



Europäisches Patentamt
European Patent Office
Office européen des brevets



(11)

EP 0 972 940 B1

(12)

EUROPÄISCHE PATENTSCHRIFT

(45) Veröffentlichungstag und Bekanntmachung des
Hinweises auf die Patenterteilung:
30.08.2006 Patentblatt 2006/35

(51) Int Cl.:
F04B 49/08 ^(2006.01) **F04B 49/00** ^(2006.01)

(21) Anmeldenummer: **99113344.8**

(22) Anmeldetag: **09.07.1999**

(54) **Leistungsregelvorrichtung zur Regelung der hydraulischen Leistung in einer Arbeitsleitung**

Power control unit to control the hydraulic power in a drive line

Dispositif de contrôle de puissance pour la régulation de la puissance hydraulique dans un circuit de travail

(84) Benannte Vertragsstaaten:
DE FR GB IT SE

(30) Priorität: **14.07.1998 DE 19831586**

(43) Veröffentlichungstag der Anmeldung:
19.01.2000 Patentblatt 2000/03

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

(72) Erfinder: **Dittmann, Dieter**
72160 Horb-Isenburg (DE)

(74) Vertreter: **Körfer, Thomas et al**
Mitscherlich & Partner,
Patent- und Rechtsanwälte,
Sonnenstrasse 33
80331 München (DE)

(56) Entgegenhaltungen:
DE-A- 3 541 750 **US-A- 4 293 284**

EP 0 972 940 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 Leistungsregelvorrichtung zur Regelung der hydraulischen Leistung in einer Arbeitsleitung.

[Stand der Technik]

[0002] Leistungsregelvorrichtungen sind bereits in vielfältiger Bauform bekannt. Beispielsweise geht aus der DE 35 41 750 C2 eine Leistungsregeleinrichtung hervor, die aus einem in der Arbeitsleitung angeordneten einfachen Regelventil besteht. Der Druck stromabwärts des Regelventils wird abgegriffen und über eine Steuerleitung an das Regelventil zurückgeführt. Durch eine spezielle Ausgestaltung der Durchlaßöffnung des Regelventils wird gewährleistet, daß das Produkt aus Hochdruck und Förderstrom durch das Regelventil hindurch auf einen konstanten Wert eingeregelt wird. Nachteilig ist jedoch die unmittelbare Anordnung des die Leistungsfunktion vorgebenden Regelventils in der Arbeitsleitung, da das Regelventil und insbesondere dessen Öffnungsquerschnitt relativ groß ausgelegt werden müssen. Ferner besteht die Gefahr einer Schädigung des Regelventils durch Kavitation bei großen Volumenströmen. Das Regelventil kann nicht als einfaches Schieberventil ausgeführt werden, da die Geometrie des Öffnungsquerschnitts wegen der Leistungsregelgelfunktion besondere Anforderungen erfüllen muß.

[0003] Eine beispielsweise aus der DE 196 26 793 C1 bekannte Leistungsregeleinrichtung umfaßt einen sogenannten Hyperbelregler, der über einen Schwenkwinkel auf ein als leistungsregelventil wirkendes Proportionalventil zurückwirkt. Die Rückwirkung ist einerseits von dem Druck in der Arbeitsleitung der zugeordneten Hydropumpe und andererseits von dem Hebelarm abhängig, mit welchem der Druck der Arbeitsleitung an dem Schwenkhebel angreift. Durch diese Konstellation ergibt sich eine hyperbolische Regelkennlinie, d. h. bei Erreichen der vorgegebenen Maximalleistung regelt die Leistungsregeleinrichtung die Hydropumpe auf eine konstante Leistung, also ein konstantes Produkt aus Arbeitsdruck in der Arbeitsleitung und Fördervolumen der Hydropumpe, ein.

[0004] Dabei wird jedoch davon ausgegangen, daß das Fördervolumen der Hydropumpe ausschließlich von der durch die Verstellvorrichtung vorgegebenen Ausschwenkung abhängt. Diese Voraussetzung trifft jedoch nur dann zu, wenn die Hydropumpe durch den Antriebsmotor mit einer konstanten Drehzahl angetrieben wird. Leistungsregeleinrichtungen mit einem Hyperbelregler sind daher für Antriebssysteme mit variabler Antriebsdrehzahl nicht einsetzbar. Ein weiterer Nachteil ist darin zu sehen, daß diese Leistungsregeleinrichtung mit dem Stellkolben der Verstellvorrichtung verbunden werden muß, d. h. an der Verstellvorrichtung der Hydropumpe montiert werden muß. Die entsprechende Verbindung zwischen dem Schwenkhebel und dem Stellkolben erfordert einen zusätzlichen konstruktiven Aufwand. Zudem läßt sich die gleiche konstruktive Lösung nicht bei allen Typen der zu verwendenden Hydropumpen in gleicher Weise verwirklichen und es ist für jede Type der Hydropumpe eine Sonderkonstruktion erforderlich.

[Aufgabe der Erfindung]

[0005] Es ist daher die Aufgabe der vorliegenden Erfindung, eine Leistungsregelvorrichtung zu schaffen, die ohne einen konstruktiv aufwendigen Hyperbelregler auskommt und eine einwandfreie Funktion gewährleistet.

[0006] Die Aufgabe wird durch die Merkmale des Anspruchs 1 gelöst.

[0007] Der Erfindung liegt die Erkenntnis zugrunde, daß die Leistungsregelvorrichtung weniger stör anfällig ist und die Regelfunktion genauer ist, wenn die Leistungsregelgelpunktion vorgebenden Elemente nicht unmittelbar in der Arbeitsleitung sondern in einem Nebenkreis angeordnet sind. In der Arbeitsleitung befindet sich lediglich ein Hauptventil, das beispielsweise als Schieberventil äußerst einfach ausgebildet und für die Regelung großer Volumenströme ausgelegt sein kann, ohne daß dies konstruktive Schwierigkeiten bereitet. Von dem Eingang der erfindungsgemäßen Leistungsregelvorrichtung verzweigt ein Nebenkreis. Dem Nebenkreis wird über eine Stromregeleinrichtung ein konstanter Volumenstrom zugeführt, der insbesondere unabhängig von dem in der Arbeitsleitung herrschenden Hochdruck ist. In dem Nebenkreis ist ferner eine Ablaufdrossel vorgesehen, die mit dem Ventilkörper des Hauptventils verbunden ist, so daß deren Drosselquerschnitt von der Lage des Ventilkörpers des Hauptventils abhängt. Die Erfindung nutzt die Tatsache, daß der zugeführte Volumenstrom von der Ablaufdrossel wieder abgeführt werden muß. Aus dieser Kontinuitätsbedingung ergibt sich für jeden Hochdruck in der Arbeitsleitung ein bestimmter Öffnungsquerschnitt der Ablaufdrossel und somit ein bestimmter Nebendruck in dem Nebenkreis zwischen der Stromregeleinrichtung und der Ablaufdrossel. Dieser Nebendruck wird einer ersten Ventilkammer des Hauptventils zugeführt, um dessen Ventilkörper anzusteuern.

[0008] Gegenüber einem an der Verstellvorrichtung einer verstellbaren Hydropumpe angreifenden Leistungsregelvorrichtung mit Hyperbelregler besteht bei der erfindungsgemäßen Leistungsregelvorrichtung der Vorteil der universellen Anwendbarkeit. Insbesondere ist die Leistungsregelung unabhängig von der Drehzahl der angeschlossenen Hydropumpe. Ferner kann die erfindungsgemäße Leistungsregelvorrichtung in beliebigen hydraulischen Leitungen an von der Pumpe entfernt liegender Stelle eingesetzt werden, da es einer mechanischen Rückwirkung auf die Pumpe nicht bedarf.

[0009] Gegenüber der bekannten Leistungsregelvorrichtung, die das leistungsregelnde Element unmittelbar in der

Arbeitsleitung, also in dem Hauptkreis aufweist, besteht bei der erfindungsgemäßen Leistungsregelvorrichtung der Vorteil einer einfachen konstruktiven Auslegung des in der Arbeitsleitung angeordneten Hauptventils und der genaueren Regelfunktion. Die zusammen mit der Stromregeleinrichtung die eigentliche Leistungsregelfunktion übernehmende Ablaufdrossel kann relativ klein ausgelegt werden, da sie nur einen geringen Volumenstrom des Nebenkreises steuert.

Die Stromregeleinrichtung und die Ablaufdrossel können zusammen mit dem Hauptventil in einem gemeinsamen Ventilblock integriert werden.

[0010] Die Unteransprüche beinhalten vorteilhafte Weiterbildungen der Erfindung.

[0011] Entsprechend Anspruch 2 kann ein zusätzliches Proportionalregelventil vorgesehen sein, daß von der Druckdifferenz zwischen dem an dem Eingang herrschenden Hochdruck und dem in dem Nebenkreis zwischen der Stromregeleinrichtung und Ablaufdrossel herrschenden Nebendruck beaufschlagt wird. Dabei kann das Stromregelventil mit einer an den Ventilkörper des Hauptventils angrenzenden zweiten Ventilkammer verbunden sein, so daß der Ventilkörper des Hauptventils mit zunehmender Druckdifferenz zwischen dem Hochdruck und dem Nebendruck in Richtung auf einen abnehmenden Öffnungsquerschnitt des Hauptventils beaufschlagt wird. Lurch das Proportionalregelventil wird die Ansteuerung des Ventilkolbens des Hauptventils unterstützt und beschleunigt. Grundsätzlich ist es jedoch auch denkbar, die Rückstellung des Ventilkolbens des Hauptventils gegen die Beaufschlagung durch den Nebendruck mit einer Rückstellfeder zu bewirken und das Proportionalregelventil einzusparen. Das Proportionalregelventil kann entsprechend Anspruch 3, insbesondere als 3/2-Wegeventil ausgebildet sein. Die Stromregeleinrichtung besteht vorzugsweise aus einer in dem Nebenkreis angeordneten Drossel und einem stromabwärts oder stromaufwärts der Drossel angeordneten Begrenzungsventil. Dabei wird das Begrenzungsventil entsprechend Anspruch 4 von dem Druckabfall an der Drossel angesteuert. Das Begrenzungsventil ist entsprechend Anspruch 5 vorzugsweise als 2/2-Wegeventil ausgebildet.

[0012] Die Ablaufdrossel ist vorzugsweise an dem Ventilkörper des Hauptventils entsprechend Anspruch 6 integriert. Wenn das Leistungsregelventil die Leistung in der Arbeitsleitung auf eine konstante Maximalleistung begrenzen soll, ist der Öffnungsquerschnitt der Ablaufdrossel so auszulegen, daß dieser proportional zu der Quadratwurzel der Verschiebung des Ventilkörpers des Hauptventils ansteigt. Zusätzlich zu der durch die erfindungsgemäße Leistungsregelvorrichtung realisierten Leistungsbegrenzung können entsprechend Anspruch 9 noch ein Förderstromregelventil und/oder ein Druckbegrenzungsventil vorgesehen sein. Vor Erreichen der maximalen Arbeitsleistung der angeschlossenen Hydropumpe arbeitet die Gesamtvorrichtung dann in einem Förderstromregelbetrieb, in dem das Förderstromregelventil den Förderstrom in der Arbeitsleitung auf einen konstanten Wert einregelt. Bei Erreichen der maximalen Arbeitsleistung der Hydropumpe wird das Fördervolumen so reduziert, daß das Produkt aus Fördervolumen und Arbeitsdruck, also die hydraulische Leistung, konstant bleibt. Wird dabei jedoch ein Maximaldruck überschritten, so spricht das Druckbegrenzungsventil an.

[0013] Ein Ausführungsbeispiel der Erfindung wird nachfolgend unter Bezugnahme auf die Zeichnung näher beschrieben. In der Zeichnung zeigen:

[Beispiele]

[0014]

Fig. 1 ein hydraulisches Prinzipschaltbild eines Ausführungsbeispiels der erfindungsgemäßen Leistungsregelvorrichtung;

Fig. 2 einen Schnitt durch eine beispielsweise konstruktive Ausgestaltung der erfindungsgemäßen Leistungsregelvorrichtung;

Fig. 3 eine Ansicht der Ablaufdrossel der erfindungsgemäßen Leistungsregelvorrichtung in der Blickrichtung A in Fig. 2; und

Fig. 4 einen Ausschnitt aus Fig. 1 mit der Bezeichnung einzelner hydraulischer Größen, die zur Beschreibung der Funktion der erfindungsgemäßen Leistungsregelvorrichtung erforderlich sind.

[0015] Fig. 1 zeigt ein Ausführungsbeispiel der erfindungsgemäßen Leistungsregelvorrichtung, die allgemein mit dem Bezugszeichen 1 bezeichnet ist. Die erfindungsgemäße Leistungsregelvorrichtung 1 ist in einer Arbeitsleitung 2 zwischen einem Eingang 3 und einem Ausgang 4 angeordnet. An dem Eingang 3 ist im in Fig. 1 dargestellten Ausführungsbeispiel eine verstellbare Hydropumpe 17 angeschlossen, während an dem Ausgang 4 ein beliebiger Verbraucher, beispielsweise ein Hydromotor oder ein hydraulischer Arbeitskolben angeschlossen sein kann.

[0016] Die erfindungsgemäße Leistungsregelvorrichtung 1 umfaßt ein in der Arbeitsleitung 2 angeordnetes Hauptventil 5, das je nach Stellung eines Ventilkolbens 6 die Arbeitsleitung 2 freigibt, drosselt oder vollständig absperrt.

[0017] Erfindungsgemäß ist ein Nebenkreis 7 vorgesehen, welcher über eine Stromregeleinrichtung 8 mit einem

konstanten Volumenstrom gespeist wird. Die Stromregeleinrichtung 8 ist über eine Verbindungsleitung 29 mit dem Eingang 3 und somit mit dem in der Arbeitsleitung 2 herrschenden Hochdruck verbunden.

[0018] Im dargestellten Ausführungsbeispiel besteht die Stromregeleinrichtung 8 aus einem beispielsweise aus 2/2-Wegeventil ausgebildeten Begrenzungsventil 9 und einer nachgeschalteten Drossel 10. Die Drossel 10 weist einen vorzugsweise verstellbaren aber während des Betriebs der Leistungsregelvorrichtung 8 festen Drosselquerschnitt auf. Das Begrenzungsventil 9 wird von dem Druckabfall an der Drossel 10 angesteuert. Wenn sich der Druckabfall an der Drossel 10 erhöht, verringert das Begrenzungsventil 9 seinen Öffnungsquerschnitt. Umgekehrt wird der Öffnungsquerschnitt des Begrenzungsventils 9 erhöht, wenn sich der Druckabfall an der Drossel 10 verringert. Auf diese Weise wird der Druckabfall an der Drossel 10 konstant gehalten, was zu einem konstanten Volumenstrom führt, der durch die Stromregeleinrichtung 8 in den Nebenkreis 7 eingespeist wird. Der Ablauf des Volumenstroms aus dem Nebenkreis 7 in einen Druckmedium-Tank 11 erfolgt über eine Ablaufdrossel 12. Der Drosselquerschnitt der Ablaufdrossel 12 ist variabel und durch die Lage des Ventilkörpers 6 des Hauptventils 5 bestimmt. Je geringer der Öffnungsquerschnitt des Hauptventils 5 ist, desto geringer ist auch der Drosselquerschnitt der Ablaufdrossel 12.

[0019] Der in dem Nebenkreis 7 zwischen der Drossel 10 der Stromregeleinrichtung 8 und der Ablaufdrossel 12 herrschende Nebendruck wird einer an den Ventilkolben 6 des Hauptventils 5 angrenzenden ersten Ventilkammer 13 zugeführt. Bei zunehmenden Nebendruck in dem Nebenkreis 7 wird daher der Ventilkörper 6 des Hauptventils 5 in Richtung auf einen zunehmenden Öffnungsquerschnitt des Hauptventils 5 beaufschlagt.

[0020] Ferner ist ein Proportionalregelventil 16 vorgesehen, das von der Druckdifferenz zwischen dem in der Arbeitsleitung 2 an dem Eingang 3 herrschenden Hochdruck und dem in den Nebenkreis 7 herrschenden Nebendruck beaufschlagt wird. Wenn der in dem Nebenkreis 7 herrschende Nebendruck gegenüber dem in der Arbeitsleitung 2 herrschenden Hochdruck abfällt, wird das im Ausführungsbeispiel als 3/2-Wegeventil ausgebildete Proportionalventil 16 so verschoben, daß eine an den Ventilkörper 6 des Hauptventils 5 angrenzende zweite Ventilkammer 14 über eine Verbindungsleitung 15 zunehmend mit Druck beaufschlagt wird, so daß der Ventilkörper 6 des Hauptventils 5 zunehmend in Richtung auf einen abnehmenden Öffnungsquerschnitt des Hauptventils 5 beaufschlagt wird. Wenn umgekehrt der Nebendruck in dem Nebenkreis 7 gegenüber dem in der Arbeitsleitung 2 herrschenden Hochdruck ansteigt, wird die zweite Ventilkammer 14 über die Verbindungsleitung 15 und das Proportionalregelventil 16 zu dem Druckmedium-Tank 11 hin entlastet. Insgesamt wird daher der Ventilkörper 6 des Hauptventils 5 mit zunehmenden Nebendruck in dem Nebenkreis 7 in Fig. 1 nach links in Richtung auf einen zunehmenden Öffnungsquerschnitt des Hauptventils 5 und umgekehrt bei absinkendem Nebendruck in dem Nebenkreis 7 in Fig. 1 nach rechts in Richtung auf einen abnehmenden Öffnungsquerschnitt des Hauptventils 5 beaufschlagt. Grundsätzlich könnten die zweite Ventilkammer 14 und das Proportionalregelventil 16 zur Vereinfachung der erfindungsgemäßen Leistungsregelvorrichtung 1 auch entfallen und beispielsweise durch eine Rückstellfeder ersetzt werden.

[0021] Die Funktionsweise der erfindungsgemäßen Leistungsregelvorrichtung 1 ist folgende:

[0022] Wenn der Hochdruck in der Arbeitsleitung 2 am Eingang 3 der Leistungsregelvorrichtung 1 ansteigt, wird unabhängig von dem ansteigenden Hochdruck durch die Stromregeleinrichtung 8 weiterhin ein konstanter, von dem Anstieg des Hochdrucks unabhängiger Volumenstrom in den Nebenkreis 7 eingespeist. Die Ablaufdrossel 12 läßt jedoch wegen des gestiegenen Druckgefälles zum Druckmedium-Tank 11 hin kurzzeitig mehr Volumenstrom abfließen, als über die Stromregeleinrichtung 8 nachströmt. Dies führt zu einem Absinken des Nebendrucks in dem Nebenkreis 7 und somit zu einem reduzierten Druck in der ersten Ventilkammer 13. Gleichzeitig wird die Druckdifferenz an dem Proportionalregelventil 16 verringert, so daß die zweite Ventilkammer 14 mit einem höheren Druck beaufschlagt wird. Insgesamt wird der Ventilkörper 6 des Hauptventils 5 in Fig. 1 nach rechts in Richtung auf einen abnehmenden Öffnungsquerschnitt des Hauptventils 5 verschoben. Dadurch wird auch der Drosselquerschnitt der Ablaufdrossel 12 verringert, da die Ablaufdrossel 12 mit dem Ventilkörper 6 des Hauptventils 5 entsprechend verbunden ist. Erst wenn der abströmende Volumenstrom mit dem zuströmenden konstanten Volumenstrom wieder im Gleichgewicht steht, ist die Gleichgewichtslage des Ventilkörpers 6 des Hauptventils 5 erreicht.

[0023] Wenn umgekehrt der Hochdruck an dem Eingang 3 sinkt, wird weiterhin durch die Stromregeleinrichtung 8 dem Nebenkreis 7 ein konstanter Volumenstrom zugeführt. Aufgrund des sinkenden Druckgefälles wird durch die Ablaufdrossel 12 aus dem Nebenkreis 7 jedoch kurzzeitig ein gegenüber dem mittels der Stromregeleinrichtung 8 zugeführten Volumenstrom geringerer Volumenstrom abgeführt. Dies führt zu einem Druckanstieg in dem Nebenkreis 7 und somit zu einem Anstieg des Drucks in der ersten Ventilkammer 13. Ferner wird das Proportionalregelventil 16 so verschoben, daß der Druck in der zweiten Ventilkammer 14 absinkt, indem die zweite Ventilkammer 14 zu dem Druckmedium-Tank 11 hin entlastet wird. Der Ventilkörper 6 des Hauptventils 5 wird deshalb in Richtung auf einen zunehmenden Öffnungsquerschnitt des Hauptventils 5 verschoben. Gleichzeitig wird der Drosselquerschnitt der mit dem Hauptventil 5 gekoppelten Ablaufdrossel 12 vergrößert, so daß sich ein neues Gleichgewicht zwischen dem konstanten zugeführten Volumenstrom und dem abgeführten Volumenstrom einstellt.

[0024] Insgesamt wird durch die erfindungsgemäße Leistungsregelvorrichtung 1 daher der Öffnungsquerschnitt des Hauptventils 5 verringert, wenn der Hochdruck in der Arbeitsleitung 2 ansteigt und umgekehrt der Öffnungsquerschnitt der Leistungsregelvorrichtung 5 erhöht, wenn der Hochdruck in der Arbeitsleitung 2 fällt. Wie weiter unten noch gezeigt

wird, kann bei einer geeigneten Wahl des Öffnungsquerschnitts der Ablaufdrossel 12 als Funktion des Ventilhubes des Hauptventils 5 erreicht werden, daß das Produkt aus Hochdruck in der Arbeitsleitung 2 und aus dem Volumenstrom durch das Hauptventil 5, d. h. die hydraulische Leistung, auf einen konstanten Wert eingeregelt wird, der beispielsweise der Maximalleistung der Hydropumpe 17 entspricht.

[0025] In Fig. 1 saugt die verstellbare Hydropumpe 17 aus dem Druckmedium-Tank 11 das Druckmedium an und speist es in die Arbeitsleitung 2 ein. Zur Verstellung der Hydropumpe 17 dient eine Stellvorrichtung 18, die einen ersten Stellkolben 19a und einen ersten Stellzylinder 20a sowie einen zweiten Stellkolben 19b und einen zweiten Stellzylinder 20b aufweist. In dem zweiten Stellzylinder 20b befindet sich eine Stellfeder 21, die die Hydropumpe 17 auf maximales Verdrängungsvolumen ausschwenkt.

[0026] Neben der erfindungsgemäßen Leistungsregelvorrichtung 1 sind im in Fig. 1 dargestellten Ausführungsbeispiel noch ein Förderstromregelventil 22 und ein Druckbegrenzungsventil 23 vorgesehen. Das Förderstromregelventil 22 vergleicht den Druck in der Arbeitsleitung 2 am Eingang 3 der Leistungsregelvorrichtung 1 mit dem Druck am Ausgang 4 der Leistungsregelvorrichtung 1, d. h. es erfaßt den Druckabfall an dem Hauptventil 5 der Leistungsregelvorrichtung 1. Wenn dieses Druckgefälle ansteigt, wird der erste Stellzylinder 20a der Stellvorrichtung 18 zunehmend mit Stelldruck beaufschlagt, so daß die verstellbare Hydropumpe 17 zurückschwenkt. Umgekehrt wird der erste Stellzylinder 20a der Stellvorrichtung 18 entlastet, wenn der Druckabfall an dem Hauptventil 5 fällt, so daß die Hydropumpe 17 auf ein größeres Verdrängungsvolumen ausgeschwenkt wird.

[0027] Dem Förderstromregelventil 22 ist ein Druckbegrenzungsventil 23 nachgeschaltet, das anspricht, sobald der Hochdruck in der Arbeitsleitung 2 einen vorgegebenen Maximaldruck überschreitet. Das Druckbegrenzungsventil erhöht dann den Stelldruck in dem ersten Stellzylinder 20a der Stellvorrichtung 18 und schwenkt die Hydropumpe 17 zurück.

[0028] Die erfindungsgemäße Leistungsregelvorrichtung 1, das Förderstromregelventil 22 und das Druckbegrenzungsventil 23 arbeiten folgendermaßen zusammen:

[0029] Solange die eingestellte Leistung der Hydropumpe 17 noch nicht erreicht ist, wird der von der Hydropumpe 17 über das Hauptventil 5 abgegebene Förderstrom durch das Förderstromregelventil 22 auf einen konstanten Wert eingeregelt, so daß dem angeschlossenen Verbraucher ein konstanter Förderstrom zugeführt wird. Wird jedoch eine vorgegebene Leistung erreicht, so spricht die erfindungsgemäße Leistungsregelvorrichtung 1 an und stellt sicher, daß das Produkt aus dem in der Arbeitsleitung 2 herrschenden Hochdruck und dem in der Arbeitsleitung 2 strömenden Förderstrom eine vorgegebene Leistung nicht überschreitet. Wird jedoch der zulässige Höchstdruck in der Arbeitsleitung 2 überschritten, so spricht das Druckbegrenzungsventil 23 an und schwenkt die Hydropumpe 17 so weit zurück, daß der zulässige Maximaldruck der Arbeitsleitung 2 nicht überschritten wird.

[0030] Zu betonen ist, daß die erfindungsgemäße Leistungsregelvorrichtung 1 selbstverständlich auch mit einer anderen äußeren Beschaltung verwendet werden kann. Allgemein dient die Leistungsregelvorrichtung 1 dazu, die Leistung in einer beliebigen hydraulischen Arbeitsleitung 2 zu begrenzen. Die erfindungsgemäße Leistungsregelvorrichtung 1 kann als kompakte Ventilbaugruppe daher auch an einer bezüglich der Hydropumpe 17 räumlich entfernt liegenden Position, beispielsweise unmittelbar vor dem Verbraucher angeordnet sein.

[0031] Bei mehreren, parallel zueinander angeordneten Verbrauchern, kann jedem Verbraucher eine separate Leistungsregelvorrichtung 1 zugeordnet sein, die jeweils so abgestimmt ist, daß eine zulässige Maximalleistung des angeschlossenen Verbrauchers nicht überschritten wird.

[0032] Fig. 2 zeigt eine konstruktive Realisierung der in Fig. 1 dargestellten erfindungsgemäßen Leistungsregelvorrichtung 1 in einer geschnittenen Darstellung. Zu erkennen sind der Eingang 3, der Ausgang 4 und ein Anschluß 30 zur Verbindung mit dem Förderstromregelventil 22. In einem äußeren Gehäusekörper 31 ist das Proportionalregelventil 16 integriert. In einer Zylinderbohrung 32 ist ein Ventilkolben 33 axial verschiebbar. Der Ventilkolben 33 weist eine Verdickung 34 und zwei Verjüngungen 35 und 36 auf. Der Ventilkolben 33 wird mit einer Rückstellfeder 37 vorgespannt. Die axiale Lage des Ventilkolbens 33 ist durch die Druckdifferenz zwischen einer mit dem Eingang 3 verbundenen ersten Ventilkammer 38 und einer mit dem Nebenkreis 7 verbundenen zweiten Ventilkammer 39 sowie durch die Lage der Ausmündung der Bohrung 34 festgelegt. Wenn der Hochdruck an dem Eingang 3 gegenüber dem Nebendruck in dem Nebenkreis 7 ansteigt, wird der Ventilkolben 33 in Fig. 2 nach oben verschoben, so daß die Verbindungsleitung 15 zunehmend mit dem an dem Eingang 3 herrschenden Hochdruck beaufschlagt wird und somit der Druck in der zweiten Ventilkammer 14 des Hauptventils 5 ansteigt. Umgekehrt wird die zweite Ventilkammer 14 des Hauptventils 5 entlastet, wenn der Hochdruck an dem Eingang 3 gegenüber dem Nebendruck in dem Nebenkreis 7 absinkt.

[0033] Die aus dem Begrenzungsventil 9 und der Drossel 10 bestehende Stromregeleinrichtung 8 befindet sich in Fig. 2 unterhalb des Eingangs 3. Der Ventilkolben 40 des Begrenzungsventils 9 weist zwei Verdickungen 41 und 42 und eine Verjüngung 43 auf. Das Begrenzungsventil 9 steht über die Verbindungsleitung 29 mit dem Eingang 3 in Verbindung. Über zwei Verbindungsleitungen 44 und 45 wird der Druck vor und hinter der Drossel 10 erfaßt und jeweils einer ersten Ventilkammer 47 und einer zweiten Ventilkammer 48 zugeführt. Ferner ist eine Rückstellfeder 46 vorgesehen. Wenn der Druckabfall an der Drossel 10 ansteigt, wird der Öffnungsquerschnitt des Begrenzungsventils 9 verringert. Dadurch wird erreicht, daß die Stromregeleinrichtung 8 dem Nebenkreis 7 unabhängig von dem Hochdruck an dem Eingang 3 einen konstanten Volumenstrom zuführt.

[0034] Der Ablauf aus dem Nebenkreis 7 wird über die Ablaufdrossel 12 geregelt. Die Ablaufdrossel 12 ist an dem Ventilkolben 6 des Hauptventils 5 integriert und schließt sich an die erste Ventilkammer 13 des Hauptventils 5 an. Die erste Ventilkammer 13 ist über eine Verbindungsleitung 50 und eine Ringnut 51 mit dem Nebenkreis 7 verbunden. Die Ablaufdrossel 12 wird dadurch gebildet, daß ein feststehender Zapfen 52 mit einem Ringkörper 53 zusammenwirkt und einen von dem Ventilhub b abhängigen im Ausführungsbeispiel rechteckigen Spalt 54 freigibt. In Fig. 3 ist der Bereich der Ablaufdrossel 12 in einer geschnittenen Darstellung entsprechend der Blickrichtung A in Fig. 2 nochmals dargestellt, wobei der Ringkörper 53, der Zapfen 52 und der im Ausführungsbeispiel rechteckige Spalt 54 erkennbar sind. Der Spalt 54 hat im Ausführungsbeispiel eine konstante Spalllänge a und eine von dem Ventilhub b abhängige Spaltbreite h . Der Ventilhub ist in Fig. 2 durch einen Pfeil kenntlich gemacht. Dabei ergibt sich der geringste Ventilhub b , wenn die Verdickung 55 des Ventilkörpers 6 die Ringnut 56 in dem Inneren Gehäusekörper 57 vollständig verschließt. Der größte Ventilhub b ergibt sich, wenn die Ringnut 58 des Ventilkörpers 6 mit der zum Ausgang 4 führenden Ringnut 56 vollständig überlappt, so wie dies in Fig. 2 dargestellt ist.

[0035] Wie bereits ausgeführt, bestimmt die geometrische Abhängigkeit der Drosselöffnung der Ablaufdrossel 54 als Funktion des Ventilhub b die Regelcharakteristik der erfindungsgemäßen Leistungsregelvorrichtung 1. Vorzugsweise wird die erfindungsgemäße Leistungsregelvorrichtung 1 so betrieben, daß diese die hydraulische Leistung auf eine vorgebbare konstante Leistung begrenzt. Wie nachfolgend gezeigt wird, kann dies erreicht werden, wenn bei einer konstanten Spalllänge a die von dem Ventilhub b abhängige Spaltbreite h (b) proportional zu der Quadratwurzel des Ventilhubes b ist. Wie aus Fig. 2 zu erkennen ist daher die Flanke des Zapfens 52 entsprechend ausgeformt. Die angegebene geometrische Beziehung zwischen der Spaltbreite h und dem Ventilhub b ergibt sich aus im folgenden beschriebenen Überlegungen.

[0036] Zur besseren Verdeutlichung der nachfolgend verwendeten mathematischen Größen ist in Fig. 4 ein Ausschnitt aus Fig. 1 nochmals vergrößert dargestellt und die nachfolgend verwendeten mathematischen Größen sind dort verdeutlicht.

[0037] Wie erläutert besteht eine Gleichgewichtssituation dann, wenn der zuströmende Volumenstrom Q_{zu} dem abströmenden Volumenstrom Q_{ab} entspricht:

$$Q_{zu} = Q_{ab} \quad (1)$$

[0038] Der Volumenstrom ist dabei durch das Produkt aus Öffnungsquerschnitt und Strömungsgeschwindigkeit gegeben, so daß gilt:

$$Q_{zu} = A_{zu} \cdot v_{zu} = A_{zu} \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta p}{\zeta \cdot \alpha}} \quad (2)$$

$$Q_{ab} = A_{ab} \cdot v_{ab} = A_{ab} \sqrt{\frac{2 \cdot p_x}{\zeta \cdot \alpha}} \quad (3)$$

[0039] Dabei bedeutet A_{zu} den Zuströmquerschnitt, A_{ab} den Abströmquerschnitt, v_{zu} die Zuströmgeschwindigkeit und v_{ab} die Abströmgeschwindigkeit. Die eingesetzten Beziehungen für die Zuströmgeschwindigkeit v_{zu} und die Abströmgeschwindigkeit v_{ab} ergeben sich aus der Bernoulli'schen Bewegungsgleichung für inkompressible Flüssigkeiten (vgl. z. B. H.J. Matthies "Einführung in die Ölhydraulik", Teubner Studienbücher, Seite 35). Dabei bedeuten ζ die Dichte des verwendeten Druckmediums, wenn α einen Reibungswert, Δp den Druckabfall an der Drossel 10 und p_x den Nebendruck in dem Nebenkreis 7. Der Druck in dem Nebenkreis 7 p_x entspricht aber dem Druckabfall an der Ablaufdrossel 12, da diese unmittelbar zu den Druckmedium-Tank 11 führt.

[0040] Unter der Näherung

$$p_x = p_{HD} - \Delta p \approx p_{HD} \quad (4)$$

gilt folgende Beziehung:

$$A_{zu} \cdot \sqrt{\Delta p} = A_{ab} \cdot \sqrt{p_{HD}} \quad (5)$$

[0041] Der Zuströmquerschnitt A_{zu} und die Druckdifferenz Δp an der Zuströmdrossel 10 sind konstante Größen. Für den Abströmquerschnitt an der Abströmdrossel 10 gilt

$$A_{ab} = a \cdot h \quad (6)$$

wobei a die konstante Spaltenlänge und h die von dem Ventilhub b abhängige Spaltbreite ist. Wesentlich ist, daß der Ventilhub b für das Hauptventil 5 und der Ventilhub für die Abströmdrossel 12 einander gleich sind, da das Hauptventil 5 mit der Ablaufdrossel 12 starr gekoppelt ist. Soll eine Leistungsregelung in der Weise erreicht werden, daß das Produkt aus dem Hochdruck p_{HD} an dem Eingang 3 und dem das Hauptventil 5 durchströmenden Fördervolumen konstant gehalten wird, so entspricht dies folgender Bedingung

$$p_{HD} \cdot A_{bgr} = const \quad (7)$$

Dabei bedeutet A_{bgr} den Begrenzungsquerschnitt des Hauptventils 5, das den das Hauptventil 5 durchströmenden Förderstrom festlegt. Da der Begrenzungsquerschnitt A_{bgr} aufgrund des konstanten Durchmessers der Nut 58 ausschließlich von dem Ventilhub b abhängt, gilt

$$p_{HD} \cdot b = const \quad (8)$$

$$p_{HD} = const / b \quad (9)$$

[0043] Setzt man die Gleichungen (9) und (6) in die Gleichung (5) ein erhält man

$$A_{zu} \cdot \sqrt{\Delta p} = a \cdot h(b) \cdot \sqrt{\frac{const}{b}} \quad (10)$$

oder

$$h(b) \sim \sqrt{b} \quad (11)$$

Mit der erfindungsgemäßen Leistungsregelvorrichtung 1 erhält man daher eine konstante Leistung, wenn die Spaltbreite h proportional zur Quadratwurzel des Ventilhubes b ist, was sich durch eine entsprechende geometrische Ausgestaltung des Zapfens 52 ohne weiteres bei dem in Fig. 2 dargestellten Ausführungsbeispiel erreichen läßt. Grundsätzlich besteht die Möglichkeit, den funktionellen Zusammenhang zwischen der Spaltbreite h bzw. dem Abströmquerschnitt A_{ab} und dem Ventilhub b auch in anderer Weise zu wählen, wodurch sich eine andere Regelcharakteristik der erfindungsgemäßen Leistungsregelvorrichtung 1 erreichen läßt.

[0045] Die Erfindung ist nicht auf das dargestellte Ausführungsbeispiel begrenzt. Insbesondere muß die Spaltlänge a der Ablaufdrossel 54 nicht konstant sein. So ist es beispielsweise denkbar, einen ringförmigen Drosselspalt zu verwenden und den Zapfen 52 beispielsweise als rotationssymmetrischen Körper auszubilden, was sich fertigungstechnisch

einfacher realisieren läßt. Die Funktion des Radius des rotationssymmetrischen Zapfens 52 als Funktion des Ventilhubes b läßt sich entweder numerisch oder durch Versuche in einfacher Weise ermitteln und in einer numerisch gesteuerten Fertigungsmaschine problemlos fertigen.

5

Patentansprüche

1. Leistungsregelvorrichtung (1) zur Regelung der hydraulischen Leistung in einer Arbeitsleitung (2) mit einem zwischen einem Eingang (3) und einem Ausgang (4) in der Arbeitsleitung (2) angeordneten Hauptventil (5), das einen Ventilkörper (6) aufweist, der abhängig von seiner Lage die Arbeitsleitung (2) freigibt oder drosselt, einer mit dem Eingang (3) verbundenen Stromregleinrichtung (8), die einem Nebenkreis (7) einen konstanten Volumenstrom (Q_{zu}) zuführt, einer in dem Nebenkreis (7) angeordneten Ablaufdrossel (12), deren Drosselquerschnitt (A_{ab}) von der Lage des Ventilkörpers (6) des Hauptventils (5) abhängt, und einer an den Ventilkörper (6) des Hauptventils (5) angrenzenden ersten Ventilkammer (13), die in dem Nebenkreis (7) zwischen der Stromregleinrichtung (8) und der Ablaufdrossel (12) angeordnet ist und die den Ventilkörper (6) mit zunehmendem Nebendruck (p_x) in dem Nebenkreis (7) in Richtung auf einen zunehmenden Öffnungsquerschnitt (A_{bgr}) des Hauptventils (5) beaufschlagt, wobei ein Proportionalregelventil (16) vorgesehen ist, das von der Druckdifferenz zwischen dem an dem Eingang (3) herrschenden Hochdruck (p_{HD}) und dem in dem Nebenkreis (7) zwischen der Stromregleinrichtung (8) und der Ablaufdrossel (12) herrschenden Nebendruck (p_x) beaufschlagt wird.
2. Leistungsregelvorrichtung nach Anspruch 1, **dadurch gekennzeichnet**,
daß das Proportionalregelventil (16) mit einer an den Ventilkörper (6) des Hauptventils (5) angrenzenden zweiten Ventilkammer (14) verbunden ist, so daß der Ventilkörper (6) des Hauptventils (5) mit zunehmender Druckdifferenz zwischen dem Hochdruck (p_{HD}) und dem Nebendruck (p_x) in Richtung auf einen abnehmenden Öffnungsquerschnitt (A_{bgr}) des Hauptventils (5) beaufschlagt wird.
3. Leistungsregelvorrichtung nach Anspruch 1 oder 2, **dadurch gekennzeichnet**,
daß das Proportionalregelventil (16) ein 3/2-Wegeventil ist.
4. Leistungsregelvorrichtung nach einem der Ansprüche 1 bis 3, **dadurch gekennzeichnet**,
daß die Stromregleinrichtung (8) aus einer in dem Nebenkreis (7) angeordneten Drossel (10) und einem stromabwärts oder stromaufwärts der Drossel (10) in dem Nebenkreis (7) angeordneten Begrenzungsventil (9) besteht, wobei das Begrenzungsventil (9) von dem Druckabfall an der Drossel (10) angesteuert wird.
5. Leistungsregelvorrichtung nach Anspruch 4, **dadurch gekennzeichnet**,
daß das Begrenzungsventil (9) ein 2/2-Wegeventil ist.
6. Leistungsregelvorrichtung nach einem der Ansprüche 1 bis 5, **dadurch gekennzeichnet**,
daß die Ablaufdrossel (12) an dem Ventilkörper (6) des Hauptventils (5) ausgebildet ist, wobei sich der Drosselquerschnitt (A_{ab}) der Ablaufdrossel (12) mit zunehmenden Öffnungsquerschnitt (A_{bgr}) des Hauptventils (5) vergrößert.
7. Leistungsregelvorrichtung nach Anspruch 6, **dadurch gekennzeichnet**,
daß die Leistungsregelvorrichtung (1) die Leistung in der Arbeitsleitung (2) auf eine konstante Leistung begrenzt, wobei der Öffnungsquerschnitt (A_{ab}) der Ablaufdrossel (12) proportional zur Quadratwurzel des Ventilhubes (b) des Hauptventils (5) ansteigt.
8. Leistungsregelvorrichtung nach einem der Ansprüche 1 bis 7, **dadurch gekennzeichnet**,
daß die Leistungsregelvorrichtung (1) in der Arbeitsleitung (2) einer verstellbaren Hydropumpe (17) integriert ist

und der Druckabfall über dem Hauptventil (5) zur Ansteuerung einer Verstellvorrichtung (18) der Hydropumpe (17) dient.

9. Leistungsregelvorrichtung nach Anspruch 8,

dadurch gekennzeichnet,

daß zwischen dem Eingang (3) und dem Ausgang (4) der Leistungsregelvorrichtung (1) und der Verstellvorrichtung (18) ein Förderstromregelventil (22) und/oder ein Druckbegrenzungsventil (23) angeordnet ist bzw. sind.

Claims

1. Capacity control device (1) for controlling the hydraulic capacity in an operating line (2) with a main valve (5), arranged between an input (3) and an output (4) in the operating line (2) and having a valve body (6) which releases or throttles the operating line (2) irrespective of its position,
with a current control device (8), connected to the input (3), which supplies an auxiliary circuit (7) with a constant volume flow (Q_{zu}),
with a discharge throttle (12), arranged in the auxiliary circuit (7), the throttle cross-section (A_{ab}) of which depends on the position of the valve body (6) of the main valve (5) and
with a first valve chamber (13), adjacent to the valve body (6) of the main valve (5), which is arranged in the auxiliary circuit (7) between the current control device (8) and the discharge throttle (12) and which charges the valve body (6) with increasing auxiliary pressure (p_x) in the auxiliary circuit (7) in the direction of an increasing opening cross-section (A_{bgr}) of the main valve (5),
wherein a proportional control valve (16) is provided which is charged by the pressure difference between the high pressure (p_{HD}) prevailing at the input (3) and the auxiliary pressure (p_x) prevailing in the auxiliary circuit (7) between the current control device (8) and the discharge throttle (12).
2. Capacity control device according to claim 1, **characterised in that** the proportional control valve (16) is connected to a second valve chamber (14) adjacent to the valve body (6) of the main valve (5), so that the valve body (6) of the main valve (5) is charged with increasing pressure difference between the high pressure (p_{HD}) and the auxiliary pressure (p_x) in the direction of a decreasing opening cross-section (A_{bgr}) of the main valve (5).
3. Capacity control device according to claim 1 or 2, **characterised in that** the proportional control valve (16) is a 3/2 port directional control valve.
4. Capacity control device according to one of claims 1 to 3, **characterised in that** the current control device (8) consists of a throttle (10) arranged in the auxiliary circuit (7) and a limiting valve (9) arranged in the auxiliary circuit (7) downstream or upstream the throttle (10), the limiting valve (9) being triggered by the drop in pressure on the throttle (10).
5. Capacity control device according to claim 4, **characterised in that** the limiting valve (9) is a 2/2 port directional control valve.
6. Capacity control device according to one of claims 1 to 5, **characterised in that** the discharge throttle (12) is constructed on the valve body (6) of the main valve (5), wherein the throttle cross-section (A_{ab}) of the discharge throttle (12) enlarges with increasing opening cross-section (A_{bgr}) of the main valve (5).
7. Capacity control device according to claim 6, **characterised in that** the capacity control device (1) limits the capacity in the operating line (2) to a constant capacity, wherein the opening cross-section (A_{ab}) of the discharge throttle (12) increases in proportion to the square root of the valve lift (b) of the main valve (5).
8. Capacity control device according to one of claims 1 to 7, **characterised in that** the capacity control device (1) is integrated in the operating line (2) of an adjustable hydraulic pump (17) and the drop in pressure over the main valve (5) serves to trigger an adjusting device (18) of the hydraulic pump (17).
9. Capacity control device according to claim 8, **characterised in that** arranged between the input (3) and the output (4) of the capacity control device (1) and the adjusting device (18) is/are a delivery flow control valve (22) and/or a pressure-limiting valve (23).

Revendications

- 5 1. Dispositif de régulation de puissance (1) pour la régulation de la puissance hydraulique dans une conduite de travail (2) comprenant une valve principale (5) agencée entre une entrée (3) et une sortie (4) dans la conduite de travail (4) et comprenant un corps de valve (6) qui libère ou qui étrangle la conduite de travail (2) en fonction de sa position, un dispositif de régulation de courant (8) relié à l'entrée (3) qui conduit un courant volumétrique constant (Q_{zu}) à un circuit annexe (7),
un étranglement d'évacuation (12) agencé dans le circuit annexe (7), dont la section d'étranglement (A_{ab}) dépend de la position du corps de valve (6) de la valve principale (5), et
10 une première chambre de valve (13) adjacente au corps de valve (6) de la valve principale (5), chambre qui est agencée dans le circuit annexe (7) entre le dispositif de régulation de courant (8) et l'étranglement d'évacuation (12) et qui applique au corps de valve (6) une pression annexe croissante (p_x) dans le circuit annexe (7) en direction d'une augmentation de la section d'ouverture (A_{bgr}) de la valve principale (5),
dans lequel est prévue une valve de régulation proportionnelle (16) qui est attaquée par la différence de pression
15 entre la haute pression (p_{HD}) qui règne à l'entrée (3) et la pression annexe (p_x) qui règne entre le dispositif de régulation de courant (8) et l'étranglement d'évacuation (12).
- 20 2. Dispositif de régulation de puissance selon la revendication 1,
caractérisé en ce que
la valve de régulation proportionnelle (16) est reliée à une seconde chambre de valve (14), adjacente au corps de valve (6) de la valve principale (5) de telle façon que le corps de valve (6) de la valve principale (5) est sollicité lors d'une augmentation de la différence de pression entre la haute pression (p_{HD}) et la pression auxiliaire (p_x) en direction d'une réduction de la section d'ouverture (A_{bgr}) de la valve principale (5).
- 25 3. Dispositif de régulation de puissance selon la revendication 1 ou 2,
caractérisé en ce que
la valve de régulation proportionnelle (16) est une valve 3 voies/2 positions.
- 30 4. Dispositif de régulation de puissance selon l'une quelconque des revendications 1 à 3,
caractérisé en ce que
le dispositif de régulation de courant (8) est constitué par un étranglement (10) agencé dans le circuit annexe (7) et par une valve de limitation (9) agencée dans le circuit annexe (7), en amont ou en aval de l'étranglement (10), ladite valve de limitation (9) étant pilotée par la chute de pression au niveau de l'étranglement (10).
- 35 5. Dispositif de régulation de puissance selon la revendication 4,
caractérisé en ce que
la valve de limitation (9) est une valve 2 voies/2 positions.
- 40 6. Dispositif de régulation de puissance selon l'une quelconque des revendications 1 à 5,
caractérisé en ce que
l'étranglement d'évacuation (12) est réalisé sur le corps de valve (6) de la valve principale (5), la section d'étranglement (A_{ab}) de l'étranglement d'évacuation (12) augmentant avec l'augmentation de la section d'ouverture (A_{bgr}) de la valve principale (5).
- 45 7. Dispositif de régulation de puissance selon la revendication 6,
caractérisé en ce que
le dispositif de régulation de puissance (1) limite la puissance dans la conduite de travail (2) à une puissance constante, la section d'ouverture (A_{ab}) de l'étranglement d'évacuation (12) augmentant proportionnellement à la racine carrée de la course (b) de la valve principale (5).
- 50 8. Dispositif de régulation de puissance selon l'une quelconque des revendications 1 à 7,
caractérisé en ce que
le dispositif de régulation de puissance (1) est intégré dans la conduite de travail (2) d'une pompe hydraulique réglable (17) et sert à la chute de pression via la valve principale (5) pour le pilotage d'un dispositif de réglage (18)
55 de la pompe hydraulique (17).
9. Dispositif de régulation de puissance selon la revendication 8,
caractérisé en ce que

EP 0 972 940 B1

une valve de régulation de courant de refoulement (22) et/ou une valve de limitation de pression (23) est/sont agencée(s) entre l'entrée (3) et la sortie (4) du dispositif de régulation de puissance (1) et du dispositif de réglage (18).

5

10

15

20

25

30

35

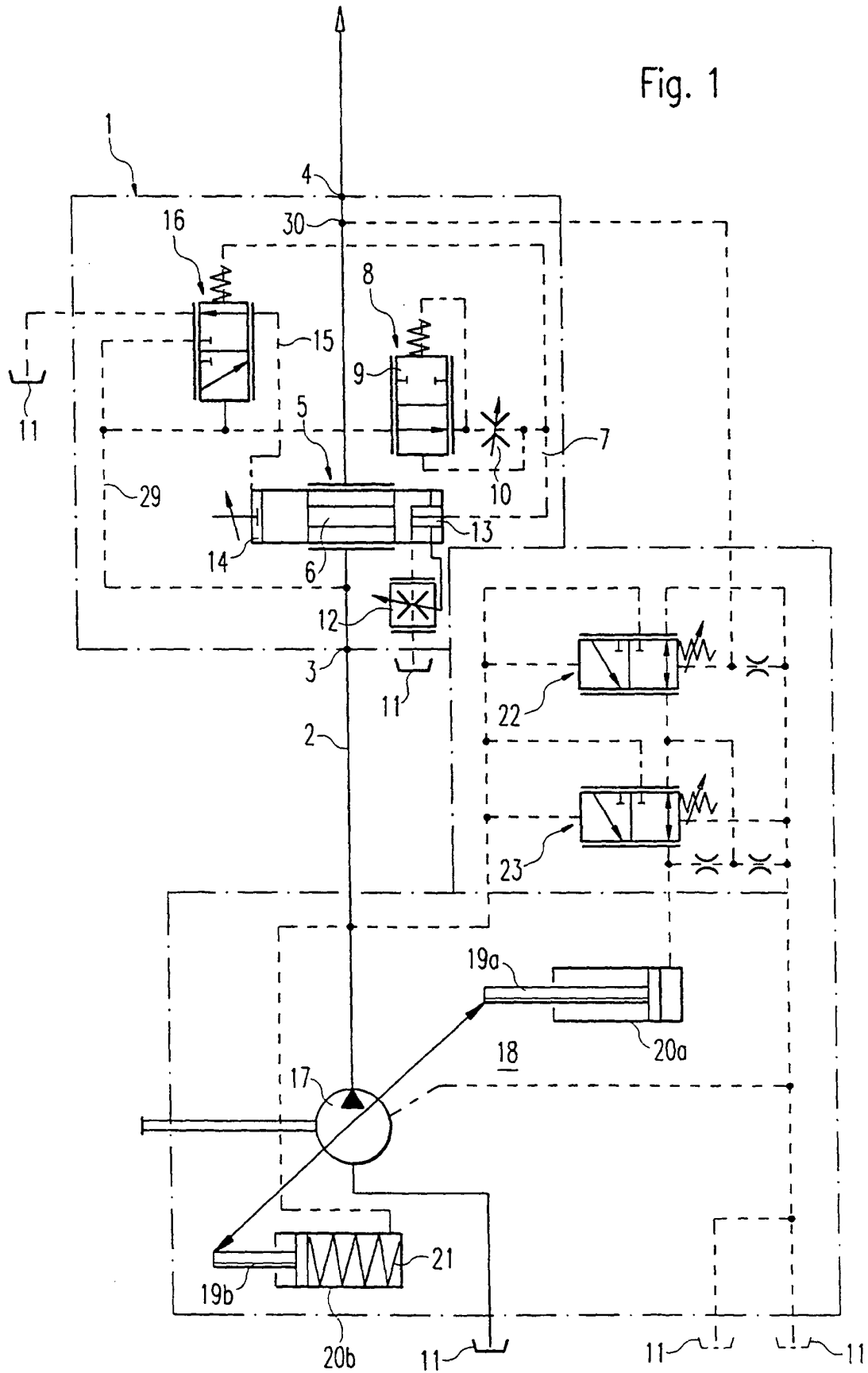
40

45

50

55

Fig. 1



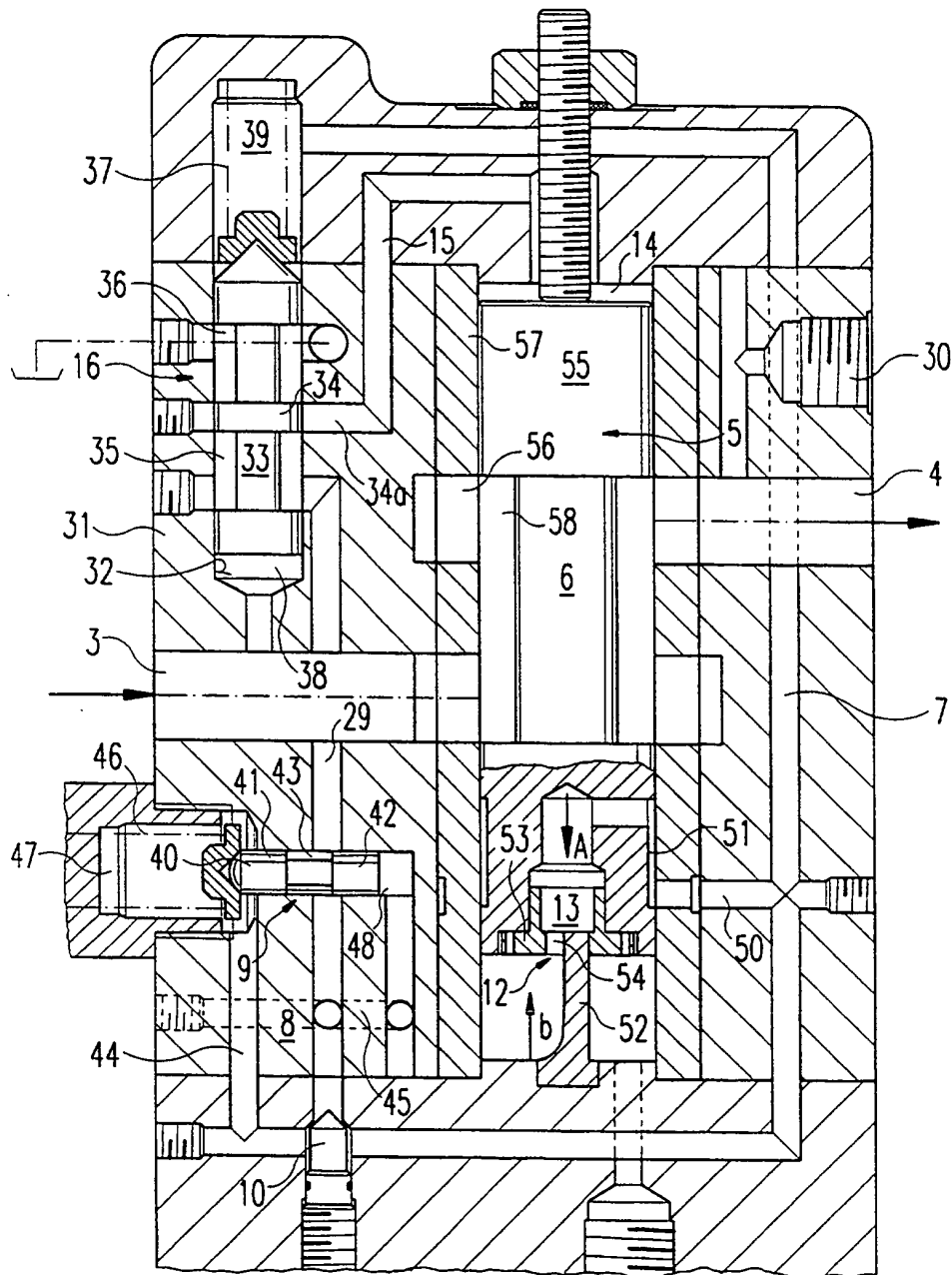


Fig. 2

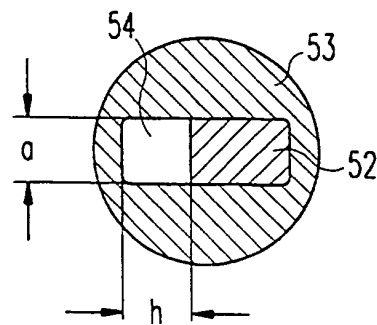


Fig. 3

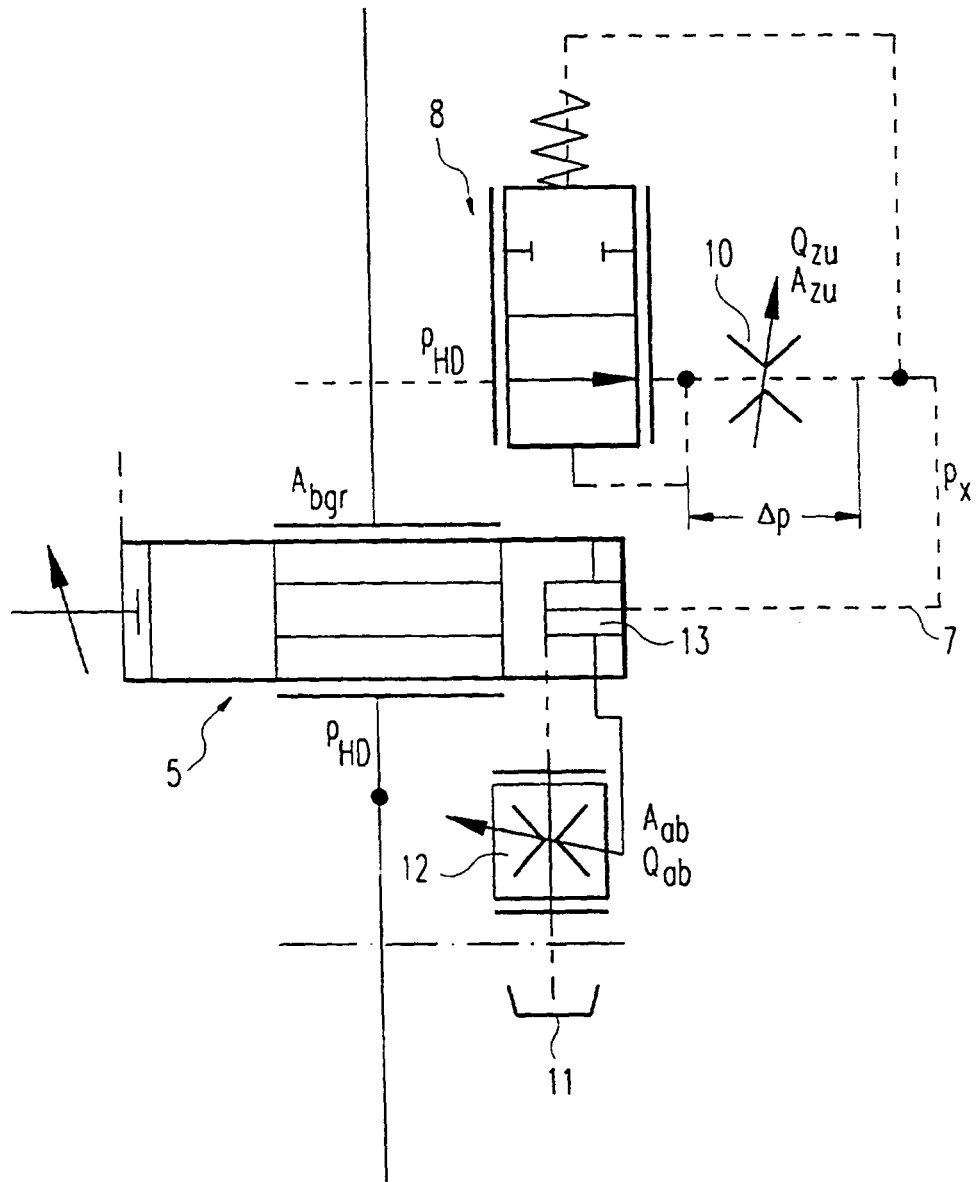


Fig. 4