



⑫ **EUROPÄISCHE PATENTSCHRIFT**

④⑤ Veröffentlichungstag der Patentschrift :
25.08.93 Patentblatt 93/34

⑤① Int. Cl.⁵ : **F16K 17/04**

②① Anmeldenummer : **90123224.9**

②② Anmeldetag : **04.12.90**

⑤④ **Sitzventil.**

③① Priorität : **17.01.90 DE 4001197**

④③ Veröffentlichungstag der Anmeldung :
24.07.91 Patentblatt 91/30

④⑤ Bekanntmachung des Hinweises auf die
Patenterteilung :
25.08.93 Patentblatt 93/34

⑧④ Benannte Vertragsstaaten :
AT BE CH DE DK ES FR GB GR IT LI LU NL SE

⑤⑥ Entgegenhaltungen :
EP-A- 0 376 115
DE-A- 3 402 110
GB-A- 2 213 913
vorbenutztes Sitzventil der Firma Heilmeyer,
Weinlein in München, Typ MV, Baugruppe 4

⑦③ Patentinhaber : **HEILMEIER & WEINLEIN**
Fabrik für Oel-Hydraulik GmbH & Co. KG
Postfach 80 08 04
D-81608 München (DE)

⑦② Erfinder : **Brunner, Rudolf**
Wankstrasse 23
W-8011 Baldham (DE)

⑦④ Vertreter : **Patentanwälte Grünecker,**
Kinkeldey, Stockmair & Partner
Maximilianstrasse 58
D-80538 München (DE)

EP 0 437 717 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

Die Erfindung betrifft ein Sitzventil der im Oberbegriff des Patentanspruchs 1 angegebenen Art.

Derartige Sitzventile sind in der Praxis durch die seit Jahren verkauften Typen MV, MVS, MVE, MVP und DMV, Baugruppe 4, der Fa. Heilmeier & Weinlein, 8 München 80, bekannt. Sie werden als Druckbegrenzungsventil, als Sicherheitsventil, als Druckminderventil und dgl. benutzt. Im ersten Druckmittelkanal steht der zu regelnde Druck an, während der zweite Druckmittelkanal, z.B. zu einer Tankleitung führt. Mit der Einstellung der Vorspannung der Feder wird die Druckgrenze bestimmt, an der das Ventilverglied vom Ventilsitz abhebt und Druckmittel abströmen läßt. Sofern der zweite Druckmittelkanal drucklos oder nahezu drucklos ist, spricht das Sitzventil ordnungsgemäß an. Wenn jedoch der Druck im zweiten Druckmittelkanal aus irgendwelchen Gründen ansteigt, etwa weil der zweite Druckmittelkanal an eine Arbeitsleitung angeschlossen ist, addiert sich der Druck im zweiten Druckmittelkanal zur von der Feder erzeugten Schließkraft, so daß die Druckgrenze unkontrolliert steigt, bei der das Sitzventil anspricht. Gerade bei einer Verwendung solcher Sitzventile als Lasthalteventile ist dies ein unerwünschter Nachteil, der es erfordert, den Verbraucher und das System so auszuliegen, daß die beim Aufaddieren steigende Druckgrenze verkraftet wird. Grundsätzlich sind Sitzventile mit ihren einfachen Ventilvergliedern kostengünstig, kleinbauend und funktionssicher, so daß man bestrebt ist, sie für eine möglichst große Palette an Anwendungsfällen einsetzen zu können. Der vorerwähnte Aufaddierungseffekt begrenzt jedoch die Zahl der Einsatzmöglichkeiten für Sitzventile.

Bei einem in der EP-A1-0 376 115 mit älterem Zeitrang vorgeschlagenen Sicherheits-Wechselventil ist eine Eliminationsvorrichtung für den Federschließdruck vorgesehen, die beim Abheben des Ventilvergiedes vom Ventilsitz schlagartig den Federschließdruck beseitigt, damit das Ventilverglied auf einen zweiten Sitz gelangt und die Verbindung zu einer Entlastungsleitung absperert. Bei auf den Ventilsitz angedrücktem Ventilverglied ist die Eliminationsvorrichtung unwirksam, weil ihr Kolben auf beiden Seiten dem Druck in der Entlastungsleitung ausgesetzt ist. Eine Drucksteigerung in der Entlastungsleitung addiert sich bei auf dem Ventilsitz aufliegendem Ventilverglied dem Federschließdruck auf.

Bei einem aus der DE-A1-34 02 110 bekannten, hydraulischen sperrbaren Rückschlagventil drückt die Schließfeder zusammen mit dem Lastdruck das Ventilverglied auf den Ventilsitz. Ein Druckausgleichskolben in einer der Schließfeder abgewandten Steuerkammer wird in Öffnungsrichtung des Ventilvergiedes auf einer Beaufschlagungsfläche mit dem Lastdruck belastet, die der dem Lastdruck in Schließrichtung ausgesetzten Beaufschlagungsfläche des Ventilvergiedes gleich ist. Auf diese Weise wird der Lastdruck kompensiert, ohne die Schließkraft der Schließfeder zu beeinflussen. Die Aufsteuerkraft bleibt unabhängig von Lastdruckschwankungen konstant. Das Rückschlagventil spricht nicht an einer eingestellten Grenze des Lastdruckes an. Eine Drucksteigerung in der Ablaufleitung wirkt auf das Ventilverglied in Öffnungsrichtung und verändert die Schließkraft.

Der Erfindung liegt die Aufgabe zugrunde, ein Sitzventil der eingangs genannten Gattung so zu verbessern, daß der Aufaddierungseffekt vermieden wird.

Die gestellte Aufgabe wird auf baulich einfache Weise mit den im kennzeichnenden Teil des Patentanspruchs 1 angegebenen Merkmalen gelöst.

Aus baulichen und physikalischen Gründen läßt sich die Wirkung des im zweiten Druckmittelkanal herrschenden Drucks auf das auf den Ventilsitz gedrückte Ventilverglied nicht vermeiden. Jedoch wird durch die Reduktion des Federschließdrucks die mit steigendem Druck steigende hydraulische Schließkraft am Ventilverglied durch die Entlastung der Feder so kompensiert oder weitgehend so kompensiert, daß der Aufaddierungseffekt unterbleibt. Das Sitzventil spricht unabhängig oder nahezu unabhängig vom Druck im zweiten Druckmittelkanal an. Der Aufbau des Sitzventils bleibt einfach und kostengünstig, weil im wesentlichen alle bisher üblichen Komponenten benutzt werden. Es kommt nur die einfach in das Sitzventil integrierbare Reduziervorrichtung hinzu. Auf vorteilhafte Weise wird die Palette der Anwendungsmöglichkeiten solcher Sitzventile vergrößert.

Es ist zwar aus Bl. 30 eines zum Stand der Technik gehörenden Prospekts der Firma Fluid-Controls, ein Senkbrems-Sperrventil mit der Typenbezeichnung 1 EXP 65 83 bekannt, bei dem der Einfluß eines variablen Drucks im zweiten Druckmittelkanal auf das Öffnungsverhalten des Ventils dadurch eliminiert wird, daß das Ventilverglied als komplizierter, großbauender und arbeitstechnisch anspruchsvoller Differential-Hülsekolben ausgebildet wird, der in ein aufwendiges und großbauendes Gehäuse so eingesetzt ist, daß er druckausgeglichen ist. Solche aufwendigen Ventile sind u.a. wegen ihrer Baugröße vor allem für große Durchflußmengen sinnvoll. Mit einfachen, kleinbauenden Sitzventilen sind diese Ventile nicht vergleichbar. Ferner wird bei ihnen der Einfluß des variablen Drucks im zweiten Druckmittelkanal durch eine besondere Konstruktion des Ventilvergiedes und des Gehäuses erreicht, ohne die Feder einzubeziehen.

Eine zweckmäßige und baulich einfache Ausführungsform geht aus Anspruch 2 hervor. Der Kolben läßt sich mit geringem baulichen Aufwand so unterbringen, daß er automatisch und in Abhängigkeit vom jeweils

im zweiten Druckmittelkanal herrschenden Druck die Feder mechanisch so entlastet, wie der Druck das Ventilglied auf den Ventilsitz preßt. Auf diese Weise übernimmt der variable Druck im zweiten Druckmittelkanal zunehmend die Funktion der Feder, die gleichzeitig von dieser Funktion durch die Reduziervorrichtung, zumindest weitestgehend, freigestellt wird.

5 Zweckmäßig ist die Ausführungsform von Anspruch 3, weil der Kolben die Feder im gleichen Maße entlastet, wie der Druck das Ventilglied auf den Ventilsitz drückt. Das Sitzventil arbeitet stets so, als ob der zweite Druckmittelkanal drucklos wäre.

Alternativ dazu kann auch die Ausführungsform gemäß Anspruch 4 zweckmäßig sein, weil bei diesem Untermaß des Kolbens eine Restkraft der Feder wirksam bleibt, die die mechanische Funktion des Sitzventils sicherstellt. Wichtig ist diese Maßnahme auch für eine einwandfreie Führung und Halterung des Ventilgliedes, das sonst unerwünschte Eigenbewegungen ausführen könnte, wenn die Feder bei Ansteigen des Drucks im zweiten Druckmittelkanal schnell gespannt wird.

Eine weitere, besonders zweckmäßige Ausführungsform geht aus Anspruch 5 hervor. Der Kolben entlastet die Feder über die Zugstange, die an dem am Ventilglied angreifenden Federwiderlager befestigt ist.

15 Baulich einfach und strömungsgünstig ist ferner die Ausführungsform gemäß Anspruch 6, weil der Kolben entfernt vom direkten Arbeitsbereich des Ventilgliedes liegt und die Strömung nicht beeinträchtigt.

Im Hinblick auf die Funktionssicherheit und den einfachen sowie platzsparenden Aufbau ist die Ausführungsform gemäß Anspruch 7 zweckmäßig.

20 Ein weiterer, wichtiger Gedanke ist in Anspruch 8 enthalten. Das Flüssigkeitssperrelement stellt sicher, daß nicht von der Außenumgebung Wasser oder andere schädliche Medien in den Zylinderraum gelangen und die Funktion des Kolbens beeinträchtigen. Das Flüssigkeits-Sperrelement kann dabei im Zylinderraum, zwischen dem Zylinderraum und der äußeren Umgebung im Gehäuse des Sitzventils oder auch an der Außenseite des Gehäuses des Sitzventils angeordnet sein. Ist das Flüssigkeits-Sperrelement ein poröser Einsatz, z.B. aus Sintermaterial, dann kann die Luft ungehindert in beiden Richtungen durchgehen, während Flüssigkeit oder andere schädliche Medien zurückgehalten werden.

25 Eine weitere, vorteilhafte Ausführungsform mit axialer Durchströmung des Sitzventils geht aus Anspruch 9 hervor. Bei dieser Ausführungsform bleibt das Grundkonzept bereits bewährter Sitzventile erhalten. Es brauchen nur der Einsatz baulich entsprechend angepaßt und der Kolben an der Zugstange befestigt zu werden.

Schließlich ist die Ausführungsform von Anspruch 10 vorteilhaft, weil das Sitzventil hier in der Funktion 30 als Lasthalteventil den Anforderungen gerecht wird, die einerseits die Durchströmung in beiden Richtungen und andererseits das Ausschleifen eines Aufaddierungs-Effektes betrifft. Von besonderer Bedeutung ist dabei das Abbauen von Druckstößen seitens des Verbrauchers. Zu diesem Zweck ist das Schockventil vorgesehen. Allerdings ist es dafür erforderlich, daß das Lasthalteventil den abzubauenen Druck ohne den Aufaddierungs-Effekt zum Schockventil gelangen läßt. Tritt ein Druckstoß auf, dann spricht wegen der Reduziervorrichtung für die Feder des Ventilgliedes das Sitzventil bei der eingestellten Druckgrenze an und läßt den Druck zum Schockventil durch, unabhängig davon, wie hoch der Druck im zweiten Druckmittelkanal gerade ist. Speziell bei einem Schiebersteuerventil mit geschlossener Neutralstellung könnte nämlich das Druckmittel zwischen dem Sitzventil und dem Schiebersteuerventil nicht abströmen, so daß das Ventilglied mit hoher Kraft geschlossen bliebe. Die Reduziervorrichtung stellt aber sicher, daß das Sitzventil ordnungsgemäß anspricht und das 40 Schockventil den Druckstoß abbauen kann.

Anhand der Zeichnung werden Ausführungsformen des Erfindungsgegenstandes erläutert. Es zeigen:

- Fig. 1 eine Schemadarstellung eines konventionellen gattungsgemäßen Sitzventils, das mit den Nachteil des Aufaddierungs-Effektes behaftet ist,
- Fig. 2 eine Schema eines erfindungsgemäß ausgebildeten Sitzventils ohne den schädlichen Aufaddierungs-Effekt,
- 45 Fig. 3 eine hydraulische Steuervorrichtung, in der ein erfindungsgemäßes Sitzventil als Lasthalteventil enthalten ist,
- Fig. 4 einen Längsschnitt durch eine konkrete Ausführungsform eines Sitzventils mit Lasthaltefunktion, und
- 50 Fig. 5 eine weitere Ausführungsform, ähnlich der von Fig. 4.

Ein Sitzventil S konventioneller gattungsgemäßer Bauart gemäß Fig. 1 enthält in einem nicht näher gezeigten Gehäuse einen Ventilsitz O, auf den ein Ventilglied V durch eine Feder C gepreßt wird. Zum Ventilsitz O führt ein erster Druckmittelkanal K1, der den Druck P führt. Die Feder C ist in einer Gehäusekammer R angeordnet, an die ein zweiter Druckmittelkanal K2 angeschlossen ist, der einen Druck p hat. Von der Kammer R zweigt ggfs. ein dritter Druckmittelkanal K3 zu einem Sicherheits- oder Schockventil B ab, das einen Ansprechdruck P' hat, der beispielsweise größer ist, als der normale Druck P. Der Ventilsitz O hat eine Querschnittsfläche f, die der Fläche entspricht, auf der am Ventilglied V die Drücke P und p in zueinander entgegengesetzten Richtungen wirken.

Durch f und die Kraft der Feder C wird der Druckwert von P bestimmt, d.h. die Druckgrenze, an der das Sitzventil S anspricht. Ist der Druck p gleich Null, dann wird das Ventiltglied V bei Erreichen des Drucks P abgehoben. Der Druck P bleibt auf einen Wert begrenzt, der der Kraft der Feder C entspricht. Steigt jedoch aus irgendeinem Grund p auf einen Wert größer als Null, dann beaufschlagt dieser Druck die Fläche f des Ventiltgliedes in Schließrichtung zusätzlich zur Kraft der Feder C . Dies bedeutet, daß das Sitzventil dann nicht mehr beim eingestellten Druck P anspricht, sondern erst bei einem höheren Druck. Dieser Aufaddierungs-Effekt ist dann unzumutbar, wenn P eingehalten werden muß.

Das Schockventil B dient beispielsweise zum Abbauen eines Druckstoßes im Druckmittelkanal $K2$. Der Druckstoß wird nur dann ordnungsgemäß abgebaut, wenn p gleich Null ist. Dann hebt nämlich das Ventiltglied V beim Druck P ab und läßt das Schockventil in vorbestimmter Weise zum Ansprechen kommen. Ist jedoch der Druck p aus irgendeinem Grund größer als Null, dann hebt das Ventiltglied V nicht beim Druck P vom Ventilsitz O ab, sondern erst bei einem ggfs. wesentlich höheren Druck. Das Schockventil B kommt nicht in der vorbestimmten Weise zum Ansprechen.

Bei einem in Fig. 2 schematisch gezeigten Sitzventil $S1$ gemäß der Erfindung wird der vorerwähnte Aufaddierungs-Effekt auf baulich einfache Weise eliminiert. Den in Fig. 1 entsprechenden Komponenten wurden in Fig. 2 dieselben Bezugszeichen gegeben. Zusätzlich enthält das Sitzventil $S1$ eine Entlastungsvorrichtung E für die das Ventiltglied V beaufschlagende Feder C . In der einfachsten Form besteht die Entlastungsvorrichtung E aus einem Kolben T mit einer Beaufschlagungsfläche f' , die der Beaufschlagungsfläche des Ventiltgliedes V entspricht oder nur geringfügig davon abweicht. Der Kolben T ist zwischen das Ventiltglied V und die Feder C eingeordnet, wobei die Feder C in einer Nebenkammer R' sitzt, die zur Atmosphäre A entlastet ist.

Mit dieser Ausbildung wird erreicht, daß das Sitzventil $S1$ unabhängig vom Druck p beim eingestellten Druck P anspricht. Ist der Druck p größer als Null, dann wird nämlich der Kolben T in Öffnungsrichtung des Ventiltgliedes V beaufschlagt und die Feder C in dem Maße verformt und relativ zum Ventiltglied V entlastet, wie der Druck p das Ventiltglied V in Schließrichtung auf den Ventilsitz O drückt.

Zweckmäßigerweise ist die Fläche f' des Kolbens T gleich der Fläche f des Ventiltgliedes V bzw. des Ventilsitzes O , damit sich der Druck p nicht störend auswirken kann. Um jedoch bei dem einfachen Aufbau des Sitzventils $S1$ die Führung des Ventiltgliedes V nicht zu gefährden, kann die Beaufschlagungsfläche des Kolbens T kleiner sein als die Beaufschlagungsfläche f des Ventiltgliedes V , z.B. um 10%.

Ist an die Kammer R über den dritten Druckmittelkanal $K3$ ein Schockventil B wie in Fig. 1 angeschlossen, dann wird dieses unabhängig vom Druck p zur Wirkung kommen.

In Fig. 3 ist das Sitzventil $S1$ als Lasthalteventil LHV in eine hydraulische Steuervorrichtung eingegliedert. Die Steuervorrichtung enthält ein schematisch angedeutetes Schiebersteuerventil D , vorzugsweise mit geschlossener Neutralstellung. Das in Fig. 2 angedeutete Schockventil B ist in das Schiebersteuerventil D eingegliedert, so daß es eine Verbindung zum Rücklauf herstellen kann. Das Schiebersteuerventil D dient zum Ansteuern eines Verbrauchers Z , hier beispielsweise eines doppelt wirkenden Hydraulikzylinders, der eine Last L zu bewegen hat. Zwei Leitungen $Z1$ und $Z2$ verbinden den Verbraucher Z mit dem Schiebersteuerventil D . In der Leitung $Z1$ ist das Sitzventil $S1$ eingeordnet, derart, daß der Verbraucher Z über die Leitung $Z1$ an den Ventilsitz O angeschlossen ist, während das Schiebersteuerventil D an die Kammer R angeschlossen ist. Im Sitzventil $S1$ ist die Entlastungsvorrichtung E enthalten. Ferner ist das Sitzventil $S1$ mit einem Rückschlagventil G , zweckmäßigerweise einem Plättchenrückschlagventil, versehen, das eine ungehinderte Durchströmung in Richtung vom Schiebersteuerventil D zum Verbraucher Z ermöglicht. Weiterhin ist eine hydraulische Entsperrvorrichtung F für das Sitzventil $S1$ vorgesehen, die durch den Ventilsitz O hindurch am Ventiltglied angreift und durch eine Vorsteuerleitung H beaufschlagt wird, die an die Leitung $Z2$ angeschlossen ist.

Vom Sitzventil $S1$ wird die Last L bis zu einem eingestellten Druck gehalten. Tritt ein Druckstoß auf, etwa weil die Last L in Richtung des Pfeiles eine zusätzliche Kraft erzeugt, dann wird der Überdruck über das Schockventil B abgebaut. Zum gesteuerten Bewegen des Verbrauchers Z nach links wird über das Schiebersteuerventil D in der Leitung $Z2$ Druck aufgebaut, der über die Hilfssteuerleitung H und die Entsperrvorrichtung F das Ventiltglied V vom Ventilsitz O so abhebt, daß eine bestimmte Bewegungsgeschwindigkeit eingehalten wird. Zum Bewegen des Verbrauchers Z entgegen der Last öffnet das Rückschlagventil G ; die Entsperrvorrichtung F braucht hierfür nicht zur Wirkung zu kommen.

Aus Fig. 4 ist eine konkretere Ausführungsform des Sitzventils $S1$ erkennbar, wobei wiederum dieselben Bezugszeichen wie in Fig. 2 für die entsprechenden Elemente benutzt werden.

Das Sitzventil $S1$ besitzt ein hülsenförmiges Gehäuse 1 mit einer Innenbohrung, in die ein Einsatz 2 eingeschraubt ist, der den zweiten Druckmittelkanal $K2$ als axiale Bohrung enthält. Ferner ist in den Einsatz 2 eine mittige Bohrung 3 eingebracht, die durch einen Stopfen 4 an einem Ende verschlossen ist. Aus der Bohrung 3 führt ein Entlastungsanschluß 5 zur Atmosphäre, der durch ein Flüssigkeitssperrelement 6 verschlossen ist. Ferner ist in das Gehäuse 1 ein hinteres Federwiderlager 7 eingeschraubt, das das dem Ventiltglied V abgewandte Ende 20 der Feder C , hier eine Schraubenfeder 21 , abstützt und die Vorspannung verändern läßt.

Das andere Ende 19 der Feder C sitzt auf einem Federwiderlager 8 auf, das auf dem als Kugel 11 ausgebildeten Ventilglied V aufsteht. Das Federwiderlager 8 ist mit einer Zugstange 9 verbunden, die in die Bohrung 3 ragt und dort den Kolben T, 10 trägt. Der Kolben T, 10 ist abgedichtet in der Bohrung 3 verschieblich, die einen Zylinderraum 22 definiert, der zur Kammer R hin offen ist.

Am unteren Ende des Gehäuses 1 ist ein weiterer Gehäuseteil 12 angeschraubt, der den als Einsatz 13 ausgebildeten Ventilsitz O enthält. Das dort angeordnete Rückschlagventil G ist ein Plättchenventil, bestehend aus einem ringscheibenförmigen Plättchen 14 und Durchgangskanälen 15 im Einsatz 13. Im Gehäuseteil 12 ist ferner die Entsperrvorrichtung F untergebracht, die einen Kolben 24 und einen Stößel 23 besitzt, der durch den Ventilsitz O direkt am Ventilsitz V angreift.

In Strömungsrichtung vom Druckmittelkanal K2 zum Druckmittelkanal K1 öffnet das Rückschlagventil G; das Druckmittel strömt relativ ungedrosselt durch. In der Gegenrichtung, d.h. in Strömungsrichtung vom Druckmittelkanal K1 zum Druckmittelkanal K2, schließt das Rückschlagventil G. Der Druck aus dem Druckmittelkanal K1 muß das Ventilglied V vom Ventilsitz O gegen die Kraft der Feder C abheben, wobei er eine durch die Kraft der Feder C bestimmte Druckhöhe erreichen muß, wenn die Entsperrvorrichtung F nicht betätigt wird. Öffnet hingegen die Entsperrvorrichtung F das Ventil V, O, dann strömt Druckmittel in dem Maß ab, wie dies durch die Ansteuerung des Kolbens 24 bewirkt wird. Der Kolben ist jeweils mit dem Druck in der Kammer R beaufschlagt. Über die Zugstange 9 und das Federwiderlager 8 entlastet er das Ventilglied V von der Feder C in dem Maß, wie der Druck in der Kammer R ansteigt.

Die alternative Ausführungsform des Sitzventils S1 gemäß Fig. 5, das wiederum ein Lasthalteventil LHV sein kann, enthält als Ventilglied V einen am Federwiderlager 8 anliegenden Kegel 16 mit einem in den Ventilsitz O eintauchenden Zylinder 17, in dem Blendenöffnungen 18 vorgesehen sind. Der Einsatz 13 ist hier etwas größer ausgebildet als in Fig. 4. Der Zylinder 17 mit den Blendenöffnungen 18 führt zu einem verbesserten Regelverhalten des Sitzventils S1. Im weiteren Aufbau entspricht das Sitzventil S1 dem Sitzventil S1 von Fig. 4, d.h. die Zugstange 9 trägt einen vom Druck in der Kammer R entgegen der Kraft der Feder C beaufschlagten Kolben, dessen andere Seite zur Atmosphäre entlastet ist.

Patentansprüche

1. Sitzventil (S1), insbesondere Lasthalteventil, mit einem in einer Gehäusekammer (R) durch eine Feder (C) gegen einen in einer Kammerwand angeordneten, kreisförmigen Ventilsitz (O) andrückbaren Ventilglied (V), mit einem an den Ventilsitz (O) angeschlossenen ersten Druckmittelkanal (K1) und mit einem an die Kammer (R) angeschlossenen zweiten Druckmittelkanal (K2), die durch den Ventilsitz (O) voneinander getrennt sind, wobei das Ventilglied (V) auf einer vom Durchmesser des Ventilsitzes (O) bestimmten Fläche (f) voll und in zueinander entgegengesetzten Richtungen mit den Drücken in den Druckmittelkanälen (K1, K2) beaufschlagbar ist,

dadurch gekennzeichnet,

daß in der Kammer (R) eine Reduziervorrichtung (E) für den Federschließdruck des Ventilgliedes (V) vorgesehen ist, die bei auf den Ventilsitz (O) gedrücktem Ventilglied (V) durch den im zweiten Druckmittelkanal (K2) und in der Kammer (R) herrschenden Druck betätigbar ist, und mit der der Federschließdruck in etwa in dem Maß reduzierbar ist, wie dieser Druck auf der Fläche (f) des Ventilgliedes (V) dieses auf den Ventilsitz (O) drückt.

2. Sitzventil nach Anspruch 1,

dadurch gekennzeichnet,

daß das eine das Ventilglied (V) beaufschlagende Ende (19) der Feder (C) mechanisch mit einem in Öffnungs- bzw. Schließrichtung des Ventilgliedes abgedichtet verschieblichen Kolben (T, 10) gekoppelt ist, der in Öffnungsrichtung des Ventilgliedes (V) mit dem Druck im zweiten Druckmittelkanal (K2) und in Schließrichtung des Ventilgliedes (V) mit Atmosphärendruck beaufschlagt ist.

3. Sitzventil nach Anspruch 2,

dadurch gekennzeichnet,

daß die Beaufschlagungsfläche des Kolbens der Beaufschlagungsfläche (f) des Ventilgliedes (V) am Ventilsitz (O) gleich ist.

4. Sitzventil nach Anspruch 2,

dadurch gekennzeichnet,

daß die Beaufschlagungsfläche des Kolbens kleiner als die Beaufschlagungsfläche (f) des Ventilgliedes

(V) ist, vorzugsweise um ca. 10 %.

5. Sitzventil nach Anspruch 2,
dadurch gekennzeichnet,
daß der Kolben an einer innerhalb der als Schraubenfeder (21) ausgebildeten Feder (C) angeordneten Zugstange (9) angebracht ist, und daß die Zugstange (9) mit einem am Ventilglied (V) anliegenden Federwiderlager (8) für das das Ventilglied (V) beaufschlagende eine Federende (19) verbunden ist.
6. Sitzventil nach einem der Ansprüche 1 bis 5,
dadurch gekennzeichnet,
daß die Zugstange (9) ein in der Kammer (R) angeordnetes Federwiderlager (7) für das andere Federende (20) durchsetzt und in einen zur Kammer (R) offenen Zylinderraum (22) ragt, in dem der Kolben abgedichtet verschieblich und der Kammer (R) abgewandt zur Atmosphäre entlastet ist.
7. Sitzventil nach einem der Ansprüche 1 bis 6,
dadurch gekennzeichnet,
daß das Ventilglied kugel- oder kegelförmig ist.
8. Sitzventil nach Anspruch 6,
dadurch gekennzeichnet,
daß ein Entlastungskanal (5) des Zylinderraumes (22) durch ein luftdurchlässiges Flüssigkeit-Sperrelement (6) verschlossen ist, worzugweise durch einen weichen O-Ring mit Rückschlagfunktion oder durch einen porösen Einsatz, z. B. aus Sintermaterial.
9. Sitzventil nach Anspruch 6,
dadurch gekennzeichnet,
daß der eine Druckmittelkanal (K2) in einem die Kammer (R) begrenzenden Einsatz (2) angeordnet ist, und daß der Zylinderraum (22) in diesem Einsatz (2) durch eine an der Kammer (R) abgewandten Ende mittels eines Stopfens (4) abgeschlossene Durchgangsbohrung (3) gebildet wird.
10. Sitzventil nach einem der Ansprüche 1 bis 9,
dadurch gekennzeichnet,
daß das Sitzventil (S1) als in Strömungsrichtung vom ersten (K1) zum zweiten Druckmittelkanal (K2) über den Ventilsitz (O) und in der entgegengesetzten Strömungsrichtung über ein paralleles Rückschlagventil (G) durchströmtes Lasthalteventil (LHV) mit einer durch den Ventilsitz (O) am Ventilglied (V) angreifenden Entsperrvorrichtung (F) ausgebildet und in einer hydraulischen Steuervorrichtung in einer Leitung (Z1) zwischen einem Verbraucher (Z) und einem an eine Druckmittelversorgung angeschlossenen Schiebersteuerventil (D) derart angeordnet ist, daß der an den Ventilsitz (O) angeschlossene erste Druckmittelkanal (K1) an das, vorzugsweise in Neutralstellung geschlossene, Schiebersteuerventil (D), der zweite Druckmittelkanal (K2) hingegen an den Verbraucher (Z) angeschlossen ist, daß die Entsperrvorrichtung (F) an eine weitere Verbraucherleitung (Z2) angeschlossen ist, und daß für die das Lasthalteventil enthaltende Leitung (Z1), vorzugsweise im Schiebersteuerventil (D), ein Schockventil (B) angeordnet ist.

Claims

1. Seat valve (S1), in particular load retention valve, having a valve element (V) which can be pressed by a spring (C) against a circular valve seat (O) arranged in a chamber wall in a housing chamber (R), having a first pressure medium passage (K1) connected to the valve seat (O) and having a second pressure medium passage (K2) connected to the chamber (R), which pressure medium passages are separated from one another by the valve seat (O), whereby the valve element (V) can be subjected fully and in mutually opposed directions to the pressures in the pressure medium passages (K1, K2) over an area (f) determined by the diameter of the valve seat (O), characterised in that a reducing device (E) for the spring closing pressure of the valve element (V) is provided in the chamber (R), which reducing device (E) can be actuated when the valve element (V) is pressed onto the valve seat (O) by the pressure present in the second pressure medium passage (K2) and in the chamber (R), and by means of which reducing device (E), the spring closing pressure is reduced approximately to the extent that this pressure on the surface (f) of the valve element (V) presses the latter onto the valve seat (O).

2. Seat valve according to Claim 1, characterised in that one end (19) of the spring (C) acting on the valve element (V) is mechanically coupled to a displaceable piston (T, 10) sealed in the opening and closing direction of the valve element, which piston is subjected to the pressure in the second pressure medium passage (K2) in the opening direction of the valve element (V) and is subjected to atmospheric pressure in the closing direction of the valve element (V).
3. Seat valve according to Claim 2, characterised in that the area of the piston subjected to pressure is equal to the area (f) subjected to pressure of the valve element (V) on the valve seat (O).
4. Seat valve according to Claim 2, characterised in that the area of the piston subjected to pressure is smaller than the area (f) subjected to pressure of the valve element (V), preferably by approximately 10%.
5. Seat valve according to Claim 2, characterised in that the piston is attached to a tie rod (9) arranged within the spring (C) configured as a helical spring (21) and that the tie rod (9) is connected to a spring support (B) for the one spring end (19) acting on the valve element (V), the spring support (8) being in contact with the valve element (V).
6. Seat valve according to one of Claims 1 to 5, characterised in that the tie rod (9) passes through a spring support (7) for the other spring end (20), the spring support (7) being arranged in the chamber (R), and protrudes into a cylinder space (22) open towards the chamber (R), in which cylinder space (22) the piston can be displaced so that it is sealed and is relieved to atmosphere in the direction facing away from the chamber (R).
7. Seat valve according to one of Claims 1 to 6, characterised in that the valve element is spherical or conical.
8. Seat valve according to Claim 6, characterised in that a relief passage (5) of the cylinder space (22) is closed by an air-permeable liquid shut-off element (6), preferably by a soft O-ring with non-return function or by a porous insert, for example in sintered material.
9. Seat valve according to Claim 6, characterised in that one pressure medium passage (K2) is arranged in an insert (2) bounding the chamber (R), and in that the cylinder space (22) in this insert (2) is formed by a passage hole (3) closed at the end facing away from the chamber (R) by means of a plug (4).
10. Seat valve according to one of Claims 1 to 9, characterised in that the seat valve (S1) is configured as a load retention valve (LHV) through which flow occurs by means of the valve seat (O) in the flow direction from the first (K1) to the second pressure medium passage (K2) and by means of a parallel non-return valve (G) in the opposite flow direction, the load retention valve (LHV) having a reset device (F) acting through the valve seat (O) on the valve element (V), and is arranged, in a hydraulic control device in a conduit (Z1) between a consumer unit (Z) and a spool control valve (D) connected to the pressure medium supply, in such a way that the first pressure medium passage (K1) connected to the valve seat (O) is connected to the spool control valve (D), which is preferably closed in the neutral position, the second pressure medium passage (K2) being, on the other hand, connected to the consumer unit (Z), that the reset device (F) is connected to a further consumer unit conduit (Z2), and that a shock valve (B) is arranged, preferably in the spool control valve (D), for the conduit (Z1) containing the load retention valve.

Revendications

1. Soupape à siège (S1), soupape de maintien de charge notamment, avec un organe de soupape (V) qui peut être pressé par un ressort (C), dans une chambre de cage (R), contre un siège de soupape (O) circulaire, disposé dans une paroi de la chambre, avec un premier conduit de fluide sous pression (K1), raccordé au siège de soupape (O), et avec un deuxième conduit de fluide sous pression (K2), raccordé à la chambre (R), ces deux conduits étant séparés l'un de l'autre par le siège de soupape (O), et l'organe de soupape (V) pouvant être totalement sollicité, dans les deux sens opposés, par les pressions régnant dans les conduits de fluide sous pression (K1, K2) sur une surface (f), définie par le diamètre du siège de soupape (O), caractérisée en ce qu'un dispositif de réduction (E) est prévu dans la chambre (R) pour la pression de fermeture du ressort de l'organe de soupape (V), ce dispositif pouvant être actionné, lorsque l'organe de soupape (V) est pressé sur le siège de soupape (O), par la pression régnant dans le deuxième conduit de fluide sous pression (K2) et dans la chambre (R), et permettant à peu près de réduire la pres-

sion de fermeture du ressort de la valeur dont cette pression, sur la surface (f) de l'organe de soupape (V), presse ce dernier sur le siège de soupape (O).

2. Soupape à siège suivant la revendication 1, caractérisée en ce qu'une extrémité (19) du ressort (C), sollicitant l'organe de soupape (V), est couplée mécaniquement à un piston (T, 10), mobile et étanche dans le sens d'ouverture et/ou de fermeture de l'organe de soupape, ce piston étant sollicité par la pression régnant dans le deuxième conduit de fluide sous pression (K2), dans le sens d'ouverture de l'organe de soupape (V), et par la pression atmosphérique, dans le sens de fermeture de l'organe de soupape (V).
3. Soupape à siège suivant la revendication 2, caractérisée en ce que la surface de sollicitation du piston est égale à la surface de sollicitation (f) de l'organe de soupape (V) sur le siège de soupape (O).
4. Soupape à siège suivant la revendication 2, caractérisée en ce que la surface de sollicitation du piston est inférieure à la surface de sollicitation (f) de l'organe de soupape (V), de 10% environ de préférence.
5. Soupape à siège suivant la revendication 2, caractérisée en ce que le piston est monté sur une barre de traction (9), disposée à l'intérieur du ressort (C), réalisé sous forme de ressort hélicoïdal (21), et en ce que la barre de traction (9) est reliée à une butée de ressort (8), s'appliquant sur l'organe de soupape (V), pour l'une des extrémités du ressort (19) sollicitant l'organe de soupape (V).
6. Soupape à siège suivant l'une quelconque des revendications 1 à 5, caractérisée en ce que la barre de traction (9) traverse une butée de ressort (7) disposée dans la chambre (R), pour l'autre extrémité du ressort (20), et pénètre dans un compartiment de cylindre (22) ouvert sur la chambre (R), dans lequel se déplace le piston, de manière étanche, et est détendu à l'atmosphère, à l'opposé de la chambre (R).
7. Soupape à siège suivant l'une quelconque des revendications 1 à 6, caractérisée en ce que l'organe de soupape est sphérique ou conique.
8. Soupape à siège suivant la revendication 6, caractérisée en ce qu'un conduit de détente (5) du compartiment de cylindre (22) est fermé par un élément de barrage du liquide (6) perméable à l'air, par un joint torique souple de préférence avec une fonction antiretour, ou par une garniture poreuse, en matériau fritté par exemple.
9. Soupape à siège suivant la revendication 6, caractérisée en ce que l'un des conduits de fluide sous pression (K2) est disposé dans une garniture (2), délimitant la chambre (R), et en ce que le compartiment de cylindre (22) est formé, dans cette garniture (2), par un trou de passage (3) fermé par un bouchon (4) sur l'extrémité opposée à la chambre (R).
10. Soupape à siège suivant l'une quelconque des revendications 1 à 9, caractérisée en ce que la soupape à siège (S1) est réalisée sous forme de soupape de maintien de charge (LHV), balayée par le fluide par l'intermédiaire du siège de soupape (O) dans le sens d'écoulement du premier conduit (K1) en direction du deuxième conduit de fluide sous pression (K2), et par l'intermédiaire d'un clapet antiretour parallèle (G) dans le sens d'écoulement opposé, avec un dispositif de déverrouillage (F) attaquant l'organe de soupape (V) par le siège de soupape (O), et est disposée, dans un dispositif de commande hydraulique, dans une conduite (Z1) entre un consommateur (Z) et un robinet-vanne (D), raccordé à une alimentation en fluide sous pression, de telle sorte que le premier conduit de fluide sous pression (K1), raccordé au siège de soupape (O), est relié au robinet-vanne (D), fermé en position neutre de préférence, le deuxième conduit de fluide sous pression (K2) étant en revanche relié au consommateur (Z), en ce que le dispositif de déverrouillage (F) est raccordé à une autre conduite de consommateur (Z2), et en ce qu'une soupape antichoc (B) est disposée pour la conduite (Z1) comportant la soupape de maintien de charge, dans le robinet-vanne (D) de préférence.

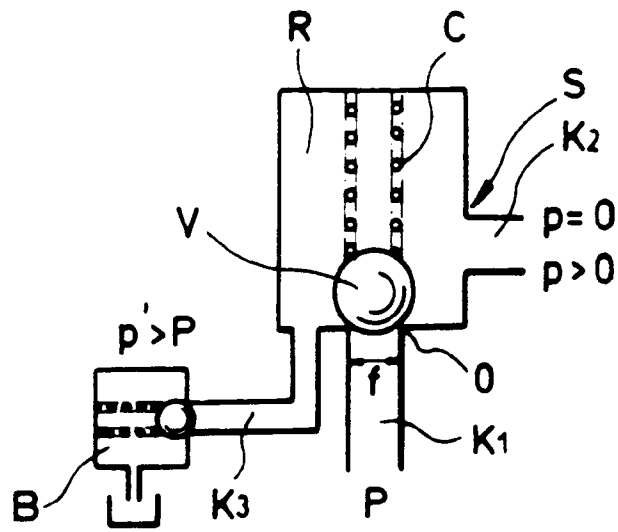


FIG.1

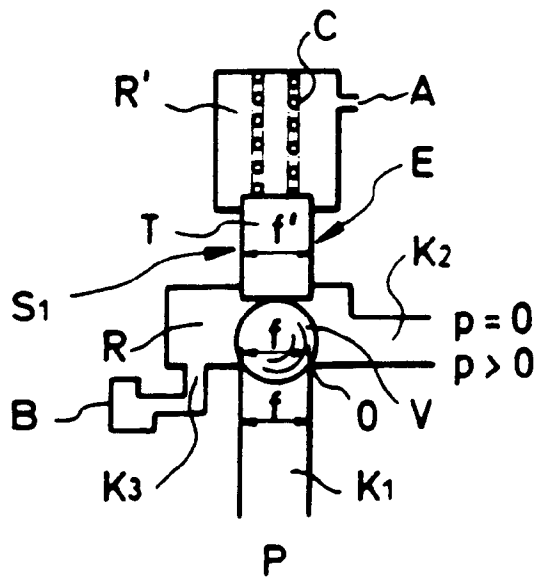


FIG.2

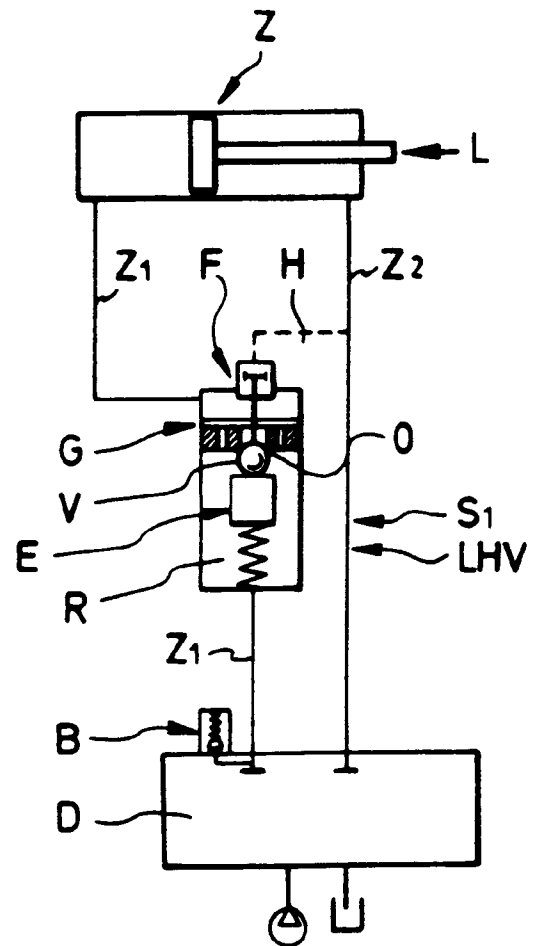


FIG.3

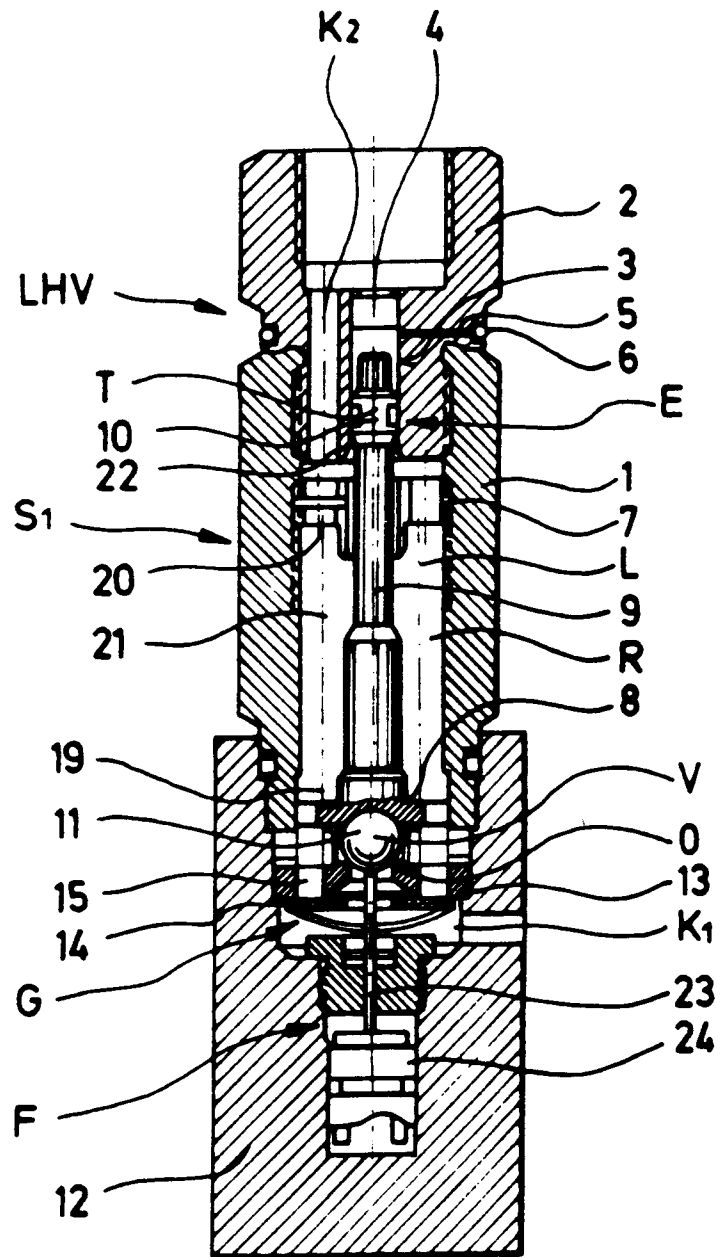


FIG. 4

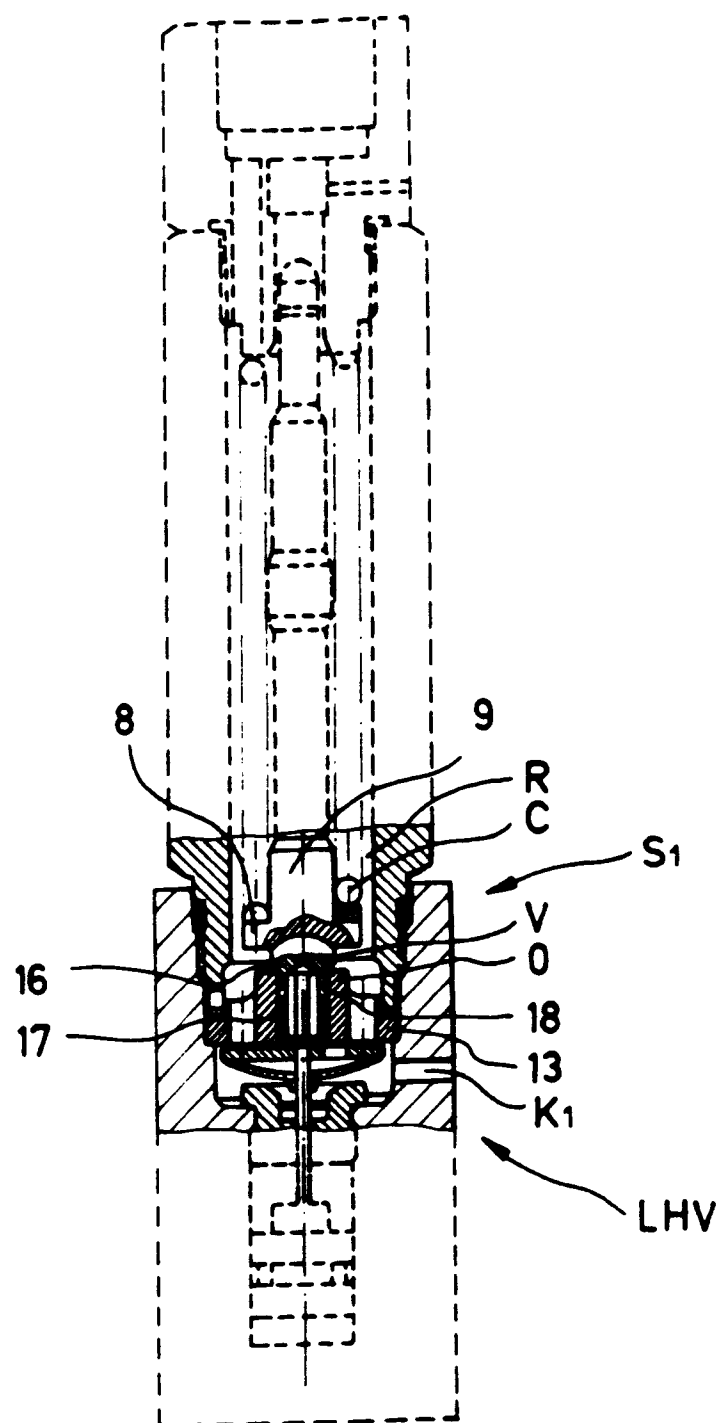


FIG. 5