position and via a second measurement surface (MF_2 , MF'_2) by the load pressure (p_L) of the consumer (2) in the same direction as the counter-force (F_G) towards another working position, or the valve body (22) of which, under the effect of the counter-force (F_G) setting the nominal value, can be pressurised via a pressure difference (Δ_p) acting on an actuator piston (39) in the opposite direction to the counter-force (F_G),

where the control valve (16) in the one working position provokes an adjustment of the hydraulic pump (1) towards a smaller and in the other working position towards a greater delivery volume (V),

characterised by

a feedback device (17, 36) to generate a feedback force (F_R) corresponding to the set delivery volume (V) of the hydraulic pump (1) which acts on the valve body (22) and changes the pressurisation of the valve body (22) by the counter-force (F_G) and hence the nominal value setting of the control valve (16) in the opposite direction to the changes of the delivery volume (V),

where the feedback device comprises a delivery volume feedback device (36) which is formed with at least one position measurement spring (36) which acts on the actuator (8) adjusting the delivery volume (V) of the hydraulic pump (1) and on the valve body (22).

2. Load-sensing circuit according to claim 1, **characterised in that** the characteristic curve(s) of the position measurement spring (36) resemble a power hyperbola.
3. Load-sensing circuit according to claim 1 or 2, **characterised in that** the working pressure (p_A) is taken in the flow direction before and the load pressure (p_L) in the flow direction after a choke point (18) in the working line (3).
4. Load-sensing circuit according to claim 3, **characterised in that** the choke position (18) is an adjustment choke.
5. Load-sensing circuit according to at least one previous claim, **characterised by** an overdrive device (31, 35) to change the size of the pressure difference (Δ_p) acting on the measurement surfaces (MF_1 , MF_2) between the working pressure (p_A) and the load pressure (p_L).

6. Load-sensing circuit according to at least one previous claim,

characterised in that between the valve body (22) and a first double-action stationary actuating cylinder (37) is clamped a second single-action actuating cylinder (38) pressurised by the counter-force (F_G) in the direction of a stationary stop (48), the actuating piston (42) of which cylinder, under the effect of the working pressure (p_A), pressurises the valve body (22) against the counter-force (F_G), and **in that** the adjustment piston (39) of the first actuating cylinder (37) has the measurement surfaces (MF'_1 , MF'_2) which can be subjected to the working pressure (p_A) and the load pressure (p_L), and under the effect of the pressure difference (Δ_p) between the working pressure (p_A) and the load pressure (p_L) via the second actuating cylinder (38) pressurises the valve body (22) against the counter-force (F_G).

7. Load-sensing circuit according to claim 6, **characterised in that** the piston surface (43), pressurised by the working pressure (p_A), of the actuating piston (42) of the second actuating cylinder (38) is smaller than the measurement surfaces (MF'_1 , MF'_2) of the adjustment piston (39) of the first adjustment cylinder (37) which can be subjected to the working pressure (p_A) and the load pressure (p_L).

8. Load-sensing circuit according to at least one previous claim,

characterised in that between the valve body (22) and a first double-action stationary actuating cylinder (37) is clamped a second single-action actuating cylinder (38) which is pressurised by the counter-force (F_G) in the direction of a stationary stop (48), the actuating piston (42) of which cylinder, under the effect of the working pressure (p_A), pressurises the valve body (22) against the counter-force (F_G), and that the actuating piston (39) of the first actuating cylinder (37) has the measurement surfaces (MF'_1 , MF'_2) which can be subjected to the working pressure (p_A) and the load pressure (p_L) and under the effect of the pressure difference (Δ_p) between the working pressure (p_A) and the load pressure (p_L) via the second actuating cylinder (38) pressurises the valve body (22) against the counter-force (F_G).

9. Load-sensing circuit according to claim 8, **characterised in that** the piston surface (43), pressurised by the working pressure (p_A), of the actuating piston (42) of the second actuating cylinder (38) is smaller than the measurement surfaces (MF'_1 , MF'_2) of the actuating piston (39) of the first actuating cylinder (37) which can be subjected to the working pressure (p_A) and the load pressure (p_L).

Revendications

1. Circuit de détection de charge pour une pompe hydraulique (1), qui est réglée avec une course nulle et entraîne au moins un appareil d'utilisation (2) par l'intermédiaire d'au moins une canalisation de travail (3) et possède un volume de refoulement réglable (V), et comportant une soupape de régulation (16) pouvant être réglée sur une valeur de consigne du flux volumique (Q) de la pompe hydraulique (1) et dont le corps de soupape (22), qui est chargé par une force antagoniste (F_G) pour le réglage de la valeur de consigne, peut être chargé par l'intermédiaire d'une première surface de mesure (MF_1 , MF'_1) à une pression de travail (p_A) de la pompe hydraulique (1) à l'encontre de la force antagoniste (F_G) en direction d'une position de travail et, par l'intermédiaire d'une seconde surface de mesure (MF_2 , MF'_2) à une pression de charge (p_L) de l'appareil d'utilisation (2) dans le même sens que la force antagoniste (F_G) en direction d'une autre position de travail, dans lequel le corps de soupape (22) pouvant être chargé par la force antagoniste (F_G) pour le réglage de la valeur de consigne peut être chargé au moyen d'une différence de pression (Δp) agissant sur le piston de réglage (39), en sens opposé de la force antagoniste (F_G), dans lequel la soupape de régulation (16) réalise, dans une position de travail, un réglage de la pompe hydraulique (1) sur un volume de refoulement (V) plus faible et dans la position de travail sur un volume de refoulement (V) plus élevé, **caractérisé par** un dispositif de signalisation en retour (17, 36) servant à produire une force de signalisation en retour (F_R), qui correspond au volume de refoulement réglé (V) de la pompe hydraulique (1) et agit sur le corps de soupape (22) et qui modifie la contrainte appliquée au corps de soupape (22) par la force antagoniste (F_G) et par conséquent le réglage de la valeur de consigne de la soupape de régulation (16) en sens opposé de variations du volume de refoulement (V), dans lequel le dispositif de signalisation en retour comprend un dispositif (36) de signalisation en retour du volume de refoulement, qui est réalisé avec au moins un ressort de mesure de déplacement (36), qui attaque l'organe de réglage (8), qui règle le volume de refoulement (V) de la pompe hydraulique (1) et le corps de soupape (22).
2. Circuit de détection de charge selon la revendication 1, **caractérisé en ce que** la ou les courbes caractéristiques du ou des ressorts de mesure de déplacement (36) approximativement une hyperbole de puissance.
3. Circuit de détection de charge selon la revendication 1 ou 2, **caractérisé en ce que** la pression de

travail (p_A) et la pression de charge (p_L) sont prélevées respectivement en amont et en aval, dans la direction d'écoulement, d'un dispositif de commande de puissance (18) situé dans la canalisation de travail (3).

4. Circuit de détection de charge selon la revendication 3, **caractérisé en ce que** le dispositif de commande de puissance (18) est un dispositif de commande de puissance de réglage.
5. Circuit de détection de charge selon au moins l'une des revendications précédentes, **caractérisé par** un dispositif de dépassement (31, 35) servant à modifier la grandeur de la différence de pression (Δp), qui charge les surfaces de mesure (MF_1 , MF'_2) entre la pression de travail (p_A) et la pression de charge (p_L).
6. Circuit de détection de charge selon au moins l'une des revendications précédentes, **caractérisé en ce qu'**entre le corps de soupape (22) et un premier vérin de réglage (37) fixe à double effet est enserré un second vérin de réglage (38) à simple effet, qui est chargé par la force antagoniste (F_A) en direction d'une butée fixe (48), et dont le piston de réglage (42) charge sous l'action de la pression de travail (p_A), le corps de soupape (22) à l'encontre de la force antagoniste (F_G), et que le piston de réglage (39) du premier vérin de réglage (37) possède des surfaces de travail (MF'_1 , MF'_2) pouvant être chargées par la pression de travail (p_A) et par la pression de charge (p_L) et, une charge de corps de soupape (22) à l'encontre de la force antagoniste (F_G) sous l'action de la différence de pression (Δp) entre la pression de travail (p_A) et la pression de charge (p_L) au moyen du second vérin de réglage (38).
7. Circuit de détection de charge selon la revendication 6, **caractérisé en ce que** la surface (43), chargée par la pression de travail (p_A), du piston de réglage (42) du second vérin de réglage (38) est inférieure aux surfaces de mesure (MF'_1 , MF'_2), pouvant être chargées par la pression de travail (p_A) et par la pression de charge (p_L), du piston de réglage (39) du premier vérin de réglage (37).
8. Circuit de détection de charge selon au moins l'une des revendications précédentes, **caractérisé en ce qu'**entre le corps de soupape (22) et un premier vérin de réglage (37) fixe à double effet est serré un second vérin de réglage (38) à simple effet, qui est chargé par la force antagoniste (F_A) en direction d'une butée fixe (48), et dont le piston de réglage (42) charge sous l'action de la pression de travail (p_A), le corps de soupape (22) à l'encontre de la force antagoniste (F_G), et que le piston de réglage (39) du premier vérin de réglage (37) possède des sur-

faces de travail (MF'_1 , MF'_2) pouvant être chargées par la pression de travail (p_A) et par la pression de charge (p_L) et, une charge de corps de soupape (22) à l'encontre de la force antagoniste (F_G) sous l'action de la différence de pression (Δp) entre la pression de travail (p_A) et la pression de charge (p_L) au moyen du second vérin de réglage (38). 5

9. Circuit de détection de charge selon la revendication 8, **caractérisé en ce** 10
 la surface (43) chargée par la pression de travail (p_A), du piston de réglage (42) du second vérin de réglage (38) est inférieure aux surfaces de mesure (MF'_1 , MF'_2), pouvant être chargées par la pression de travail (p_A) et par la pression de charge (p_L), du piston de réglage (39) du premier vérin de réglage (37). 15

20

25

30

35

40

45

50

55



