



⑫

EUROPÄISCHE PATENTSCHRIFT

④⑤ Veröffentlichungstag der Patentschrift :
12.04.95 Patentblatt 95/15

⑤① Int. Cl.⁶ : **F15B 1/02**

②① Anmeldenummer : **92901393.6**

②② Anmeldetag : **01.01.92**

⑧⑥ Internationale Anmeldenummer :
PCT/EP92/00009

⑧⑦ Internationale Veröffentlichungsnummer :
WO 92/12350 23.07.92 Gazette 92/19

⑤④ LECKÖLFREIES SPEICHERLADEVENTIL.

③⑩ Priorität : **04.01.91 DE 4100071**

④③ Veröffentlichungstag der Anmeldung :
20.10.93 Patentblatt 93/42

④⑤ Bekanntmachung des Hinweises auf die
Patenterteilung :
12.04.95 Patentblatt 95/15

⑧④ Benannte Vertragsstaaten :
AT CH DE FR GB IT LI NL SE

⑤⑥ Entgegenhaltungen :
DE-A- 3 334 189
DE-B- 1 043 819
DE-B- 1 049 704
FR-A- 1 319 685
GB-A- 965 656
GB-A- 1 207 085
US-A- 2 545 712

⑤⑥ Entgegenhaltungen :
US-A- 2 737 966
US-A- 3 024 732
US-A- 3 329 153
US-A- 4 114 637

⑦③ Patentinhaber : **FLUTEC FLUIDTECHNISCHE
GERÄTE GMBH**
Justus-von-Liebig-Strasse
D-66280 Sulzbach (DE)

⑦② Erfinder : **JUNG, Rüdiger**
Theresienstr. 42
D-6670 St. Ingbert (DE)
Erfinder : **BÄR, Harald**
Rotstaystr. 4
D-6620 Völklingen/Luisenthal (DE)

⑦④ Vertreter : **Patentanwälte Phys. H. Bartels**
Dipl.-Ing. H. Fink Dr.-Ing M. Held Dipl.-Ing. M.
Bartels
Lange Strasse 51
D-70174 Stuttgart (DE)

EP 0 565 552 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

Leckölfreies Speicherladeventil

Die Erfindung betrifft ein Speicherladeventil, das zum Verbinden eines ein Hydrauliksystem speisenden Zulaufs mit einem Ablauf bei Erreichen eines einstellbaren oberen Ladedruckes in dem Hydrauliksystem und zum Trennen dieser Verbindung bei Erreichen eines einstellbaren unteren Ladedruckes in dem Hydrauliksystem mit einem Steuerkolben versehen ist, der in einer seiner beiden Schaltstellungen die Verbindung zwischen Zulauf und Ablauf trennt und in der anderen Schaltstellung diese Verbindung herstellt, wobei mittels einer Trennvorrichtung ein das Hydrauliksystem mit dem Speicherladeventil verbindender Steueranschluß vom Ablauf getrennt und zum Einstellen des unteren und des oberen Ladedruckes ein erstes bzw. ein zweites Vorsteuerventil vorgesehen ist.

Dahingehende Speicherladeventile, die auch als Abschaltventile bezeichnet werden, werden üblicherweise bei Hydrauliksystemen bzw. Hydrokreisläufen eingesetzt, die mindestens einen Hydrospeicher zur Konstanthaltung des Druckes im Hydrauliksystem aufweisen. Der jeweilige Hydrospeicher arbeitet hierbei in einem Bereich zwischen einem unteren und einem oberen Ladedruck, dessen jeweilige Druckhöhe einstellbar, mithin also frei wählbar ist. Wird der untere oder der obere Ladedruck unterschritten bzw. überschritten, wird mittels des Speicherladeventils die Verbindung zum die Druckölversorgung sicherstellenden Zulauf hergestellt bzw. getrennt. Die mithin einstellbare Differenz zwischen dem unteren und dem oberen Ladedruck kann groß sein aber auch sehr kleine Werte annehmen.

Ein dahingehend gattungsgleiches Speicherladeventil ist bereits in der DE-PS 36 08 100 beschrieben worden. Bei diesem bekannten Speicherladeventil soll eine möglichst geringe Leckrate innerhalb des Ventils erreicht werden, um zu gewährleisten, daß der jeweilige Hydrospeicher auch über längere Zeit hinweg den eingestellten Systemdruck hält. Dieses bekannte Speicherladeventil weist einen Steuerkolben auf, wobei der eine Kolbenteil als Trennvorrichtung ausgebildet in jeder einnehmbaren Schaltstellung des Steuerkolbens die Verbindung zwischen Steueranschluß und Ablauf trennt, der in den Tank mündet. Über einen durch diesen Kolbenteil gebildeten Ringspalt kommt es zur Leckage zwischen dem Steueranschluß und dem zum Tank führenden Ablauf. Dadurch verringert sich der Ladedruck im Speicher, was die in der DE-PS 36 08 100 beschriebenen Nachteile mit sich bringt.

Durch die DE-OS 37 44 178 ist eine gattungsfremde Ausführungsform eines hydraulischen Speicherladeventiles bekannt, das einen Hauptkolben aufweist sowie eine über eine Drosselstelle mit

Druckmittel vom Zulauf versorgten Vorsteuerung, mit einem als Sitzventil ausgeführten Vorsteuerventil, das nach dem beim Abschaltoruck erreichten Öffnen durch einen Entsperrkolben in Offenstellung gehalten wird und so die Abschaltstellung des Hauptkolbens herbeiführt und diese bis zum Erreichen eines niedrigeren Zuschaltdruckes sichert. Dank dieser Ausbildung tritt zumindest bei belastetem Ablauf kein Steuerölverlust mehr auf. Hierzu wird ein Rückströmen des Fluids aus einem an das Speicherladeventil angeschlossenen Hydrospeicher durch ein geschlossenes Rückschlagventil verhindert, das in dem Hauptkolben angeordnet ist, der eine abgesetzte Ringfläche aufweist, die unter Bildung eines dicht schließenden Sitzventiles mit einer innerhalb des Gehäuses angeordneten Stufe in Anlage bringbar ist. Hierdurch läßt sich der Inhalt des Hydrospeichers leckagefrei abschließen.

Ausgehend von diesem Stand der Technik liegt der Erfindung die Aufgabe zugrunde, ein Speicherladeventil mit frei einstellbaren Schaltpunkten zu schaffen, das mit Sicherheit derart leckölfrei arbeitet, daß der Druck im Hydrospeicher auch über einen längeren Zeitraum hinweg konstant gehalten ist.

Diese Aufgabe löst ein Speicherladeventil mit den Merkmalen des Anspruches 1 oder des Anspruches 2.

Dadurch, daß bei dem erfindungsgemäßen Speicherladeventil mit den Merkmalen des Oberbegriffes des Anspruches 1 die Trennvorrichtung einen Schließkolben mit einer Schließfläche aufweist, die bei Erreichen des einstellbaren oberen Ladedruckes zum leckölfreien Abschluß der eine Leckstelle bildenden Verbindung zwischen dem Steueranschluß und dem Ablauf einen dichtenden Sitz mit einer feststehenden Sitzfläche bildet, die in einem Verfahrraum des Schließkolbens angeordnet ist, findet kein Rückfluß von Drucköl vom "geladenen" jeweiligen Hydrospeicher, insbesondere während der Stillstandszeiten des Hydrauliksystems, zum Tank hin statt. Damit erfüllt das erfindungsgemäße Speicherladeventil aber auch alle Anforderungen an einen sicheren Betrieb des angeschlossenen Hydrauliksystems.

Dasselbe gilt, wenn bei der anderen erfindungsgemäßen Lösung gemäß den Merkmalen des Anspruches 2 die Trennvorrichtung aus dem ersten Vorsteuerventil und dem zwischen dem Zulauf und dem Steueranschluß liegenden Sperrventil gebildet ist, die bei Erreichen des einstellbaren oberen Ladedruckes die eine Leckstelle bildende Verbindung zwischen dem Steueranschluß und dem Ablauf dichtend verschließen.

Weitere vorteilhafte Ausgestaltungen des erfindungsgemäßen Speicherladeventils sind Gegenstand der Unteransprüche.

Bei einer bevorzugten Ausführungsform des erfindungsgemäßen Speicherladeventils bildet der Steuerkolben, der mit dem Schließkolben zusam-

menwirkt, mit diesem eine Druckwaage aus. Dies erlaubt ein sicheres Schalten des Speicherladeventils, unabhängig von den herrschenden Volumenströmen und Viskositäten.

Bei einer weiteren bevorzugten Ausführungsform des erfindungsgemäßen Speicherladeventils ist der Schließkolben mit seiner dem Steuerkolben zu- und abgewandten Wirkfläche dem im Zulauf bzw. im Steueranschluß herrschenden Druck aussetzbar und weist an seiner dem Steuerkolben zugewandten Wirkfläche das Schließeteil auf, das in Anlage bringbar ist mit dem feststehenden Teil, das zwischen Zulauf und Steueranschluß im Verfahrraum des Schließkolbens angeordnet ist. Hierdurch ist eine definierte Dichtstelle gegeben, mittels der eine leckölfreie Abdichtung zwischen dem Steueranschluß und dem Ablauf bei Erreichen des einstellbaren oberen Ladedruckes gewährleistet ist. Darüberhinaus läßt sich zumindest der Steuerkolben vollständig vom eigentlichen Speicherkreis des Hydrauliksystems entkoppeln.

Bei einer anderen bevorzugten Art des erfindungsgemäßen Speicherladeventils ist bei Erreichen des oberen Ladedruckes die Trennvorrichtung mit ihrem jeweiligen Dichtteil aus dem ersten Vorsteuerventil und dem zwischen dem Zulauf und dem Steueranschluß liegenden Sperrventil gebildet. Auch bei dieser Lösung ist ein sicheres und leckölfreies Abdichten gewährleistet.

Sodern diese Art des erfindungsgemäßen Speicherladeventils am Steuerkolben einen Durchgang aufweist, der in den Steuerraum mündet und der mit einer Leckölleitung verbindbar ist, ist es erreichbar, insbesondere bei Stillstand der Anlage oder von Teilen der Anlage, den jeweiligen Hydrospeicher bei der Wiederinbetriebnahme immer auf den oberen Ladedruck hin aufzuladen, auch wenn der tatsächlich herrschende Speicherdruck größer ist als der vorgebbare untere Ladedruck. Somit wird gegenüber den bekannten Speicherladeventilen, bei denen das erneute Laden grundsätzlich erst nach Unterschreiten des unteren Ladedruckes erfolgt, im Hydrospeicher immer ein definierter Ladezustand hergestellt, der dem oberen Ladedruck entspricht, so daß für das Hydrauliksystem dann die volle Speicherkapazität zur Verfügung steht.

Im folgenden ist das erfindungsgemäße Speicherladeventil anhand zweier Ausführungsbeispiele gemäß den Fig.1 und 2 näher erläutert.

Das erste Ausführungsbeispiel des erfindungsgemäßen Speicherladeventils gemäß Fig.1 ist über den Steueranschluß B an ein Hydrauliksystem 10 angeschlossen, von dem zur Vereinfachung in der Fig.1 nur der Hydrospeicher 12 schematisch und die Zuleitung dargestellt sind, die von dem Abzweigpunkt 14 wegführt.

Neben dem Steueranschluß B, der teilweise in den Ventilkörper 16 des Speicherladeventils führt,

weist dieser noch einen Ablauf T auf, der zu einem Tank führt, sowie einen Zulauf P, der an eine über einen Motor M antreibbare Hydraulikpumpe 18 üblicher und daher nicht näher beschriebener Bauart angeschlossen ist. Zwischen dem Zulauf P und dem Steueranschluß B ist ein in Richtung Zulauf P schließendes Sperrventil in Form eines Rückschlagventils 20 geschaltet.

Auf den Ventilkörper 16 sind zwei Vorsteuerventile 22 und 24 aufgesetzt, wobei das Vorsteuerventil 22 eine Druckschließfunktion wahrnimmt und das Vorsteuerventil 24 eine Druckbegrenzungsfunktion. Mit diesen beiden Vorsteuerventilen 22 und 24 läßt sich mithin der untere bzw. obere Ladedruck oder Schaltpunkt in dem Hydrauliksystem 10 einstellen. Das diesbezügliche Einstellen geschieht jeweils über eine verstellbare Regelfeder 26, die in dem Ventilkörper des jeweiligen Vorsteuerventils 22,24 geführt ist. Der Aufbau und die Wirkungsweise dahingehender Vorsteuerventile 22,24 sind der Fachwelt allgemein bekannt und werden daher nicht noch einmal näher beschrieben.

Die hinteren Ventilräume 28 und 30 der beiden Vorsteuerventile 22 bzw. 24 sind über eine Querbohrung 32 miteinander verbunden. Von dieser Querbohrung 32 zweigt eine abgebrochen dargestellte Leckölleitung L ab, die in eine Leckölsammelstelle mündet. Diese Leckölleitung L weist zumindest endseitig im Bereich der Leckölsammelstelle im wesentlichen den atmosphärischen Druck auf, was das Abfließen des Lecköls erleichtert. Die Leckölleitung L kann aber auch an den Ablauf T angeschlossen sein, der in den Tank mündet und der demgemäß einen höheren Druck aufweisen kann als der atmosphärische Druck. Die beiden vorderen Ventilräume 34 und 36 der beiden Vorsteuerventile 22 bzw. 24 kommunizieren ebenfalls miteinander über eine Querverbindung 38 in Form einer Bohrung.

In einem im Ventilkörper 16 quer verlaufenden Kolbenraum 40 ist längsverschiebbar ein Steuerkolben 42 angeordnet. In diesen Kolbenraum 40 münden der Zulauf P sowie der Ablauf T. Das Innere des Steuerkolbens 42 umschließt zusammen mit der Wand des Kolbenraumes 40 einen Steuerraum 44, in dem eine Kolbenfeder 46 angeordnet ist, die mit einer Ventilkugel 48 zusammenwirkend ein als Ganzes mit 50 bezeichnetes Rückschlagventil bildet. Das Rückschlagventil 50 dient in seinem über den Druck im Zulauf P betätigten Zustand zur Herstellen einer Verbindung zwischen Zulauf P und dem Steuerraum 44, der endseitig eine Abzweigung 52 aufweist, die in den vorderen Ventilraum 36 des zweiten Vorsteuerventils 24 mündet. Der Kolbenraum 40 ist an seinem ins Freie mündenden Ende mittels einer Sechskantschraube 54 verschlossen und mündet mit seinem anderen gegenüberliegenden Ende in einen der Größe nach vergleichbar aufgebauten Verfahrraum 56. Anstelle der Ventilkugel 48 kann auch ein anderes

entsprechend geeignetes Schließelement verwendet werden, beispielsweise in Form eines kegeloder plattenförmigen Bauteils oder dergleichen.

In diesem Verfahrerraum 56 verschiebbar angeordnet ist ein Schließkolben 58, der als Teil der erfindungsgemäßen Trennvorrichtung mit dem Steuerkolben 42 zusammenwirkt und mit diesem eine Druckwaage bildet. Der im wesentlichen aus einem Stahlwerkstoff bestehende Schließkolben 58 weist entlang seines Umfanges in vorgebbaren Abständen voneinander verteilt Umlaufrihren 60 auf, die wie Schmiernuten wirken und eine störungslose Verfahrbewegung des Schließkolbens 58 erlauben. In seiner in der Fig.1 dargestellten Stellung stößt der Schließkolben 58 mit seinem einen Ende an eine Abschlußschraube 62, die den Verfahrerraum 56 nach außen hin abschließt. An seinem anderen, der Abschlußschraube 62 abgekehrten Ende weist der Schließkolben 58 einen zylindrischen Stutzen 64 auf, der mit dem Schließkolben 58 einstückig verbunden ist und der an seinem dem Steuerkolben 42 zugekehrten Ende einen Steg 66 trägt. Dieser Steg 66 übergreift die im Steuerkolben 42 angeordnete durchgehende Bohrung 68, die die Verbindung zwischen dem Steuererraum 44 und dem Zulauf P herstellt und die gemäß der in Fig.1 dargestellten Grundstellung des Rückschlagventils 50 von dessen Ventilkugel 48 verschlossen ist. Hierbei liegen die beiden freien, einander gegenüberliegenden Enden des Steges 66 auf der endseitigen Fläche des Steuerkolbens 42 auf, wobei zwei von dem Steg 66 dann getrennte Öffnungsbereiche der Bohrung 68 ständig in Verbindung mit dem Zulauf P stehen.

Zum dichtenden Verschließen der Verbindung zwischen Steueranschluß B und Ablauf T weist die Trennvorrichtung bei dem Schließkolben 58 an seiner dem Steuerkolben 42 zugewandten Wirkfläche 70 ein Schließteil in Form einer konisch ausgebildeten Schließfläche 72 auf, die bei Verschieben des Schließkolbens 58 in Fig.1 gesehen nach links in Anlage bringbar ist mit einem feststehenden Teil in Form einer der Schließfläche 72 angepaßten konischen Sitzfläche 74, die im Verfahrerraum 56 angeordnet ist und diesen endseitig begrenzt. Das Dichtteil der Trennvorrichtung besteht also im vorliegenden Ausführungsbeispiel aus dem verfahrbaren Schließteil in Form der Schließfläche 72 und der als feststehendes Teil ausgebildeten Sitzfläche 74, die beide dichtend miteinander in Anlage bringbar sind. Die dem Steuerkolben 42 abgewandte Wirkfläche 76 des Schließkolbens 58 begrenzt einen im Durchmesser etwas erweiterten Teil 78 des Verfahrerraumes 56, in den eine zwischen dem Sperrventil in Form des Rückschlagventils 20 und dem Steueranschluß B liegende Abzweigung 80 sowie eine Verbindungsleitung 82 mündet, die zu dem ersten Vorsteuerventil 22 führt.

Neben dem angesprochenen Dichtteil bei dem

Schließkolben 58 weist das erfindungsgemäße Speicherladeventil noch zwei weitere Dichtteile bei den beiden Ventilstößeln 84 und 86 der beiden Vorsteuerventile 22 bzw. 24 auf, die endseitig jeweils über eine konische Schließfläche 88 verfügen, die mit einem feststehenden Teil in Form einer Sitzkante 90 zusammenwirken, die Teil des Ventilgehäuses der beiden Vorsteuerventile 22 und 24 ist. Hierbei kann der Ventilstößel 84 des ersten Vorsteuerventils 22 den Weg zwischen der Verbindungsleitung 82 zu dem vorderen Ventilraum 34 freigeben oder versperren. Der Ventilstößel 86 des zweiten Vorsteuerventils 24 hingegen stellt die Verbindung zwischen dem vorderen Ventilraum 36 und dem hinteren Ventilraum 30 her oder trennt diese voneinander.

Zum besseren Verständnis des erfindungsgemäßen Speicherladeventils wird im folgenden anhand des ersten Ausführungsbeispiels seine Funktion näher beschrieben. Fördert bei der in der Fig.1 dargestellten Grundstellung des Speicherladeventils über den Motor M angetriebene die Hydraulikpumpe 18 Druckmittel über den Zulauf P und das Rückschlagventil 20, das dann demgemäß öffnet, Druckmittel in den Speicherkreis und damit in das Hydrauliksystem 10, sind hierbei der Steuerkolben 42 und der Schließkolben 58 weitgehend druckausgeglichen und werden über die Kolbenfeder 46 in ihrer in der Fig.1 gezeigten Stellung gehalten. Wie dies die Fig.1 deutlich macht, ist hierbei der Zulauf P vom Ablauf T getrennt und das erste Vorsteuerventil 22 geöffnet, wohingegen das zweite Vorsteuerventil 24 geschlossen ist. Es ist also über das erste Vorsteuerventil 22 eine Verbindung zwischen dem Steueranschluß B und der Querverbindung 38 hergestellt, wohingegen über das zweite Vorsteuerventil 24 die Verbindung zwischen Abzweigung 52 und Querbohrung 32 unterbunden ist.

Durch den fortschreitenden Druckanstieg im Hydrauliksystem 10 und im Hydrospeicher 12 schließt zuerst das erste Vorsteuerventil 22 an der Sitzkante 90. Der Druck im Zulauf P öffnet das Rückschlagventil 50 und über die Bohrung 68, den Steuererraum 44 und die Abzweigung 52 fließt Fluid, das das zweite Vorsteuerventil 24 an der Stelle seiner Sitzkante 90 öffnet.

Der Steuererraum 44 des Steuerkolbens 42 ist also mittels des zweiten Vorsteuerventils 24 auf seinem vorgebbaren Druck, der hier von dem Wert Null verschieden ist, begrenzt, der bei Betätigung des zweiten Vorsteuerventils 24 dann abfällt, wobei die zweiteilige Druckwaage gebildet aus Steuerkolben 42 und Schließkolben 58 nicht mehr druckausgeglichen ist, so daß der Schließkolben 58 über den Stutzen 64 und den Steg 66 den Steuerkolben 42 in Fig.1 gesehen unter dem Einfluß des im Steueranschluß B herrschenden oberen Ladedruckes entgegen der Wirkung der Kolbenfeder 46 nach links verschiebt. In dieser linksseitig eingenommenen Schaltstellung drückt

der Schließkolben 58 mit seiner Schließfläche 72 gegen die Sitzfläche 74 des Verfahrraumes 56 und dichtet mithin leakagefrei die Verbindung zwischen dem Steueranschluß B und dem Ablauf T ab. Der Steuerkolben 42 selbst gibt hierbei die Verbindung zwischen Zulauf P und Ablauf T frei und das Rückschlagventil 20 schließt, so daß der Hydrospeicher 12 des Hydrauliksystems 10 auf den oberen Ladedruck bleibend geladen ist und die Hydraulikpumpe 18 fördert bei geringem Druckunterschied Hydrauliköl von Zulauf P unmittelbar nach Ablauf T.

Im Gegensatz zum Stand der Technik ist also bei der hier eingenommenen Schaltstellung des erfindungsgemäßen Speicherladeventils eine vollständig lecköfreie Absperrung des Hydrauliksystems 10 erreicht. Kommt es zu einer Ölentnahme im Hydrauliksystem 10, kann der Druck auf der Lastdruckseite, also im Steueranschluß B, so lange abfallen, bis bei dem Vorsteuerventil 22 aufgrund der Federkraft der Regelfeder 26 über den Ventilstößel 84 die Schließfläche 88 sich von der Sitzkante 90 abhebt und damit dieses Ventil öffnet. Hierdurch gelangt von Steueranschluß B her Hydrauliköl in die Querverbindung 38 und über den vorderen Ventilraum 36 sowie die Abzweigung 52 auf die federbelastete Seite des Steuerkolbens 42.

Der im Steuerraum 44 dann herrschende Druck schließt das Rückschlagventil 50 und der Kolben 42 bewegt sich aufgrund der Druckausgeglichenheit zwischen der sogenannten Federraumseite und der Lastdruckseite in der Fig.1 gesehen nach rechts. Die Kolbenfeder 46 schiebt also den Steuerkolben 42 und damit den Schließkolben 58 in die in der Fig.1 gezeigte Grundstellung zurück, wenn der einstellbare Ladedruck seinen unteren Begrenzungswert unterschritten hat, wobei der Steuerkolben 42 wiederum den Zulauf P von Ablauf T trennt und der Ladezyklus erneut von Zulauf P nach Steueranschluß 3 erfolgt. Der Steuerkolben 42 und der Schließkolben 58 weisen in etwa dieselben Größenverhältnisse auf, insbesondere ist deren Außendurchmesser gleich. Ferner liegen deren Längsachsen im wesentlichen auf einer gemeinsamen Linie. Der durch die Sitzfläche 74 gebildete Sitzdurchmesser im Verfahrraum 56 ist kleiner als der Kolbenaußendurchmesser des Schließkolbens 58 gemessen an der Stelle, wo er in Anlage mit dem Verfahrraum 56 ist. Hierdurch ergibt sich beim beschriebenen Rückschaltvorgang zusätzlich zu der Kraft der Kolbenfeder 46 eine Kraftkomponente, die sich aus dem angegebenen Durchmesserunterschied und dem jeweils herrschenden Rückschalt-
druck ergibt, die das Lösen der Schließfläche 72 von der Sitzfläche 74 und damit das Verfahren des Schließkolbens 58 in Fig.1 gesehen nach rechts erleichtert. Sobald sich die Sitzfläche 72 von der Sitzfläche 74 gelöst hat, spielt das angesprochene Flächenverhältnis keine Rolle mehr und die beiden Kolben sind wiederum druckausgeglichen.

5

10

15

20

25

30

35

40

45

50

55

Das zweite Ausführungsbeispiel eines erfindungsgemäßen Speicherladeventils wird nur noch insoweit erläutert, als es sich von der zuerst beschriebenen Ausführungsform wesentlich unterscheidet. Hierbei werden das zweite Ausführungsbeispiel betreffende Bauteile, die den Bauteilen des ersten Ausführungsbeispiels entsprechen, mit derselben aber um jeweils 100 erhöhten Bezugsziffern wiedergegeben.

Bei dem in Fig.2 gezeigten zweiten Ausführungsbeispiel ist der Schließkolben 58 entfallen und nur der Steuerkolben 142 verwendet. Die Kolbenfeder 146, die im Inneren des Steuerraumes 144 angeordnet ist, liegt mit ihren einen Ende unmittelbar an dem Steuerkolben 142 und mit ihrem anderen Ende an dem zweiten Vorsteuerventil 124 an. Der Kolbenraum 140 ist hier längs im Speicherladeventil eingebaut und die Abzweigung 52 ist entfallen, da der Steuerraum 144 unmittelbar in den vorderen Ventilraum 136 des zweiten Vorsteuerventils 124 mündet.

In dem Steuerkolben 142 ist endseitig eine eine Drosselstelle bildende durchgehende Düse 152 angeordnet, die ständig den Zulauf P mit dem Steuerraum 144 verbindet. Die Kolbenfeder 146 versucht den Steuerkolben 142 in seiner in der Fig.2 dargestellten Grundstellung zu halten. Hierbei ist eine als Schmiernut ausgebildete Ringnut 194, die entlang des Außenumfanges des Steuerkolbens 142 verläuft, zumindest teilweise in Deckung mit dem Ablauf T. Eine weitere zweite Ringnut 196 ist zwischen der Ringnut 194 und dem dem zweiten Vorsteuerventil 124 zugekehrten Ende des Steuerkolbens 142 derart entlang seines Außenumfanges angeordnet, daß in der in der Fig.2 dargestellten Grundstellung diese umlaufende Ringnut 196 von der Ventilwand des Ventilkörpers 116 vollständig abgedeckt ist. Wird der Steuerkolben 142 aus seiner in der Fig.2 dargestellten Grundstellung in Fig.2 gesehen von unten nach oben in seine andere Endstellung verfahren, wird über eine Querbohrung 198, die im Boden der zweiten Ringnut 196 angeordnet ist, eine Verbindung zwischen dem Steuerraum 144 und einer im Ventilkörper 116 verlaufenden Verbindungsleitung 102 hergestellt, die in die obere Querbohrung 132 mündet. Durch die Querbohrung 198 und die zweite Ringnut 196 weist der Steuerkolben 142 also einen Durchgang auf, der in den Steuerraum 144 mündet und der mit der Leckölleitung L über die Verbindungsleitung 102 verbindbar ist.

Bei diesem zweiten Ausführungsbeispiel des erfindungsgemäßen Speicherladeventils ist bei Erreichen des oberen Ladedruckes die Trennvorrichtung mit ihrem jeweiligen Dichtteil aus dem ersten Vorsteuerventil 122 und dem zwischen dem Zulauf P und dem Steueranschluß B liegenden Sperrventil in Form des Rückschlagventils 120 gebildet.

Zur Verdeutlichung der erfindungsgemäßen Lehre wird im folgenden auch die Funktionsweise dieses

zweiten Ausführungsbeispiels näher erläutert. Während des Ladevorganges fördert wiederum die Pumpe 118 über das eingebaute Rückschlagventil 120 in den Speicherkreis des Hydrauliksystems 110. Hierbei ist der Steuerkolben 142 druckausgeglichen und befindet sich in der durch die Kolbenfeder 146 beding-
 5 ten, in der Fig.2 dargestellten Grundstellung. Der Zulauf P ist hierbei vom Ablauf T getrennt und das erste Vorsteuerventil 122 geöffnet, wohingegen das zweite Vorsteuerventil 124 geschlossen ist. Durch den
 10 Druckanstieg im Hydrauliksystem 110 und im Hydrospeicher 112 schließt zuerst das Vorsteuerventil 122 und bei Erreichen des oberen Ladedruckes öffnet das zweite Vorsteuerventil 124 durch den im Steuerraum
 144 anstehenden Druck, der sich aus der Fluidzufuhr durch den Zulauf P hinter der Düse 192 ergibt. Es kommt zum Druckabfall im Steuerraum 144 des Steuerkolbens 142 und dieser verschiebt sich durch den
 im Zulauf P anstehenden Druck gegen die Kraft der als Rückstellmittel dienenden Kolbenfeder 146 in
 Fig.2 gesehen nach oben in seine Öffnungsrichtung. Mit Freigeben der Verbindung von Zulauf P nach Ab-
 20 lauf T wird die Federseite des Steuerkolbens 142 über die zweite Ringnut 196, die Querbohrung 198, die Verbindungsleitung 102, die Querbohrung 132 sowie die Leckölleitung L zur Leckölsammelstelle hin druckentlastet. Dadurch wird der Steuerkolben 142 entgegen der Wirkung der Kolbenfeder 146 endgültig geöffnet.

Auf der Federseite des Steuerkolbens 142 steht dann hauptsächlich der in der Leckölleitung L herrschende Druck an, da das durch die Düse 192 ständig zulaufende Öl wieder über den angesprochenen Durchgang 196, 198 zur weitgehend drucklosen Seite hin ablaufen kann. Das Hydrauliksystem 110 ist dann auf den oberen Ladedruck geladen und die Pumpe 118 fördert bei geringem Druckverlust von Zulauf P nach Ablauf T.

Der im Hydrauliksystem 110 herrschende Speicherdruck beaufschlagt dann das Rückschlagventil 120 und das erste Vorsteuerventil 122 hat jedoch aufgrund deren dichtenden Wirkung keinerlei Verbindung zum Steuerkolben 142 und damit zum Ablauf T. Durch die Anordnung gemäß dem zweiten Ausführungsbeispiel des erfindungsgemäßen Speicherladeventils ist also wiederum ventilintern im Bereich zwischen dem unteren und dem oberen Ladedruck eine völlig leckölfreie Absperrung des Hydrauliksystems 110 ermöglicht.

Wird in dem Hydrauliksystem 110 Öl entnommen, fällt der Druck solange ab, bis die am Vorsteuerventil 122 eingestellte Federkraft der Regelfeder 126 den Ventilstößel 184 betätigt und damit die Schließfläche 188 von der Sitzkante 190 zwecks Öffnen des Ventils abhebt. Über das derart geöffnete erste Vorsteuerventil 122 strömt dann über den Steueranschluß B das Steueröl wiederum über die zugehörige Verbindungsleitung 138 in den Steuerraum 144, das zusam-

men mit der Kolbenfeder 146 den Steuerkolben 142 in seine in der Fig.2 dargestellte Schließstellung nach unten bewegt, wobei die Entlastung der Kolbenrückseite zur Leckölseite hin geschlossen wird. Ferner wird die Verbindung von Zulauf P nach Ablauf T getrennt und der Ladezyklus von Zulauf P nach Steueranschluß B bis zum Erreichen des einstellbaren oberen Ladedruckes kann erneut beginnen.

Nach Erreichen des oberen Ladedruckes fördert die Pumpe 118 bei geringem Druckverlust von P nach T. Durch Ölentnahme fällt der Druck im Hydrauliksystem ab, bleibt jedoch oberhalb des unteren Ladedruckes konstant.

Wird die Pumpe ausgeschaltet, so schiebt die Kolbenfeder 146 den Steuerkolben 142 aufgrund der ausbleibenden Ölförderung der Pumpe in seine Ausgangsstellung zurück.

Wird die Pumpe 118 wieder eingeschaltet, fördert diese über das Rückschlagventil 120 in den Hydrospeicher 112, der auf den oberen Ladedruck aufgeladen wird.

Bei den angesprochenen Rückschlagventilen 20, 120 ist das jeweils verfahrbare Schließteil aus der abgerundeten Schließfläche einer Ventilkugel gebildet, die mit einer feststehenden ringförmigen Sitzkante am Ventilkörper dichtend in Anlage bringbar ist.

Patentansprüche

1. Speicherladeventil, das zum Verbinden eines ein Hydrauliksystem (10) speisenden Zulaufs (P) mit einem Ablauf (T) bei Erreichen eines einstellbaren oberen Ladedruckes in dem Hydrauliksystem (10) und zum Trennen dieser Verbindung bei Erreichen eines einstellbaren unteren Ladedruckes in dem Hydrauliksystem (10) mit einem Steuerkolben (42) versehen ist, der in einer seiner beiden Schaltstellungen die Verbindung zwischen Zulauf (P) und Ablauf (T) trennt und in der anderen Schaltstellung diese Verbindung herstellt, wobei mittels einer Trennvorrichtung ein das Hydrauliksystem (10) mit dem Speicherladeventil verbindender Steueranschluß (B) vom Ablauf (T) getrennt und zum Einstellen des unteren und des oberen Ladedruckes ein erstes (22) bzw. ein zweites (24) Vorsteuerventil vorgesehen ist, dadurch gekennzeichnet, daß die Trennvorrichtung einen Schließkolben (58) mit einer Schließfläche (72) aufweist, die bei Erreichen des einstellbaren oberen Ladedruckes zum leckölfreien Abschluß der eine Leckstelle bildende Verbindung zwischen dem Steueranschluß (8) und dem Ablauf (T) einen dichtenden Sitz mit einer feststehenden Sitzfläche (74) bildet, die in einem Verfahrraum (56) des Schließkolbens (58) angeordnet ist.

2. Speicherladeventil, das zum Verbinden eines ein

- Hydrauliksystem (110) speisenden Zulaufs (P) mit einem Ablauf (T) bei Erreichen eines einstellbaren oberen Ladedruckes in dem Hydrauliksystem (110) und zum Trennen dieser Verbindung bei Erreichen eines einstellbaren unteren Ladedruckes in dem Hydrauliksystem (110) mit einem Steuerkolben (142) versehen ist, der in einer seiner beiden Schaltstellungen die Verbindung zwischen Zulauf (P) und Ablauf (T) trennt und in der anderen Schaltstellung diese Verbindung herstellt, wobei mittels einer Trennvorrichtung ein das Hydrauliksystem (110) mit dem Speicherladeventil verbindender Steueranschluß (B) vom Ablauf (T) getrennt und zum Einstellen des unteren und des oberen Ladedruckes ein erstes (122) bzw. ein zweites (124) Vorsteuerventil vorgesehen ist, dadurch gekennzeichnet, daß die Trennvorrichtung aus dem ersten Vorsteuerventil (122) und dem zwischen dem Zulauf (P) und dem Steueranschluß (B) liegenden Sperrventil (120) gebildet ist, die bei Erreichen des einstellbaren oberen Ladedruckes die eine Leckstelle bildende Verbindung zwischen dem Steueranschluß (B) und dem Ablauf (T) dichtend verschließen.
- 5
- 10
- 15
- 20
- 25
- 30
- 35
- 40
- 45
- 50
- 55
- 7.
- 8.
- Claims**
- 20
- 25
- 30
- 35
- 40
- 45
- 50
- 55
- 7
3. Speicherladeventil nach Anspruch 1 oder 2, dadurch gekennzeichnet, daß die Kraft eines Rückstellmittels (46,146) den Steuerkolben (42,142) in seiner die Verbindung zwischen Zu- und Ablauf (P,T) trennenden Stellung zu halten sucht, daß eine Verbindung zwischen diesem Zulauf (P) und einem Steuerraum (44,144) des Steuerkolbens (42,142) herstellbar ist und daß der Steuerraum (44,144) mittels des zweiten Vorsteuerventils (24,124) auf einem vorgebbaren Druck zu halten ist.
 4. Speicherladeventil nach Anspruch 3, dadurch gekennzeichnet, daß zum Herstellen der Verbindung zwischen dem Zulauf (P) und dem Steuerraum eine im Steuerkolben (142) sitzende Düse (192) vorhanden oder ein im Steuerraum (44) befindliches Rückschlagventil (50) zu betätigen ist.
 5. Speicherladeventil nach Anspruch 3 oder 4, dadurch gekennzeichnet, daß zwischen Zulauf (P) und Steueranschluß (B) ein in Richtung Zulauf (P) schließendes Sperrventil (20, 120) geschaltet ist und daß zwischen diesem Sperrventil und dem Steueranschluß (B) eine Abzweigung (80,180) zu dem ersten Vorsteuerventil (22,122) führt.
 6. Speicherladeventil nach einem der Ansprüche 3 bis 5, dadurch gekennzeichnet, daß der Steuerkolben (142) einen Durchgang (196,198) aufweist, der in den Steuerraum (144) mündet und der mit einer Leckölleitung (L,T) verbindbar ist.
 7. Speicherladeventil nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß der Steuerkolben (42), der mit dem Schließkolben (58) zusammenwirkt, mit diesem eine Druckwaage bildet.
 8. Speicherladeventil nach Anspruch 7, dadurch gekennzeichnet, daß der Schließkolben (58) mit seiner dem Steuerkolben (42) zu- und abgewandten Wirkfläche (70,76) dem im Zulauf (P) bzw. im Steueranschluß (B) herrschenden Druck aussetzbar ist und der an seiner dem Steuerkolben (42) zugewandten Wirkfläche (70) das Schließteil aufweist, das vorzugsweise eine konische oder abgerundete Schließfläche (72) aufweist.
1. Storage charging valve, which for connecting an inlet (P) supplying a hydraulic system (10), to an outlet (T) on reaching an adjustable upper charging pressure in the hydraulic system (10) and for cutting this connection on reaching an adjustable lower charging pressure in the hydraulic system (10), is provided with a control piston (42), which in one of its two switching positions cuts the connection between the inlet (P) and outlet (T) and in the other switching position establishes this connection, by means of a disconnecting device a control connection (B) connecting the hydraulic system (10) to the storage charging valve being disconnected from the outlet (T) and for adjusting the lower and the upper charging pressure, a first (22) or a second (24) servo valve being provided, characterised in that the disconnecting device comprises a closing piston (58) with a closing surface (72), which on reaching the adjustable upper charging pressure for the non-leaking closure of the connection forming a leakage point between the control connection (B) and the outlet (T), forms a leak-proof seat with a stationary seat surface (74), which is located in a displacing chamber (56) of the closing piston (58).
 2. Storage charging valve, which for connecting an inlet (P) supplying a hydraulic system (110), to an outlet (T), on reaching an adjustable upper charging pressure in the hydraulic system (110) and for cutting this connection on reaching an adjustable lower charging pressure in the hydraulic system (110), is provided with a control piston (142), which in one of its two switching positions cuts the connection between the inlet (P) and outlet (T) and in the other switching position establishes this connection, by means of a disconnecting device a control connection (B) connecting the hydraulic system (110) to the storage charging valve

being disconnected from the outlet (T) and for adjusting the lower and the upper charging pressure a first (122) or a second (124) servo valve being provided, characterised in that the disconnecting device is formed from the first servo valve (122) and the stop valve (120) located between the inlet (P) and the control connection (B), which on reaching the adjustable upper charging pressure hermetically close the connection between the control connection (B) and the outlet (T) forming a leakage point.

3. Storage charging valve according to Claim 1 or 2, characterised in that the force of restoring means (46, 146) attempts to keep the control piston (42, 142) in its position cutting the connection between the inlet and outlet (P, T), that a connection can be established between this inlet (P) and a control chamber (44, 144) of the control piston (42, 142) and that the control chamber (44, 144) is to be kept at a predetermined pressure by means of the second servo valve (24, 124).
4. Storage charging valve according to Claim 3, characterised in that for establishing the connection between the inlet (P) and the control chamber, an orifice (192) seated in the control piston (142) is provided or a non-return valve (50) located in the control chamber (44) is to be actuated.
5. Storage charging valve according to Claim 3 or 4, characterised in that connected between the inlet (P) and control connection (B) is a stop valve (20, 120) closing in the direction of the inlet (P) and that between this stop valve and the control connection (B) a branch (80, 180) leads to the first servo valve (22, 122).
6. Storage charging valve according to one of Claims 3 to 5, characterised in that the control piston (142) comprises a passage (196, 198), which opens into the control chamber (144) and which can be connected to a leakage oil line (L, T).
7. Storage charging valve according to Claim 1, characterised in that the control piston (42), which cooperates with the closing piston (58), forms a pressure-maintaining valve with the latter.
8. Storage charging valve according to Claim 7, characterised in that the closing piston (58) with its active surface (70, 76) facing or remote from the control piston (42), can be exposed to the pressure prevailing in the inlet (P) or in the control connection (B) and which comprises on its active surface (70) facing the control piston (42), the

closing part which preferably comprises a conical or rounded closing surface (72).

5 Revendications

1. Vanne de charge à accumulation pourvue d'un piston de commande (42) aux fins d'établir une communication entre une entrée (P) alimentant un circuit hydraulique (10) et une sortie (T) lorsqu'une pression de charge supérieure réglable est atteinte dans le circuit hydraulique (10) et pour interrompre ladite communication lorsqu'une pression de charge inférieure réglable est atteinte dans ledit circuit hydraulique (10), lequel piston, dans l'une de ses deux positions de commutation interrompt la communication entre l'entrée (P) et la sortie (T) et, dans l'autre position de commutation, établit la communication entre l'entrée (P) et la sortie (T), une entrée de commande (B) qui relie le circuit hydraulique (10) à la vanne de charge à accumulation étant isolée de la sortie (T) par l'intermédiaire d'un dispositif de coupure et une première vanne pilote (22) et une deuxième vanne pilote (24) étant prévues pour le réglage de la pression de charge inférieure et de la pression de charge supérieure, caractérisée par le fait que le dispositif de coupure comporte un piston (58) de fermeture pourvu d'une surface (72) de fermeture qui, lorsque la pression de charge supérieure réglable est atteinte vient en appui étanche sur une surface (74) formant siège fixe, disposée dans une chambre (56) de guidage du piston de fermeture (58), aux fins de fermer sans fuites la communication entre l'entrée de commande (B) et la sortie (T), laquelle communication constitue un circuit de fuite.
2. Vanne de charge à accumulation pourvue d'un piston de commande (142) aux fins d'établir une communication entre une entrée (P) alimentant un circuit hydraulique (110) et une sortie (T) lorsqu'une pression de charge supérieure réglable est atteinte dans le circuit hydraulique (110) et pour interrompre ladite communication lorsqu'une pression de charge inférieure réglable est atteinte dans ledit circuit hydraulique (110), lequel piston, dans l'une de ses deux positions de commutation interrompt la communication entre l'entrée (P) et la sortie (T) et, dans l'autre position de commutation, établit la communication entre l'entrée (P) et la sortie (T), une entrée de commande (B) qui relie le circuit hydraulique (110) à la vanne de charge à accumulation étant isolée de la sortie (T) par l'intermédiaire d'un dispositif de coupure et une première vanne pilote (122) et une deuxième vanne pilote (124) étant

- prévues pour le réglage de la pression de charge inférieure et de la pression de charge supérieure, caractérisée par le fait que le dispositif de coupure se compose de la première vanne pilote (122) et de la vanne de coupure (120) placée entre l'entrée (P) et l'entrée de commande (B) qui, lorsque la pression de charge supérieure réglable est atteinte, ferment de manière étanche la communication entre l'entrée de commande (B) et la sortie (T), laquelle communication constitue un circuit de fuite. 5 10
3. Vanne de charge à accumulation selon la revendication 1 ou la revendication 2, caractérisée par le fait que la force d'un moyen de rappel (46, 146) maintient le piston de commande (42, 142) dans sa position qui interrompt la communication entre l'entrée et la sortie (P, T), par le fait qu'une communication peut être établie entre ladite entrée (P) et une chambre de commande (44, 144) du piston de commande (42, 142) et par le fait que la chambre de commande (44, 144) est maintenue à une pression prédéfinie au moyen de la deuxième vanne pilote (24, 124). 15 20 25
4. Vanne de charge à accumulation selon la revendication 3, caractérisée par le fait que pour réaliser la communication entre l'entrée (P) et la chambre de commande, il est prévu dans le piston de commande (142) une buse (182) ou bien on actionne un clapet anti-retour (50) logé dans la chambre de commande (44). 30
5. Vanne de charge à accumulation selon la revendication 3 ou la revendication 4, caractérisée par le fait qu'une vanne d'arrêt (20, 120) qui est bloquante en direction de l'entrée (P) est insérée entre l'entrée (P) et l'entrée de commande (B) et par le fait qu'un piquage (80, 180) entre ladite vanne d'arrêt et l'entrée de commande (B) mène à la première vanne-pilote (22, 122). 35 40
6. Vanne de charge à accumulation selon l'une des revendications 3, à 5, caractérisée par le fait que le piston de commande (142) présente un passage (196, 198) qui débouche dans la chambre de commande (144) et peut être connecté à une conduite d'évacuation des fuites (L, T). 45
7. Vanne de charge à accumulation selon la revendication 1, caractérisée par le fait que le piston de commande (42) qui coopère avec le piston de fermeture (58) forme une balance de pression avec ce dernier. 50 55
8. Vanne de charge à accumulation selon la revendication 7, caractérisée par le fait que le piston de fermeture (58), par l'intermédiaire de ses faces (70, 76) tournée vers et éloignée du piston de commande (42) peut être sollicité par la pression qui règne au niveau de l'entrée (P) ou de l'entrée de commande (B) et que la face (70) tournée vers le piston de commande (42) porte la partie de fermeture qui de préférence présente une surface de fermeture (72) conique ou arrondie.

Fig.1

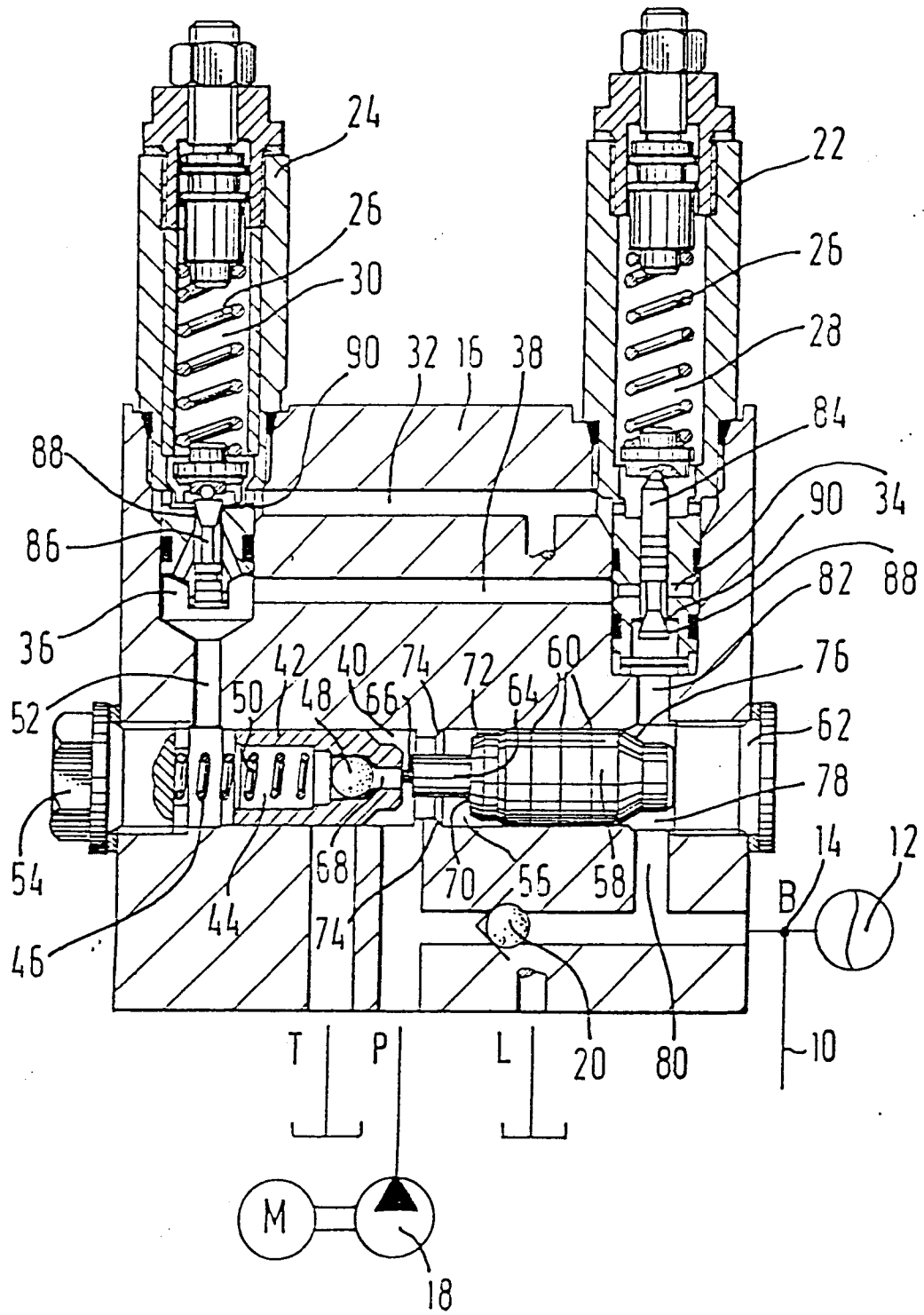


Fig.2

