



(11) **EP 2 241 764 B1**

(12) **EUROPÄISCHE PATENTSCHRIFT**

(45) Veröffentlichungstag und Bekanntmachung des Hinweises auf die Patenterteilung:
31.08.2011 Patentblatt 2011/35

(51) Int Cl.:
F15B 13/04^(2006.01)

(21) Anmeldenummer: **09005478.4**

(22) Anmeldetag: **17.04.2009**

(54) **Sitzventil mit Umlaufventil- und Druckwaagefunktion**

Seat valve with circulating valve and pressure scale function

Soupape à siège dotée d'une fonction de soupape de dérivation et de compensateur de pression

(84) Benannte Vertragsstaaten:
**AT BE BG CH CY CZ DE DK EE ES FI FR GB GR
HR HU IE IS IT LI LT LU LV MC MK MT NL NO PL
PT RO SE SI SK TR**

(43) Veröffentlichungstag der Anmeldung:
20.10.2010 Patentblatt 2010/42

(73) Patentinhaber: **HAWE Hydraulik SE
81673 München (DE)**

(72) Erfinder:
• **Klemens, Harald
81739 München (DE)**

• **Poldinger, Josef
85459 Berglern (DE)**

(74) Vertreter: **Grünecker, Kinkeldey,
Stockmair & Schwanhäusser
Anwaltssozietät
Leopoldstrasse 4
80802 München (DE)**

(56) Entgegenhaltungen:
**EP-A- 0 965 763 US-A- 5 137 254
US-A1- 2008 295 508**

EP 2 241 764 B1

Anmerkung: Innerhalb von neun Monaten nach Bekanntmachung des Hinweises auf die Erteilung des europäischen Patents im Europäischen Patentblatt kann jedermann nach Maßgabe der Ausführungsordnung beim Europäischen Patentamt gegen dieses Patent Einspruch einlegen. Der Einspruch gilt erst als eingelegt, wenn die Einspruchsgebühr entrichtet worden ist. (Art. 99(1) Europäisches Patentübereinkommen).

Beschreibung

[0001] Die Erfindung betrifft ein Sitzventil gemäß Oberbegriff des Patentanspruchs 1.

[0002] Hydraulische Steuerungssysteme mit Druck- und Volumenstromanpassung an die momentanen Anforderungen eines oder mehrerer Verbraucher werden in sogenannten LS-Systemen realisiert. Solche LS-Systeme lassen sich beispielsweise mit Konstantpumpe und 3-Wege-Druckwaage realisieren. Der höchste im System auftretende Druck in den Leitungen zu den Aktuatoren (Hydromotoren, hydraulische Kolben etc.) wird auf eine Eingangsdruckwaage, beispielsweise die 3-Wege-Druckwaage, zurückgeführt und mit dem Systemdruck, den die Pumpe aktuell liefert, verglichen. Der Systemdruck und Volumenstrom wird dann entsprechen dem Bedarf geregelt. Der nicht benötigte Volumenstrom mit Systemdruck wird über die Druckwaage zum Tank hin abgeführt. Sind keine hydraulischen Verbraucher zugeschaltet, besteht kein Druckbedarf und der gesamte Druckmittelstrom wird von der Druckwaage in das Reservoir umgeleitet. Die 3-Wege-Druckwaage fungiert als Umlaufventil.

[0003] 3-Wege-Druckwaagen werden beispielsweise mit einem 2/2-Wege Proportionalventil mit einem hydraulischen Steuereingang realisiert, das deshalb manchmal auch als 3/2-Wege Ventil bezeichnet wird. Fig. 1 zeigt ein hydraulisches Ersatzschaltbild eines solchen für diesen Zweck verwendbaren 3/2-Wege Proportional-Sitzventils.

[0004] Fig. 1 zeigt eine symbolische Darstellung des Dreiwegesitzventils V gemäß des Standes der Technik. Gemäß der Ventilanordnung von Fig. 1 weist das Dreiwegesitzventil V einen Eingang zum Anschluss an eine Druckleitung P und einen Ausgang zum Anschluss an eine Rücklaufleitung R auf. Ein Steuereingang LS, auf dem z. B. der Lastdruck eines Verbrauchers liegt, drückt den Schieber des Ventils V in Stellung b, so dass die Verbindung zwischen der Druckleitung P und der Rücklaufleitung R unterbrochen ist. Eine Feder 17 unterstützt die Kraftwirkung des Druckes in der Steuerleitung LS. Weiterhin wird der Druck der Druckleitung P so auf den Steuerkolben des Ventils V gelenkt, dass er der Druckkraft vom Steuereingang LS und der Federkraft der Feder 17 entgegenwirkt. In Figur 1 wird dies symbolisch durch die Leitung 19 bewerkstelligt. Die Leitung 19 kann ein ventilinterner oder externer Leitungspfad sein oder kann bauartbedingt entfallen.

[0005] Die Federkraft der Feder 17 wird so gewählt, dass bei drucklosem Steuereingang LS der Steuerkolben auf Grund des Druckes in der Druckleitung P in Stellung a geschoben wird, so dass eine Verbindung zwischen der Druckleitung P und der Rücklaufleitung R hergestellt wird. In diesem Fall wird bei Nichtbetätigung von hydraulischen Verbrauchern (Laststeuerdruck gleich Null) hydraulische Flüssigkeit direkt in das Reservoir zurückgepumpt und der Überdruck in den Druckleitungen zu den Verbrauchern wird auf nahe zu Null abgesenkt.

Dadurch kann der Energieverbrauch durch Umlaufdruckverluste vermindert werden. Je nach Gestaltung des Schieberkolbens kann der Öffnungsquerschnitt des Durchgangs zwischen der Druckleitung P und der Rücklaufleitung R proportional zum Druck auf der Steuerleitung LS variiert werden, so dass eine Proportionalventilfunktion realisiert werden kann. Dies wird durch die beiden Linien an der Seite des Ventils V symbolisch dargestellt. Bei der Zuschaltung von zusätzlichen hydraulischen Verbrauchern verändert sich unter Umständen die Druckdifferenz zwischen dem Steuereingang LS und dem Druck in der Druckleitung P, so dass das Proportionalventil den Querschnitt des Durchgangs zwischen der Druckleitung P und der Rücklaufleitung R verkleinert, d. h. der Steuerkolben verschiebt sich mehr in Richtung Stellung b, so dass ein größerer Volumenstrom für die Druckleitungen zu den Verbrauchern zur Verfügung steht.

[0006] Das oben beschriebene Ventil wird beispielsweise in der europäischen Patentanmeldung EP-A-0965763 offenbart. Die EP-A-0965763 zeigt ein hydraulisch betätigbares 2/2-Leerlauf-Wegesitzventil V, das als Umlaufventil verwendet wird, und das die Merkmale des einleitenden Teils des Anspruches 1 aufweist. Zur näheren Erläuterung zeigt Fig. 2 eine Schnittdarstellung dieses Ventils V der EP-A-0965763. Fig. 2 zeigt einen Pumpenleitungsabschnitt P und einen Rücklaufleitungsabschnitt R und eine Verbindung 12 zwischen diesen Leitungsabschnitten. Da das 2/2-Wegesitzventil V eine hydraulische Betätigung aufweist, die einen dritten Anschluss darstellt, wird auch die Bezeichnung 3/2-Wegesitzventil verwendet. Das Wegesitzventil V enthält einen Ventilsitz 14 und an der Rücklaufseite ein Schließglied 15, beispielsweise eine Kugel. Das Schließglied 15 wird im Rücklaufleitungsabschnitt R von einem Kolben 16 beaufschlagt, der in einer Kammer 18 leckagefrei abgedichtet verschiebbar ist. Der Kolben 16 wird in Schließrichtung des Schließgliedes 15 durch eine schwache Feder 17 und durch den Lastdruck einer der Steuerleitungen 13 belastet.

[0007] Ist kein hydraulischer Verbraucher aktiv, herrscht in der Kammer 18 Rücklaufdruck bzw. ist die Kammer 18 druckentlastet. Der Kolben 16 wird nur durch den Rücklaufdruck und die Feder 17 belastet. Der Druck in der Pumpenleitung P hebt das Schließglied 15 vom Sitz 12 ab, so dass das Druckmittel (z.B. hydraulische Flüssigkeit) aus der Pumpenleitung P mit geringem Widerstand direkt in die Rücklaufleitung R strömt. Das Ventil V steht in Umlaufstellung.

[0008] Wird ein hydraulischer Verbraucher zugeschaltet, baut sich in den Load-Sensing Leitungen Druck auf, der über die Steuerleitung 13 in der Kammer 18 wirksam wird. Da die Beaufschlagungsfläche des Kolbens 16 größer ist als die Querschnittsfläche des Sitzes 14, wird das Sitzventil 15,14 in seine Absperrstellung verstellt, so dass der volle Pumpenleitungsdruck bzw. die gesamte Fördermenge in eine Verbraucherleitung gelangt. Je nach Ausbildung des Schließgliedes 15 kann man mehr

oder weniger lineare Druckregelcharakteristiken erhalten. Ist das Schließglied 15 als Scheibe ausgebildet erhält man nur eine Schaltcharakteristik (schwarz-weiß-Ventil). Ein als Kegel ausgebildetes Schließglied 15 kann den Öffnungsquerschnitt kontinuierlich variieren. Die Kugel aus Figur 2 als Schließglied 15 liefert eine Öffnungscharakteristik, die zwischen der Schaltcharakteristik der Scheibe und der linearen Regelcharakteristik des Kegels liegt.

[0009] Ein Nachteil dieser Ventilbauart ist, dass, wenn der Steuerkolben des Ventils V in Umlaufstellung steht (Stellung a), erst der Staudruck der Pumpe, der entsteht, wenn das Druckmittel direkt bei geringst möglichem Leitungswiderstand in der Umlaufstellung in das Reservoir gepumpt wird, überwunden werden muss, bevor der Steuerkolben in einen proportionalen Regelbereich gelangen kann. D. h., wenn aus der Umlaufstellung Verbraucher mit geringem Druckbedarf zugeschaltet werden, reicht der Druck im Laststeuerkreis nicht aus, das Ventil aus der Umlaufstellung heraus zu bewegen.

[0010] Für diesen Fall werden deshalb von Komponentenherstellern für Hydrauliksysteme Eingangsventilkombinationen fertig konfiguriert bereitgestellt, die einen zweistufigen Umlauf/Regelbetrieb ermöglichen, nämlich einen Umlaufbetrieb mit einer hohen Empfindlichkeit auf Druckänderungen am Steuereingang im Umlaufbetrieb und einer niedrigeren Empfindlichkeit auf Druckänderungen am Steuereingang im Umlaufbetrieb.

[0011] Beispielsweise bietet HAWE Hydraulik SE einen Anschlussblock vom Typ PSL.U zum Anschließen einer Pumpe an eine Vielzahl von hydraulischen Verbrauchern an, der mehrere Ventilfunktionen vereint. Der Anschlussblock dient der lastunabhängigen, stufenlosen Regelung der Bewegungsgeschwindigkeit von Hydroverbrauchern. Mehrere Verbraucher können gleichzeitig und unabhängig voneinander gefahren werden. Das Einsatzgebiet dieses Ventiltyps liegt hauptsächlich im Bereich der Mobilhydraulik (z.B. Kransteuerungen etc.). Die selbsttätige Reuzierung des Pumpendruckes je nach Verbraucheranforderung sowie eine selbsttätige Freischaltung des Systems zur Reduzierung des Umlaufwiderstandes und zur Funktionsabschaltung mit einem Umlaufventil garantieren eine gute Anpassung an die jeweiligen Steuerungsaufgaben. Dabei werden der Regelbetrieb und der Umlaufbetrieb von getrennten Ventilen in einem Ventilblock ausgeführt.

[0012] Zur Verdeutlichung dieses Standes der Technik wird in Fig. 3 ein hydraulisches Schema des Anschlussblockes PSL.U von HAWE Hydraulik SE gezeigt. Fig. 3 zeigt als wesentliche Komponenten eine 3-Wege-Druckwaage 1 und ein selbstschaltendes Umlaufventil 2. Die Druckwaage 1 arbeitet in einem internen Regelkreis als Differenzdruckregler, dessen bewegliche Steuerkante sich so verändert, dass die Druckdifferenz zwischen Pumpendruck, der auf den Steuereingang 1-1 gelegt wird, und Lastdruck (Load-Sensing-Druck), der auf den Steuereingang 1-2 gelegt wird, immer konstant ist, unabhängig vom Lastdruck. Dem Steuereingang 1-2 ist

ein Dämpfungselement 4 zum Verbessern der Regelcharakteristik vorgeschaltet. Ein Druckbegrenzungsventil 3 begrenzt den Maximaldruck am Steuereingang 1-2.

[0013] Im Betrieb senkt die Druckwaage 1 den Druck auf der Druckleitung P abhängig vom Lastdruck auf der Lastdruckleitung LS. Wenn kein Verbraucher aktiv ist, ist die Lastdruckleitung LS drucklos und der Schieber in der Druckwaage 1 wird gegen die Federkraft der Feder 1-3 in die Position b geschoben, so dass hydraulische Flüssigkeit von der Druckleitung direkt über die Druckwaage 1 in den Rücklauf strömen kann und der Druck auf der Druckleitung damit reduziert wird. Erhöht sich der Druck auf der Lastdruckleitung, wird der Schieber zunehmend in Richtung Stellung a geschoben, so dass der Druckabfall auf der Druckleitung P geringer wird.

[0014] Das hydraulisch betätigte selbstschaltende Umlaufventil 2 wird in Ruhestellung von einer Feder 2-3, unterstützt durch den Druck in der Load-Sensing Leitung LS am Steuereingang 2-2, in Stellung a (geschlossener Zustand) gehalten. Wenn keine Verbraucher aktiv sind und die Load-Sensing Leitung LS drucklos ist, schaltet das Ventil 2 in Umlaufstellung. Werden wieder hydraulische Verbraucher zugeschaltet, schaltet das Ventil 2 wieder in Sperrstellung, so dass das Proportionalventil 1 wieder die Regelung übernehmen kann. Bei entsprechender Auslegung der Feder 2-3 und dem hydraulischen Betätigungselement mit Vorsteuerung 5 kann eine gewünschte hohe Empfindlichkeit auf Druckänderungen am Steuereingang 2-2 erreicht werden.

[0015] Ein Nachteil solcher Ventilblöcke ist jedoch der komplizierte Aufbau und der hohe Herstellungsaufwand, da zwei unabhängig voneinander agierende Steuerkolben eingesetzt werden müssen.

[0016] Es ist deshalb eine Aufgabe der vorliegenden Erfindung ein Ventil bereitzustellen, das einfach und zuverlässig eine Druckwaage und ein Umlaufventil vereint und das in der Umlaufstellung empfindlich auch auf kleine Druckänderungen am Steuereingang reagieren kann.

[0017] Die gestellte Aufgabe wird mit den Merkmalen des Anspruchs 1 gelöst.

[0018] Demgemäß wird ein Sitzventil bereitgestellt, mit einem Steuerkolben zur Unterbrechung einer Verbindung zwischen einem Eingang und einem Ausgang, wobei der Eingang zum Anschluss an eine Druckleitung und der Ausgang zum Anschluss an eine Leitung mit niedrigerem Druck als dem Druck in der Druckleitung vorgesehen ist, wobei ein erster Druck der Druckleitung auf eine erste Beaufschlagungsfläche des Steuerkolben und wobei ein zweiter Druck in einer Steuerleitung auf eine zweite Beaufschlagungsfläche des Steuerkolbens in entgegengesetzter Richtung zur Kraftwirkung auf die erste Beaufschlagungsfläche wirkt, und wobei die erste und zweite Beaufschlagungsfläche unterschiedlich groß sind. Durch diese Anordnung wirkt das Sitzventil als Differenzdruckregler, wie er aus dem Stand der Technik bekannt ist.

[0019] Weiterhin ist im Sitzventil ein erster Kanal vorgesehen, der den ersten Druck der Druckleitung auf eine

dritte Beaufschlagungsfläche, die der erste Beaufschlagungsfläche gegenüberliegt, lenkt. Ein zweiter Kanal ist im Sitzventil vorgesehen, um in einem offenen Zustand des Sitzventils den ersten Druck aus der Druckleitung auf die zweite Beaufschlagungsfläche zu lenken.

[0020] Dadurch erreicht man einen zweistufigen Betrieb des Ventils, bei dem das Ventil im geöffneten Zustand eine höhere Empfindlichkeit auf Druckänderungen am Steuereingang aufweist als im geschlossenen Zustand. Das Ventil kann so eingestellt werden, dass in Umlaufstellung nahezu kein Staudruck überwunden werden muss, um das Ventil zu betätigen. Komplizierte Ventilkombinationen wie im Stand der Technik beschrieben sind nicht nötig.

[0021] In verschiedenen Ausführungsformen ist die erste Beaufschlagungsfläche größer als die zweite und dritte Beaufschlagungsfläche um geeignete Differenzdruckeigenschaften zu erzielen.

[0022] In einer weiteren Ausführungsform sind der erste Kanal und der zweite Kanal in dem Steuerkolben ausgebildet. Die Kanäle sind nötig Druckmittel auf verschiedene Beaufschlagungsflächen zu bringen. Die Anordnung der Kanäle im Steuerkolben hat dabei fertigungstechnische Vorteile.

[0023] In einer Ausführungsform sind Schließkanten des Steuerkolbens so ausgebildet, dass sich der Durchgangsquerschnitt zwischen Eingang und Ausgang in Abhängigkeit von einer Druckdifferenz zwischen dem ersten Druck der Druckleitung und dem zweiten Druck in der Steuerleitung kontinuierlich gemäß einer vorgegebenen Charakteristik ändern kann. Damit können Regelcharakteristiken je nach Ausführung der Steuerkanten am Steuerkolben individuell vorgegeben werden

[0024] In verschiedenen Ausführungsformen ist der erste Kanal eine erste Bohrung durch den Steuerkolben parallel zu einer Bewegungsrichtung des Steuerkolbens, und der zweite Kanal ist eine zweite Bohrung schräg oder senkrecht zur Bewegungsrichtung des Steuerkolbens, die eine Seitenwand des Steuerkolbens durchbricht, um den Druck in der Druckleitung entsprechend an die richtigen Druckbeaufschlagungsflächen zu bringen.

[0025] In einer Ausführungsform ist der Steuerkolben durch eine Feder in Schließrichtung vorgespannt. Durch die Feder kann die Schaltcharakteristik des Ventils, wenn es von dem Umlaufbetrieb in den Regelbetrieb schaltet beeinflusst werden. Abhängig von den Verhältnissen der drei Druckbeaufschlagungsflächen kann die Schalt- und Regelcharakteristik über die Feder eingestellt werden.

[0026] In einer anderen Ausführungsform ist die Federkraft der Feder so ausgelegt, dass sie Reibungskräfte kompensiert. Wenn der Steuerkolben so ausgelegt ist, dass die erste Fläche so groß ist wie die Summe aus zweiter und dritter Fläche müssen nur noch Reibungskräfte überwunden werden, um die Ventilstellung aus dem geöffneten Zustand in die Regelstellung zu ändern. Zur Erhöhung der Schaltempfindlichkeit werden die Reibungskräfte mit der Feder kompensiert.

[0027] In einer noch anderen Ausführungsform sind

die erste, zweite und dritte Beaufschlagungsfläche einer entsprechenden ersten, zweiten und dritten Druckkammer im Innern des Sitzventil zugeordnet, wobei die erste und dritte Druckkammer fluidisch durch den ersten Kanal miteinander verbunden sind. Damit die Druckbeaufschlagungsflächen wirksam Kräfte auf den Steuerkolben ausüben können, muss das Ventilgehäuse so gestaltet werden, dass den räumlich getrennten Druckflächen auch räumlich getrennte Druckkammern zugeordnet sind.

[0028] In einer weiteren Ausführungsform ist die zweite Druckkammer im Sitzventil so angeordnet, dass sich der zweite Kanal auf die zweite Druckkammer zubewegt, wenn sich der Durchgang zwischen Eingang und Ausgang öffnet. Dadurch wird die relative Position des zweiten Kanals im Steuerkolben festgelegt, um die gewünschte 2-stufige Charakteristik des Ventils zu erhalten.

[0029] In einer Ausführungsform davon ist der zweite Kanal im Steuerkolben so angeordnet, dass er eine Verbindung zwischen der zweiten Druckkammer und der ersten oder dritten Druckkammer herstellt, wenn der Steuerkolben mindestens 70 % der maximalen Hubbewegung in Öffnungsrichtung erreicht, wobei bei maximaler Hubbewegung der Durchgang zwischen Eingang und Ausgang vollständig geöffnet ist. Durch diese Anordnung wird die absolute Position des zweiten Kanals festgelegt um den gewünschten zweistufigen Betrieb des Ventils zu erreichen. Je nach Durchmesser des Zweiten Kanals und der Größe der zweiten Kammer können andere Hubhöhen, z.B. 80 % oder 90 %, erforderlich sein, ab der die Verbindung hergestellt wird.

[0030] Anhand der Zeichnungen werden nun Ausführungsformen der Erfindung erläutert. Es zeigen:

Fig. 1 beispielhaft ein hydraulisches Ersatzschaltbild eines 3/2 Wege Sitzventils gemäß dem Stand der Technik, das als Druckwaage und Umlaufventil verwendet werden kann;

Fig. 2 ein Schnitt durch die Realisierung des 3/2 Wege Sitzventils aus Fig. 1;

Fig. 3 ein hydraulisches Fluidschema einer Ventilkombination gemäß dem Stand der Technik, die als Druckwaage und Umlaufventil verwendet werden kann;

Fig. 4 ein hydraulisches Ersatzschaltbild eines 3/2 Wege Sitzventils gemäß der vorliegenden Erfindung;

Fig. 5 ein Schnitt durch die Realisierung des 3/2 Wege Sitzventils aus Fig. 4;

[0031] Fig. 4 zeigt eine symbolische Darstellung des Dreiwegesitzventils 100 gemäß der vorliegenden Erfindung. Fig. 4 symbolisiert ein zweistufiges Dreiwegeventil

100, das zwei Dreiwegeventile 100a und 100b kombiniert. Der Ventilteil 100a entspricht schematisch dem Dreiwegeventil des Standes der Technik von Fig. 1. Wie in der Ventilanordnung von Fig. 1 weist der Ventilabschnitt 100a von Fig. 4 einen Eingang zum Anschluss an eine Druckleitung P und einen Ausgang zum Anschluss an eine Rücklaufleitung R auf. Ein Steuereingang LS, auf dem z. B. der Lastdruck eines Verbrauchers liegt, drückt den Schieber des Ventils 100 in Stellung b, so dass die Verbindung zwischen der Druckleitung P und der Rücklaufleitung R unterbrochen ist. Eine Feder 110 unterstützt die Kraftwirkung des Druckes in der Steuerleitung LS. Weiterhin wird der Druck der Druckleitung P so auf den Steuerkolben des Ventils 100 gelenkt, dass er der Druckkraft vom Steuereingang LS und der Federkraft der Feder 110 entgegenwirkt. Die Federkraft der Feder 110 wird so gewählt, dass bei drucklosem Steuereingang LS der Steuerkolben auf Grund des Druckes in der Druckleitung P in Stellung a geschoben wird, so dass eine Verbindung zwischen der Druckleitung P und Rücklaufleitung R hergestellt wird. In diesem Fall wird bei Nichtbetätigung von hydraulischen Verbrauchern (Laststeuerdruck gleich Null) Hydraulikflüssigkeit direkt in das Reservoir zurückgepumpt und der Überdruck in den Druckleitungen zu den Verbrauchern wird auf nahe zu Null abgesenkt. Dadurch kann der Energieverbrauch durch Umlaufdruckverluste vermindert werden. Je nach Gestaltung des Schieberkolbens kann der Öffnungsquerschnitt des Durchgangs zwischen der Druckleitung P und der Rücklaufleitung R proportional zum Druck auf der Steuerleitung LS variiert werden, so dass eine Proportionalventilfunktion realisiert werden kann. Dies wird durch die beiden Linien an der Seite des Ventilabschnittes 100a symbolisch dargestellt. Bei der Zuschaltung von zusätzlichen hydraulischen Verbrauchern verändert sich unter Umständen die Druckdifferenz zwischen dem Steuereingang LS und dem Druck in der Druckleitung P, so dass das Proportionalventil den Querschnitt des Durchgangs zwischen der Druckleitung P und der Rücklaufleitung R verkleinert, d. h. der Steuerkolben verschiebt sich mehr in Richtung Stellung b, so dass ein größerer Volumenstrom für die Druckleitungen zu den Verbrauchern zur Verfügung steht.

[0032] Das Dreiwegeventil 100 in Fig. 4 ist weiterhin um den Ventilteil 100b erweitert, der symbolisch durch eine Verlängerung des Schieberkolbens mit kleinerem Durchmesser dargestellt wird. Durch die Erweiterung des Schieberkolbens um einen Kolbenteil mit geringem Durchmesser entstehen zwei Flächen F2 und F3, die mit Druck beaufschlagt werden können. Die den Flächen F1 und F2 gegenüberliegende Fläche F1 kann einheitlich mit einem Druck beaufschlagt werden (hier mit dem Druck aus der Druckleitung P), der eine Kraft auf den Schieberkolben entgegengesetzt zur Kraftwirkung der Drücke auf die Flächen F2 und F3 ausübt. In der in Fig. 4 gezeigten Darstellung wird die Fläche F2 mit dem Lastdruck vom Steuereingang LS beaufschlagt. Die Fläche F3 wird ebenso wie die Fläche F1 mit dem Druck

aus der Druckleitung P beaufschlagt. Da die Fläche F3 kleiner ist als die Fläche F1, ist die resultierende Kraftwirkung bei vernachlässigbarem Druck auf der Fläche F2 und bei vernachlässigbarer Federkraft der Feder 110 in Richtung Stellung a des Ventils 100. D. h., bei fehlendem Lastdruck am Steuereingang LS und bei vernachlässigbarer Federkraft der Feder 110 bewegt sich das Ventil 100 in Stellung a und das Ventil 100 steht in einer Umlaufstellung, bei der die Druckleitungen zu den Verbrauchern entlastet sind. Gleichzeitig wird über die Verbindung 140 in Stellung a der Staudruck in der Druckleitung P auf die Fläche F2 geleitet, wodurch der Anfangswiderstand stark verringert wird, um das Ventil 100 aus der Umlaufstellung a in den proportionalen Wegebereich zu bringen. Wurde der Schieber aus der Stellung a herausbewegt, z. B. durch Zuführen von Druck auf der Steuerleitung LS, bewegt sich das Ventil allmählich in Stellung b und die Verbindung in der Druckleitung P und der Druckbeaufschlagungsfläche F2 wird unterbrochen, so dass nur noch der Lastdruck am Steuereingang LS der Fläche F2 beaufschlagt wird.

[0033] D. h., das Ventil 100 weist zwei Empfindlichkeitsstufen auf. Solange sich das Ventil in der Nähe der Stellung a befindet und der Druck der Druckleitung P auf die Druckbeaufschlagungsfläche F2 geleitet wird, reagiert das Ventil 100 empfindlich auf geringere Druckänderungen des Differenzdruckes zwischen dem Druck in der Steuerleitung LS und der Druckleitung P. Sobald die Verbindung 140 unterbrochen ist, da der Steuerkolben sich in Richtung B bewegt hat, ist die Regelempfindlichkeit reduziert, da der Druck der Druckleitung P nicht mehr auf der Druckbeaufschlagungsfläche F2, die als Steuerfläche wirkt, liegt. Die Federkraft der Federkraft 110 dient dazu, den Anfangswiderstand zum Bewegen des Ventils von der Umlaufstellung A in den Regelbereich B weiter zu reduzieren. Insbesondere kann die Feder 110 dazu verwendet werden, Reibungskräfte zu kompensieren. Das Ventil bleibt jedoch auch ohne Feder 110 funktionsfähig.

[0034] Fig. 5 zeigt in einer besonderen Ausführungsform eine Realisierung des Dreiwegeventil 100, das schematisch in Fig. 4 gezeigt wurde. Fig. 5 zeigt mit dem Bezugszeichen 150 einen Ventilsitz mit einer zylinderförmigen Bohrung mit einem ersten Durchmesser, in der ein Steuerkolben 120 passend zu dem ersten Durchmesser beweglich in Längsrichtung zur Bohrung entlang einer Achse X (Symmetrielängsachse der Bohrung) angeordnet ist. Der Ventilsitz 150 weist weiterhin eine Eingangsbohrung E auf, die axial zur Achse X am entgegengesetzten Ende des Ventilsitzes 150 zur zylinderförmigen Bohrung ausgeführt ist, und die einen zweiten Durchmesser aufweist, der kleiner ist als der erste Durchmesser der zylinderförmigen Bohrung. Die Eingangsbohrung E ist so ausgeführt, dass sie an eine Druckleitung anschließbar ist. Der Ventilsitz 105 weist eine weitere Bohrung A auf, die radial zur zylinderförmigen Bohrung (zur Achse X) ausgeführt ist und die einen Durchgang durch die seitliche Ventilsitzwand bis zur zylinder-

förmigen Bohrung bildet. Die axiale Bohrung E mit dem zweiten Durchmesser bildet einen Durchgang durch eine Bodenfläche des Ventilsitzes 150 und trifft auf die zylinderförmige Bohrung. Auf dem Boden der zylinderförmigen Bohrung sitzt der Steuerkolben 120 auf. Die Aufsitzflächen zwischen dem Steuerkolben und dem Boden des Ventilsitzes 150 dienen als Abdichtung zwischen der Bohrung E und der Bohrung A. Speziell geformte Steuerkanten 200 am Boden des Steuerkolbens 120 sind so ausgebildet, dass sich die Querschnittsfläche des Durchgangs zwischen der Bohrung E und der Bohrung A kontinuierlich ändert, wenn sich der Steuerkolben 120 relativ zum Ventilsitz 150 in der zylinderförmigen Bohrung bewegt. Der Steuerkolben 120 weist eine zur Achse X axiale Bohrung auf, die in der in Fig. 5 gezeigten Darstellung nach oben offen ist, und in der eine Feder 110 eingesetzt ist. Am Boden des Steuerkolbens 120 ist weiterhin eine axial zur Achse X, die auch eine Kolbensymmetrieachse ist, gelegene Bohrung 130 ausgeführt, die eine Eingangskammer F1A an der Eingangsbohrung E mit einer Ventilkammer F3A, indem sich die Feder 110 befindet, miteinander verbindet. Ein Deckel 160 ist auf dem Ventilsitz 150 so aufgeschraubt, dass der Steuerkolben 120 in axialer Richtung zur Achse X um mindestens einen maximalen Bewegungshub H0 zum Öffnen und Schließen der Verbindung zwischen der Eingangsbohrung E und der Ausgangsbohrung A beweglich ist. Die Eingangsbohrung E definiert eine Fläche F1, über die der Steuerkolben 120 mit Druck beaufschlagt werden kann. Der Steuerkolben 120 weist entlang seiner Längsrichtung eine Stufe auf, oberhalb der sich der Durchmesser des Steuerkolbens 120 verringert. Die Fläche an der Stufe des Steuerkolbens 120 definiert eine zweite Druckfläche F2. Die Fläche an der Stirnseite des Teils des Steuerkolbens 120 mit dem geringeren Durchmesser definiert eine dritte Druckbeaufschlagungsfläche F3. Der Ventilsitz 150 ist so ausgebildet, dass er zusammen mit der Abstufung des Steuerkolbens 120 eine Kammer F2A bildet. An der Kammer F2A ist ein Steueranschluss LS zum Verbinden mit einem Lastdrucksteuerkreis (Load Sensing) vorgesehen. In dem Steuerkolben 120 befindet sich unterhalb der Stufe, die die Fläche F2 definiert, eine axiale Bohrung 140, die die Seitenwand des Steuerkolbens durchbricht.

[0035] Bewegt sich der Steuerkolben 120 in der in Fig. 5 gezeigten Darstellung nach oben, kommt die axiale Bohrung 140 bei etwa 84% der maximalen Hubhöhe H0 in Verbindung mit der Kammer F2A, so dass der Druck an der Eingangsbohrung E auf die zweite Druckbeaufschlagungsfläche F2 wirken kann. Das Ventil 100 ist nahe zu vollständig geöffnet und das Ventil weist dann eine erhöhte Empfindlichkeit auf Lastdruckänderungen auf, wie bereits in Verbindung mit Figur 4 beschrieben wurde.

[0036] Verschiedene Dichtungen 101 dichten die unterschiedlichen Teile des Ventils 100 zueinander und zu angrenzenden Gehäuse und Leitungsbauteilen ab. In der Fig. 5 ist das Ventil 100 so dargestellt, dass es z. B. als Einsteckventil verwendet werden kann. Fig. 5 zeigt

auch noch einen Federteller 170, der an der Schraube 160 befestigt ist, und wodurch die Feder 110 am Ventilgehäuse fixiert wird. Mit einer Schraube 190 wird eine druckdichte Abdichtung 180 (Seal-Lock) des Ventilgehäuses bereitgestellt.

[0037] Fig. 5 zeigt eine konkrete Ausführung, mit der alle Funktionen, die in Verbindung mit Fig. 4 beschrieben wurden, realisiert werden können. Insbesondere weist das Ventil von Fig. 5 eine 2-stufige Charakteristik auf. Gleiche Bezugszeichen in den Figuren 4 und 5 bedeutet, dass diese Elemente die gleiche Funktion ausüben. Die Erläuterungen zu den Fig. 4 und 5 sind deshalb als sich gegenseitig ergänzend aufzufassen und können frei kombiniert werden.

Patentansprüche

1. Sitzventil (100) mit einem Steuerkolben (120) zur Unterbrechung einer Verbindung zwischen einem Eingang (E) und einem Ausgang (A), wobei der Eingang (E) zum Anschluss an eine Druckleitung (P) und der Ausgang (A) zum Anschluss an eine Leitung mit niedrigerem Druck als dem Druck in der Druckleitung (P) vorgesehen ist, wobei ein erster Druck der Druckleitung (P) auf eine erste Beaufschlagungsfläche (F1) des Steuerkolbens (120) und wobei ein zweiter Druck in einer Steuerleitung (LS) auf eine zweite Beaufschlagungsfläche (F2) des Steuerkolbens (120) in entgegengesetzter Richtung zur Kraftwirkung auf die erste Beaufschlagungsfläche (F1) wirkt, und wobei die erste und zweite Beaufschlagungsfläche (F1, F2) unterschiedlich groß sind, **dadurch gekennzeichnet, dass** ein erster Kanal (130) im Sitzventil (100) vorgesehen ist, der den ersten Druck der Druckleitung (P) auf eine dritte Beaufschlagungsfläche (F3), die der ersten Beaufschlagungsfläche (F1) gegenüberliegt, lenkt, und dass ein zweiter Kanal (140) im Sitzventil (100) vorgesehen ist, der in einem offenen Zustand des Sitzventils (100) den ersten Druck aus der Druckleitung (P) auf die zweite Beaufschlagungsfläche (F2) lenkt.
2. Sitzventil (100) nach Anspruch 1, worin die erste Beaufschlagungsfläche (F1) größer als die zweite Beaufschlagungsfläche (F2) ist.
3. Sitzventil (100) nach Anspruch 1 oder 2, worin die erste Beaufschlagungsfläche (F1) größer als die dritte Beaufschlagungsfläche (F3) ist.
4. Sitzventil (100) nach zumindest einem der Ansprüche 1 bis 3, worin der erste Kanal (130) und der zweite Kanal (140) in dem Steuerkolben (120) ausgebildet sind.
5. Sitzventil (100) nach zumindest einem der Ansprü-

che 1 bis 4, worin Schließkanten (200) des Steuerkolbens (120) so ausgebildet sind, dass sich der Durchgangsquerschnitt zwischen Eingang (E) und Ausgang (A) in Abhängigkeit von einer Druckdifferenz zwischen dem ersten Druck der Druckleitung (P) und dem zweiten Druck in der Steuerleitung (LS) gemäß einer vorgegebenen Charakteristik kontinuierlich ändern kann.

6. Sitzventil (100) nach zumindest einem der Ansprüche 4 bis 5, worin der erste Kanal (130) eine erste Bohrung durch Steuerkolben (120) parallel zu einer Bewegungsrichtung des Steuerkolbens (120) ist.
7. Sitzventil (100) nach zumindest einem der Ansprüche 4 bis 6, worin der zweite Kanal (140) eine zweite Bohrung schräg oder senkrecht zur Bewegungsrichtung des Steuerkolbens (120) ist, die eine Seitenwand des Steuerkolbens (120) durchbricht.
8. Sitzventil (100) nach zumindest einem der Ansprüche 4 bis 7, der Steuerkolben (120) durch eine Feder (110) in Schließrichtung vorgespannt ist.
9. Sitzventil (100) nach Anspruch 8, worin die Federkraft der Feder (110) so ausgelegt ist, dass sie Reibungskräfte kompensiert.
10. Sitzventil (100) nach zumindest einem der Ansprüche 1 bis 9, wobei die erste, zweite und dritte Beaufschlagungsfläche (F1, F2, F3) einer entsprechenden ersten, zweiten und dritten Druckkammer (F1A, F2A, F3A) im Innern des Sitzventil (100) zugeordnet sind, wobei die erste und dritte Druckkammer (F1A, F3A) fluidisch durch den ersten Kanal (130) miteinander verbunden sind.
11. Sitzventil (100) nach Anspruch 10, worin die zweite Druckkammer (F2A) im Sitzventil (100) so angeordnet ist, dass sich der zweite Kanal (140) auf die zweite Druckkammer (F2A) zubewegt, wenn sich der Durchgang zwischen Eingang (E) und Ausgang (A) öffnet.
12. Sitzventil (100) nach Anspruch 11, worin der zweite Kanal (140) im Steuerkolben (120) so angeordnet ist, dass er eine Verbindung zwischen der zweiten Druckkammer (F2A) und der ersten oder dritten Druckkammer (F1A, F3A) herstellt, wenn der Steuerkolben (120) mindestens 70 % der maximalen Hubbewegung in Öffnungsrichtung erreicht, wobei bei maximaler Hubbewegung der Durchgang zwischen Eingang (E) und Ausgang (A) vollständig geöffnet ist.

Claims

1. Seating valve (100) with a control piston (120) for breaking a connection between an input (E) and an output (A), wherein the input (E) is provided for connection to a pressure line (P) and the output (A) is provided for connection to a line with lower pressure than the pressure in the pressure line (P), wherein a first pressure of the pressure line (P) acts on a first actuation area (F1) of the control piston (120) and wherein a second pressure in a control line (LS) acts on a second actuation area (F2) of the control piston (120) in the opposite direction to the action of force on the first actuation area (F1), and wherein the first and second actuation area (F1, F2) are of different sizes,
characterized in that
a first channel (130) is provided in the seating valve (100), which channel directs the first pressure of the pressure line (P) onto a third actuation area (F3), which lies opposite the first actuation area (F1), and that
a second channel (140) is provided in the seating valve (100), which channel in an open condition of the seating valve (100) directs the first pressure from the pressure line (P) onto the second actuation area (F2).
2. Seating valve (100) according to claim 1, wherein the first actuation area (F1) is larger than the second actuation area (F2).
3. Seating valve (100) according to claim 1 or 2, wherein the first actuation area (F1) is larger than the third actuation area (F3).
4. Seating valve (100) according to at least one of claims 1 through 3, wherein the first channel (130) and the second channel (140) are embodied in the control piston (120).
5. Seating valve (100) according to at least one of claims 1 through 4, wherein closing edges (200) of the control piston (120) are embodied such that the passage cross section between input (E) and output (A) can change continuously depending on a pressure difference between the first pressure of the pressure line (P) and the second pressure in the control line (LS) according to predetermined characteristics.
6. Seating valve (100) according to at least one of claims 4 through 5, wherein the first channel (130) is a first bore through-control piston (120) parallel to a direction of travel of the control piston (120).
7. Seating valve (100) according to at least one of claims 4 through 6, wherein the second channel

(140) is a second bore inclined or perpendicular to the direction of travel of the control piston (120), which bore pierces a side wall of the control piston (120).

8. Seating valve (100) according to at least one of claims 4 through 7, the control piston (120) is pre-stressed by a spring (110) in the closing direction.
9. Seating valve (100) according to claim 8, wherein the spring force of the spring (110) is designed such that it compensates for friction forces.
10. Seating valve (100) according to at least one of claims 1 through 9, wherein the first, second and third actuation area (F1, F2, F3) are assigned to a corresponding first, second and third pressure chamber (F1A, F2A, F3A) in the interior of the seating valve (100), wherein the first and third pressure chamber (F1A, F3A) are fluidically connected to one another by the first channel (130).
11. Seating valve (100) according to claim 10, wherein the second pressure chamber (F2A) in the seating valve (100) is arranged such that the second channel (140) moves towards the second pressure chamber (F2A) when the passage between input (E) and output (A) opens.
12. Seating valve (100) according to claim 11, wherein the second channel (140) in the control piston (120) is arranged such that it produces a connection between the second pressure chamber (F2A) and the first or third pressure chamber (F1A, F3A) when the control piston (120) achieves at least 70% of the maximum lifting motion in the opening direction, wherein with maximum lifting motion the passage between input (E) and output (A) is completely opened.

Revendications

1. Soupape à siège (100) comprenant un piston de commande (120) pour interrompre une liaison entre une entrée (E) et une sortie (A), soupape dans laquelle l'entrée (E) est prévue pour le raccordement à une conduite sous pression (P) et la sortie (A) est prévue pour le raccordement à une conduite sous pression plus basse que la pression dans la conduite (P), une première pression de la conduite sous pression (P) agit sur une première surface de sollicitation (F1) du piston de commande (120) et une seconde pression dans une conduite pilote (LS) agit sur une deuxième surface de sollicitation (F2) du piston de commande (120) dans la direction opposée à l'effet dynamique sur la première surface de sollicitation (F1), et la première et la deuxième surfaces de sol-

licitation (F1, F2) sont de dimension différente,

caractérisée en ce que

un premier canal (130) est prévu dans la soupape à siège (100), lequel dirige la première pression de la conduite sous pression (P) sur une troisième surface de sollicitation (F3), qui est en vis-à-vis de la première surface de sollicitation (F1), et que un second canal (140) est prévu dans la soupape à siège (100), lequel dirige, dans un état d'ouverture de la soupape à siège (100), la première pression de la conduite sous pression (P) sur la deuxième surface de sollicitation (F2).

2. Soupape à siège (100) suivant la revendication 1, dans laquelle la première surface de sollicitation (F1) est plus grande que la deuxième surface de sollicitation (F2).
3. Soupape à siège (100) suivant l'une des revendications 1 et 2, dans laquelle la première surface de sollicitation (F1) est plus grande que la troisième surface de sollicitation (F3).
4. Soupape à siège (100) suivant l'une au moins des revendications 1 à 3, dans laquelle le premier canal (130) et le second canal (140) sont réalisés dans le piston de commande (120).
5. Soupape à siège (100) suivant l'une au moins des revendications 1 à 4, dans laquelle des arêtes de fermeture (200) du piston de commande (120) sont réalisées de sorte que la section transversale de passage entre l'entrée (E) et la sortie (A) peut être modifiée en continu, suivant une caractéristique prédéfinie, en fonction d'une différence de pression entre la première pression de la conduite sous pression (P) et la seconde pression dans la conduite pilote (LS).
6. Soupape à siège (100) suivant l'une au moins des revendications 4 et 5, dans laquelle le premier canal (130) est un premier alésage au travers du piston de commande (120) parallèlement à une direction de déplacement du piston de commande (120).
7. Soupape à siège (100) suivant l'une au moins des revendications 4 à 6, dans laquelle le second canal (140) est un second alésage oblique ou perpendiculaire à la direction de déplacement du piston de commande (120), lequel alésage perce une paroi latérale du piston de commande (120).
8. Soupape à siège (100) suivant l'une au moins des revendications 4 à 7, dans laquelle le piston de commande (120) est précontraint par un ressort (110) dans la direction de fermeture.
9. Soupape à siège (100) suivant la revendication 8,

dans laquelle la force du ressort (110) est conçue de sorte qu'elle compense des forces de frottement.

10. Soupape à siège (100) suivant l'une au moins des revendications 1 à 9, dans laquelle la première, la deuxième et la troisième surfaces de sollicitation (F1, F2, F3) sont associées à un premier, deuxième et troisième compartiments de pression (F1A, F2A, F3A) correspondants à l'intérieur de la soupape à siège (100), le premier et le troisième compartiments de pression (F1A, F3A) étant en liaison fluïdique mutuelle par le premier canal (130). 5
10
11. Soupape à siège (100) suivant la revendication 10, dans laquelle le deuxième compartiment de pression (F2A) est disposé dans la soupape à siège (100) de sorte que le second canal (140) se déplace sur le deuxième compartiment de pression (F2A), lorsque le passage entre l'entrée (E) et la sortie (A) s'ouvre. 15
20
12. Soupape à siège (100) suivant la revendication 11, dans laquelle le second canal (140) est disposé dans le piston de commande (120) de sorte qu'il crée une liaison entre le deuxième compartiment de pression (F2A) et le premier ou le troisième compartiment de pression (F1A, F3A), lorsque le piston de commande (120) atteint au moins 70% de la course maximale dans la direction d'ouverture, le passage entre l'entrée (E) et la sortie (A) étant totalement ouvert en position de course maximale. 25
30

35

40

45

50

55

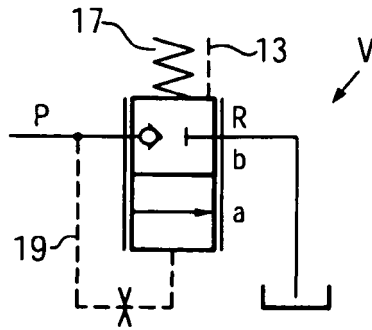


FIG. 1

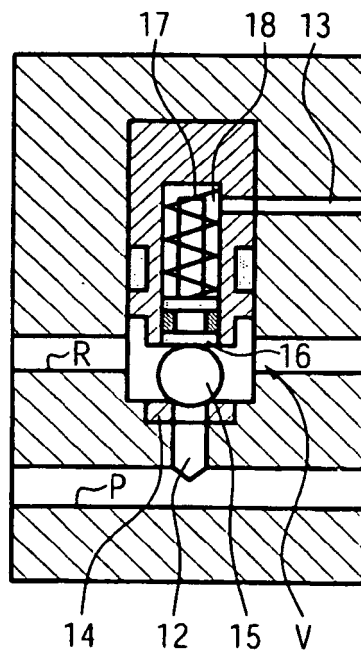


FIG. 2

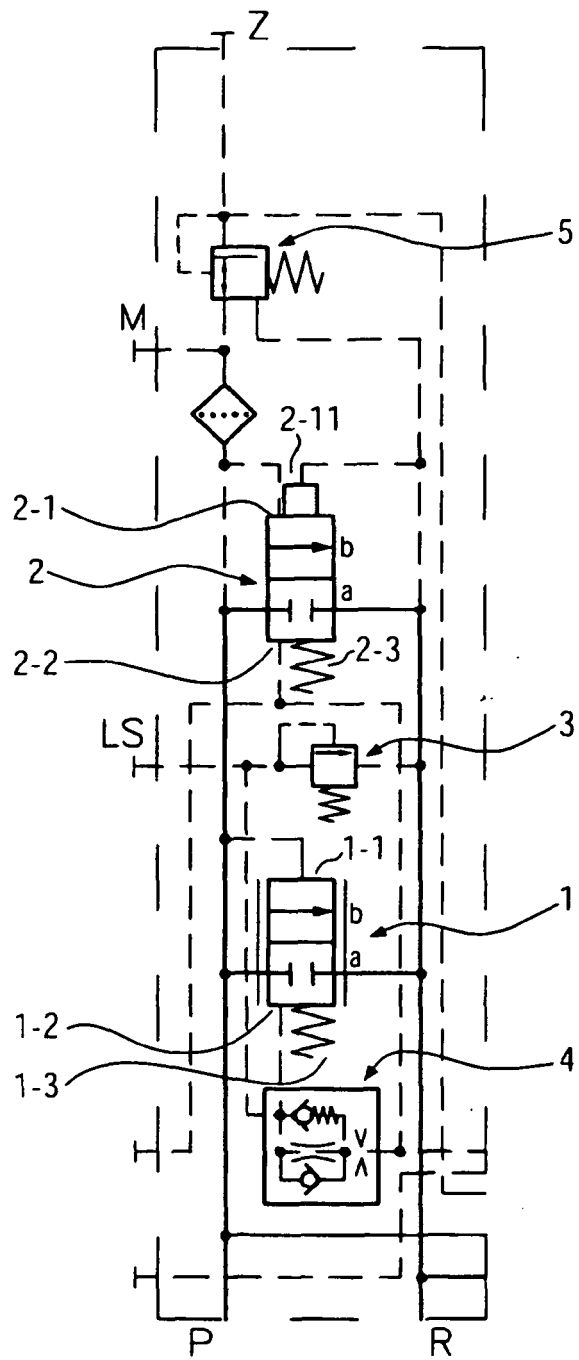


FIG. 3

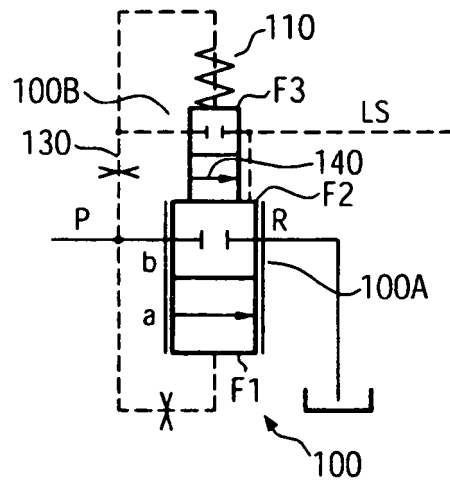


FIG. 4

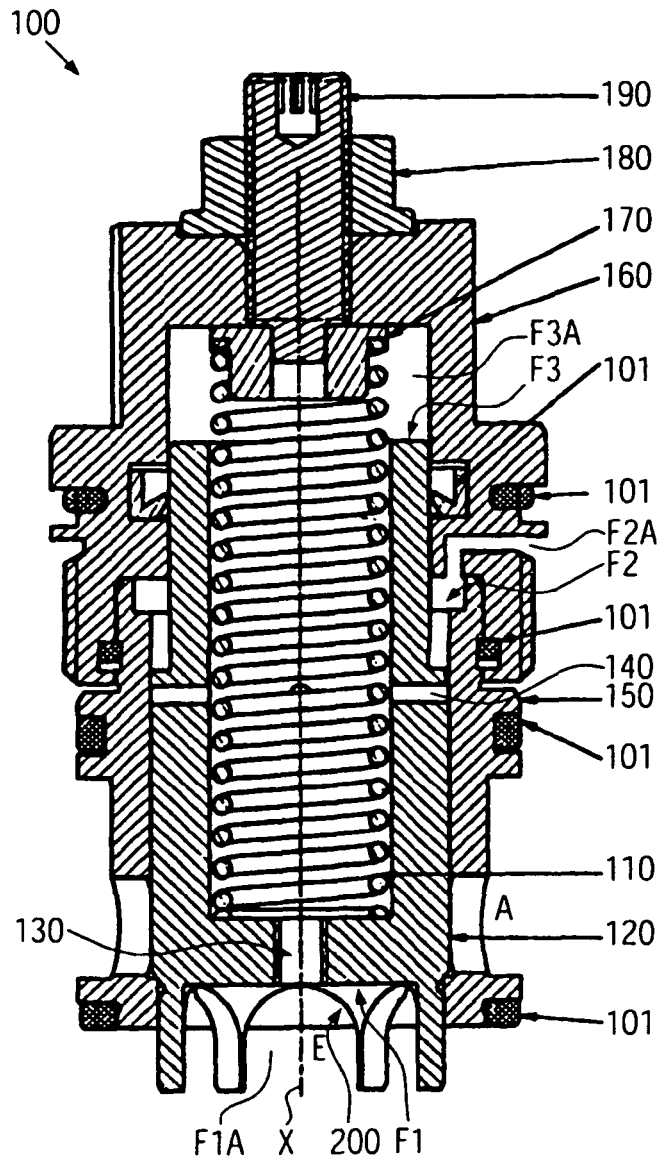


FIG. 5

IN DER BESCHREIBUNG AUFGEFÜHRTE DOKUMENTE

Diese Liste der vom Anmelder aufgeführten Dokumente wurde ausschließlich zur Information des Lesers aufgenommen und ist nicht Bestandteil des europäischen Patentdokumentes. Sie wurde mit größter Sorgfalt zusammengestellt; das EPA übernimmt jedoch keinerlei Haftung für etwaige Fehler oder Auslassungen.

In der Beschreibung aufgeführte Patentdokumente

- EP 0965763 A [0006]