



⑫ **EUROPÄISCHE PATENTSCHRIFT**

④⑤ Veröffentlichungstag der Patentschrift :
06.12.95 Patentblatt 95/49

⑤① Int. Cl.⁶ : **F01L 1/34, F15B 11/08**

②① Anmeldenummer : **92918895.1**

②② Anmeldetag : **04.09.92**

⑧⑥ Internationale Anmeldenummer :
PCT/DE92/00747

⑧⑦ Internationale Veröffentlichungsnummer :
WO 93/07362 15.04.93 Gazette 93/10

⑤④ **HYDRAULISCHE STELLEINRICHTUNG.**

③⑩ Priorität : **10.10.91 DE 4133526**

⑤⑥ Entgegenhaltungen :
DE-A- 4 037 824
GB-A- 2 106 188

④③ Veröffentlichungstag der Anmeldung :
10.08.94 Patentblatt 94/32

⑦③ Patentinhaber : **ROBERT BOSCH GMBH**
Postfach 30 02 20
D-70442 Stuttgart (DE)

④⑤ Bekanntmachung des Hinweises auf die
Patenterteilung :
06.12.95 Patentblatt 95/49

⑦② Erfinder : **REMBOLD, Helmut**
Oehringer Str. 27
D-7000 Stuttgart 40 (DE)
Erfinder : **MÜLLER, Martin**
Favoritegärten 53B
D-71634 Ludwigsburg (DE)

⑧④ Benannte Vertragsstaaten :
DE FR GB IT SE

EP 0 609 233 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

Stand der Technik

Die Erfindung geht aus von einer hydraulischen Stelleinrichtung nach der Gattung des Hauptanspruchs. Aus der US-PS 3 516 331 ist eine hydraulische Stelleinrichtung mit einem Differentialzylinder bekannt, dessen der größeren wirksamen Druckfläche des Differentialkolbens zugeordneter Druckraum über ein 3/2-Wegeventil angesteuert wird. Über entsprechendes Takten des 3/2-Wegeventils kann eine Druckdifferenz in den beiden Druckräumen erzeugt werden, die eine Verstellbewegung hervorruft. Eine derartige hydraulische Stelleinrichtung hat den Nachteil, daß bei stationärem, d. h. unbewegtem, Differentialkolben in den Druckräumen relativ hohe Drücke anstehen, die nicht oder nur wenig kleiner als die Verstelldrücke sind. Dadurch ist in der Halteposition (stationäre Stellung) des Differentialkolbens ein hoher Energieaufwand nötig, der im Betrieb der hydraulischen Stelleinrichtung zu hohen Kosten führen kann.

Aus der DE-OS 40 37 824 ist eine hydraulische Stelleinrichtung gemäß Anspruch 1, 1. Teil bekannt, bei der diese Nachteile vermieden werden. Bei dieser bekannten hydraulischen Stelleinrichtung wird der an der großen Kolbenfläche eines Differentialzylinders angeordnete Druckraum über ein elektromagnetisch betätigbares Steuerventil angesteuert. Dieses Steuerventil ist so ausgebildet, daß es in seiner Mittelstellung negative Überdeckung hat. Es wird so angesteuert, daß die Drücke in den Druckräumen des Differentialkolbens annähernd konstant bleiben und daß die Haltekräfte bei stationärer Stellung des Differentialkolbens wesentlich kleiner sind als die Verstelldrücke. Eine derartige hydraulische Stelleinrichtung wird beispielsweise eingesetzt, um in einer Brennkraftmaschine eine Einrichtung zur Verstellung der Nockenwelle relativ zur Kurbelwelle zu betätigen (DE-OS 36 16 234). Um in den Endstellungen des Steuerventils den jeweiligen druckführenden Anschluß gegen den Rücklaufanschluß sicher abzudichten, sind bei diesen Steuerventilen zum Teil enge und lange Führungsspalte für das Ventilglied notwendig. Dadurch sind diese Steuerventile unter Umständen schmutzempfindlich, d. h. bei verschmutztem Druckmittel (Motoröl der Brennkraftmaschine) kann die Ventilfunktion beeinträchtigt werden. Darüber hinaus sind derartige Steuerventile aufgrund der notwendigen geringen Toleranzen aufwendig zu fertigen.

Vorteile der Erfindung

Die erfindungsgemäße hydraulische Stelleinrichtung mit den kennzeichnenden Merkmalen des Hauptanspruchs hat demgegenüber den Vorteil, daß sie mit geringen Verlusten arbeitet, wenn keine Verstellbewegung des Differentialkolbens erfolgt, daß

sie einfach aufgebaut ist und daß die Verschmutzungsempfindlichkeit des Steuerventils gering ist.

Weitere Vorteile der Erfindung und vorteilhafte Weiterbildungen ergeben sich aus den Unteransprüchen und der Beschreibung.

Zeichnung

Zwei Ausführungsbeispiele der Erfindung sind in der nachfolgenden Beschreibung und Zeichnung näher erläutert. Letztere zeigt in Figur 1 ein erstes Ausführungsbeispiel der hydraulischen Stelleinrichtung in vereinfachter Darstellung. Figur 2 zeigt die Pumpe der hydraulischen Stelleinrichtung in vereinfachter Darstellung und Figur 3 das Steuerventil der hydraulischen Stelleinrichtung im Längsschnitt. Figur 4 zeigt ein zweites Ausführungsbeispiel der hydraulischen Stelleinrichtung in vereinfachter Darstellung.

Beschreibung der Ausführungsbeispiele

In Figur 1 ist mit 10 eine hydraulische Stelleinrichtung bezeichnet, die einen Differentialzylinder 11 mit Differentialkolben 12, 13 aufweist. Der Druckraum 14 an der großen Kolbenfläche des Differentialkolbens 12 ist über eine Druckleitung 15 mit einem Pumpenarbeitsraum 16 einer - in Figur 2 näher dargestellten - Pumpe 17 verbunden. Der Druckraum 18 an der kleineren wirksamen Kolbenfläche des Differentialkolbens 12 ist über eine Druckleitung 19 mit einem weiteren, gegensinnig zum ersten Pumpenarbeitsraum 16 wirkenden, Pumpenarbeitsraum 20 der Pumpe 17 verbunden.

Der Pumpenarbeitsraum 16 wird über eine in die Druckleitung 15 mündende Versorgungsleitung 21 mit Druckmittel versorgt. In diese Versorgungsleitung 21 ist ein Rückschlagventil 22 eingesetzt, das bei Druckmittelströmung von der mit P_M bezeichneten Druckmittelquelle zum Pumpenarbeitsraum 16 öffnet. Auf analoge Weise ist der Pumpenarbeitsraum 20 über eine in die Druckmittelleitung 19 mündende Versorgungsleitung 24 mit Rückschlagventil 25 mit der Druckmittelquelle P_M verbunden. Bei der Druckmittelquelle P_M handelt es sich beispielsweise um eine Einrichtung zur Druckmittel- bzw. Schmiermittelversorgung einer Brennkraftmaschine.

In den Druckleitungen 15 bzw. 19 ist jeweils zwischen Versorgungsleitung 21 bzw. 24 und dem Druckraum 14 bzw. 18 ein Rückschlagventil 26 bzw. 27 angeordnet, das bei einer Druckmittelströmung vom Pumpenarbeitsraum zum Druckraum öffnet.

Von der Druckleitung 15 zweigt zwischen dem Rückschlagventil 26 und dem Druckraum 14 eine Steuerleitung 29 ab, die mit einem Anschluß 30 eines - in Figur 3 näher dargestellten - Steuerventils 31 verbunden ist. Bei dem Steuerventil 31 handelt es sich im Ausführungsbeispiel um ein 3/2-Sitzventil, von dessen zweitem Anschluß 32 eine Steuerleitung 33

ausgeht, die in die Druckleitung 19 - zwischen Rückschlagventil 27 und Druckraum 18 - mündet. Der dritte Anschluß des Steuerventils ist als Rücklauf 34 ausgebildet und mit einem Behälter 35 verbunden.

Bei der in Figur 2 schematisch dargestellten Pumpe 17 handelt es sich im Ausführungsbeispiel um eine Radialkolbenpumpe mit gegensinnig arbeitenden Kolben, die über eine Antriebswelle 36 beispielsweise von der Nockenwelle eines Verbrennungsmotors angetrieben werden. Beim Einsatz der hydraulischen Stelleinrichtung z. B. zur Verstellung der Nockenwelle eines Kraftfahrzeuges relativ zu dessen Kurbelwelle (DE-OS 36 16 234) kann als Antriebswelle der Pumpe auch direkt die Nockenwelle genutzt werden. Die zwei Pumpenarbeitsräume 16 und 20 sind um 180° gegeneinander versetzt angeordnet, ihre Kolben 37 bzw. 38 werden über einen auf der Antriebswelle 36 angeordneten Exzenter 40 angetrieben.

Das in Figur 3 dargestellte Steuerventil 31 hat ein etwa topfförmiges Gehäuse 41, in dessen Boden 42 eine mittige Bohrung 43 angeordnet ist. Vom Boden 42 gehen zwei hülsenförmige Fortsätze 44, 45 aus, von denen der Fortsatz 44 ins Innere des Gehäuses 41 ragt und der Fortsatz 45 in die entgegengesetzte Richtung weist. Die Fortsätze 44, 45 sind so bemessen, daß ihre Innenräume zusammen mit der Bohrung einen zylinderförmigen Ventilraum 46 ausbilden.

Von der freien Stirnseite des Fortsatzes 45 geht eine Vertiefung 48 aus, die durch einen an der Stirnseite anliegenden Deckel 49 einseitig verschlossen ist. Die Vertiefung 48 reicht bis an eine Hülse 47 heran, die in den Ventilraum 46 eingesetzt, und aus einem nichtmagnetischen Material gefertigt ist. Die Hülse 47 und der Fortsatz 45 werden von einer Querbohrung 50 durchdrungen, die mit dem Rücklauf 34 des Steuerventils verbunden ist und über die der Ventilraum 46 mit dem Behälter 35 verbunden ist.

Das Gehäuse 41 ist von einem Zylindermantel 51 aus unmagnetischem Werkstoff umgeben, der das Gehäuse nach oben überragt und durch einen Deckel 52 verschlossen ist, so daß ein Ankerraum 53 ausgebildet ist.

In das Innere des Gehäuses 41 ist eine Magnetspule 54 eingesetzt, die den hülsenförmigen Fortsatz 44 umfaßt, und deren Innendurchmesser größer als dessen Außendurchmesser ist. In den zwischen Magnetspule 54 und Fortsatz 44 gebildeten Ringraum 55 ist eine Druckfeder 56 eingesetzt, deren eines Ende am Boden 42 des Gehäuses und deren anderes Ende an einem scheibenförmigen Flachanker 57 anliegt, der im Ankerraum 53 angeordnet ist.

Dieser Flachanker 57 wirkt mit einem im wesentlichen zylinderförmigen Ventilglied 59 zusammen, das in der Hülse 47 geführt ist. Die Länge des Ventilgliedes 59 ist geringer als der Abstand der Deckel 49 und 52. Das Ventilglied 59 durchdringt den Flachan-

ker 57 mittig und ist fest mit diesem verbunden. An der dem Deckel 52 zugewandten Stirnseite hat das Ventilglied einen Absatz 60 geringeren Durchmessers. Die freie Stirnseite 61 des Absatzes 60 wirkt mit einer als Ventilsitz ausgebildeten Bohrung 62 im Deckel 52 zusammen, die mit der Steuerleitung 33 verbunden ist.

Um das Ventilglied 59 herum wird der Flachanker 57 von mehreren, regelmäßig angeordneten Bohrungen 65 durchdrungen, die der Druckmitteldurchführung dienen.

Das Ventilglied 59 ragt mit seinem dem Deckel 49 zugewandten Ende bis in die Vertiefung 48 und hat dort einen Absatz 66 geringeren Durchmessers, dessen Stirnseite 67 mit einer als Ventilsitz ausgebildeten Bohrung 68 im Deckel 49 zusammenwirkt. Die Bohrung 68 dient als erster Anschluß 30 des Steuerventils 31 und ist mit der Steuerleitung 29 verbunden.

Das Ventilglied 59 hat einen innerhalb der Hülse 47 befindlichen Abschnitt 70 geringeren Durchmessers, so daß zwischen diesem und der Hülse 47 ein Ringraum 71 ausgebildet ist. Die äußeren Abschnitte 72 und 73 größeren Durchmessers führen das Ventilglied 59 in der Hülse 47 und haben zur Druckmitteldurchführung dienende abgeflachte Bereiche 74 bzw. 75, an denen Druckmittel vorbeiströmen kann.

Die hydraulische Stelleinrichtung 10 ist beispielsweise in einer Einrichtung zur stetigen Verstellung der Nockenwelle einer Brennkraftmaschine relativ zu deren Kurbelwelle eingesetzt, wodurch eine Phasenverschiebung zwischen diesen beiden Wellen erzeugt wird.

Eine Verschiebung des Differentialkolbens 12, 13 nach links (Figur 1) erzeugt in dieser Einrichtung eine Verstellung der Nockenwelle nach "spät", d. h. zu einer späten Drehlage bzw. später Ventilbetätigung. Eine Verstellung des Differentialkolbens nach rechts erzeugt demzufolge eine Verstellung nach "früh" bzw. früher Drehlage und früher Ventilbetätigung.

Bei der in Figur 1 dargestellten Schaltstellung des stromlosen Steuerventils 31 ist die Steuerleitung 29 mit dem Behälter 34 verbunden, während die Steuerleitung 33 durch das Steuerventil 31 einseitig verschlossen ist. In dieser Schaltstellung liegt der in Figur 3 dargestellte Absatz 60 des Ventilgliedes 59 aufgrund der Wirkung der Druckfeder 56 an der mit der Steuerleitung 33 verbundenen Bohrung 62 an und verschließt diese. Gleichzeitig kann Druckmittel von der Steuerleitung 29 durch die Bohrung 68 in die Vertiefung 48 gelangen. Von dort besteht eine Verbindung zur Querbohrung 50 und damit zum Behälter 35, und zwar über den Raum zwischen Hülse 47 und den abgeflachten Bereichen 74 des Abschnittes 72 und über den Ringraum 71. Damit ist die Druckleitung 15 und somit auch der Druckraum 14 des Differentialzylinders 11 zum Behälter 34 entlastet, während der Druckraum 18 von der Pumpe 17 über den Pumpenarbeitsraum 20 mit Druck beaufschlagt wird. Der Dif-

ferentialkolben 12, 13 wird nach links bewegt.

Soll der Differentialkolben 12, 13 nach rechts bewegt werden, wird das Steuerventil 31 durch entsprechende Ansteuerung der Magnetspule 54 in die zweite Schaltstellung geschaltet, so daß der Absatz 66 des Ventiliertes 59 die Bohrung 68 und damit die Steuerleitung 29 einseitig verschließt. Dadurch ist dann die gegenüberliegende Bohrung 62 über den Ankerraum 53, den Raum zwischen Hülse 47 und den Abflachungen 75 des Abschnittes 73 sowie über den Ringraum 71 mit der Querbohrung 50 bzw. dem Rücklauf 34 und dem Behälter 35 verbunden.

In dieser Schaltstellung ist die Druckleitung 19 und damit der Druckraum 18 zum Behälter 35 entlastet, während der Druckraum 14 von der Pumpe 17 über den Pumpenarbeitsraum 16 und die Druckleitung 15 mit Druck beaufschlagt wird.

Eine stationäre Stellung des Differentialkolbens 12, 13 wird durch entsprechend getaktetes oder proportionales Ansteuern des Steuerventils 31 erreicht, wobei in der Steuerleitung 29 und damit im Druckraum 14 ein Druck eingestellt wird, der gerade ausreicht, die (von der Verstelleinrichtung einwirkende) Rückstellkraft des Differentialkolbens auszugleichen. Die Halte drücke in dieser stationären Stellung des Differentialkolbens sind somit sehr viel geringer als die für eine (schnelle) Verstellbewegung benötigten Drücke.

Über entsprechende Ansteuerung der Magnetspule wird ebenfalls gewährleistet, daß diese Halte drücke auch bei sich ändernden Drehzahlen der Nockenwelle auf einem Niveau gehalten werden, das gerade ausreicht, die Rückstellkräfte aus der Einrichtung zur Verstellung der Nockenwelle aufzunehmen.

Durch die beschriebene Ausbildung der hydraulischen Stelleinrichtung und des Steuerventils 31 ist ein Motornotlauf der Brennkraftmaschine auch bei Ausfall des Steuerventils bzw. der Hydraulikversorgung gewährleistet. Im nicht angesteuerten Zustand nimmt das Steuerventil 31 aufgrund der Wirkung der Feder 56 die in Figur 1 dargestellte Schaltstellung ein. Dadurch ist - wie zuvor beschrieben - der Druckraum 18 mit Druck beaufschlagt, während der Druckraum 14 zum Behälter 35 entlastet ist. Damit wird der Differentialkolben nach links ("spät") verstellt. Bei Ausfall der Hydraulikversorgung wird der Differentialkolben 12, 13 aufgrund der mechanischen Rückstellkraft aus der Einrichtung zur Verstellung der Nockenwelle nach links bewegt. In beiden Fällen ist aufgrund dieser Rückstellung zur späten Drehlage der Nockenwelle ein Motornotlauf gesichert.

Durch die beschriebene Ausbildung des Steuerventils 31 bzw. des Ventiliertes 59 herrscht im Bereich der Führung des Ventiliertes nur der Druck des Rücklaufes 34. Dadurch kann zum einen die wirksame Führungslänge für das Ventilglied klein gehalten werden, da keine Dichtfunktion gegen höhere Drucke notwendig ist. Andererseits tritt im Führungsbereich

des Ventiliertes keine große Druckdifferenz auf, durch die Schmutz in die Führungsspalte gefördert werden könnte. Um zu vermeiden, daß sich metallischer Abrieb durch die Wirkung magnetischer Felder im Bereich des Ventiliertes anlagert, ist die zur Führung dienende Hülse aus nichtmagnetischem Material gefertigt. Das Steuerventil 31 kann, wie in Figur 3 dargestellt, mit einem Flachanker oder auch als Proportionalmagnetventil mit entsprechend ausgebildetem magnetischem Kreis ausgeführt sein.

Um die Verstellgeschwindigkeit des Differentialkolbens über den gesamten Drehzahlbereich der Brennkraftmaschine bzw. der Antriebswelle 36 konstant zu halten, kann das Steuerventil 31 als Druckregelventil verwendet werden. Durch entsprechende Dosierung der Magnetkraft (entsprechende Ansteuerung der Magnetspule) wird das Ventilglied dann nur so stark an den Ventilsitz gedrückt, wie es zur entsprechenden Druckerzeugung notwendig ist. Dabei ist es vorteilhaft, das Steuerventil mit entsprechend ausgebildetem Magnetkreis als Proportionalmagnetventil auszubilden, da in Abhängigkeit von der Drehzahl der Antriebswelle die Verstellkräfte unterschiedlich sind. Um den Differentialkolben 12, 13 in stationärer Stellung zu halten, wird die Magnetspule 54 dann gerade so angesteuert, daß der Druck in der Steuerleitung 29 und damit im Druckraum 14 gerade den auf den Differentialkolben wirkenden Rückstellkräften das Gleichgewicht hält.

In einer vorteilhaften Ausgestaltung des ersten Ausführungsbeispiels der hydraulischen Stelleinrichtung ist die Pumpe 17 saugseitig gedrosselt, z. B. über eine schlitzzgesteuerte Ansaugdrosselung. Damit läßt sich ein Fördermengenverlauf realisieren, der über den gesamten Drehzahlbereich der Brennkraftmaschine bzw. der Antriebswelle konstant ist. Die Auslegung der Pumpe bzw. der Ansaugdrosselung erfolgt so, daß der Beginn des Konstantförderbereiches (konstanter Fördermittelstrom) mit der unteren Grenzdrehzahl des Arbeitsbereiches zusammenfällt (z. B. Leerlaufdrehzahl der Brennkraftmaschine). Die Förderrate der Pumpe ist auf die erforderliche Verstellgeschwindigkeit des Differentialzylinders abgestimmt. Das Steuerventil 31 ist dabei als einfaches Magnetventil mit Flachanker ausgeführt, da eine Druckregel funktion - wie zuvor beschrieben - nicht erforderlich ist. Unabhängig davon kann die Verstellgeschwindigkeit des Differentialkolbens durch Takten des Magnetventils beeinflußt werden. Auch die Haltefunktion (stationäre Stellung des Differentialzylinders) kann durch entsprechende getaktete Ansteuerung des Steuerventils realisiert werden. Um im Konstantförderbereich der Pumpe unterschiedliche Füllungen der Pumpenarbeitsräume durch Schwankungen in der Druckmittelzufuhr zu vermeiden, erfolgt die Druckmittelversorgung der Pumpe zweckmäßigerweise aus einem Reservoir (Behälter).

Bei dem in Figur 4 dargestellten zweiten Ausführungsbeispiel

rungsbeispiel der hydraulischen Stelleinrichtung fördert eine Pumpe 17a in eine gemeinsame Förderleitung 80, von der zwei Druckleitungen 81, 82 ausgehen. Zur Umsteuerung des Pumpenförderstroms ist an die zwei Druckleitungen 81, 82 jeweils ein druckgesteuertes Rückschlagventil 83, 84 angeschlossen. Das Rückschlagventil 83 ist ausgangsseitig mit der Druckleitung 15 und das Rückschlagventil 84 mit der Druckleitung 19 verbunden. Die Rückschlagventile 83, 84 sind so ausgebildet, daß sie bei einer Druckmittelströmung von der Pumpe 16a zum Differentialzylinder 11 öffnen. Dazu sind die jeweiligen Ventilglieder 85, 86 durch je eine Druckfeder 87 bzw. 88 und zusätzlich durch den Druck in einer Steuerleitung 89 bzw. 90 beaufschlagt. Die Steuerleitung 89 am Rückschlagventil 83 ist andererseits mit der Druckleitung 19 verbunden, während die Steuerleitung 90 am Rückschlagventil 84 zur Druckleitung 15 führt.

Zwischen der Steuerleitung 90 und dem Rückschlagventil 83 ist in die Druckleitung 15 eine Drossel 91 eingesetzt. In die Druckleitung 19 ist ebenfalls eine Drossel 92 eingesetzt, und zwar zwischen dem Rückschlagventil 84 und der Steuerleitung 89.

Das Steuerventil 31 ist über die Steuerleitungen 29 und 33 mit den Druckleitungen 15 bzw. 19 verbunden, und zwar jeweils zwischen den zu den Rückschlagventilen führenden Steuerleitungen 90 bzw. 89 und dem Differentialzylinder 11.

In der gezeichneten Stellung des Steuerventils 31 und der Rückschlagventile 83, 84 können bei zunächst druckloser Stelleinrichtung und anlaufender Pumpe 17a beide Rückschlagventile 83, 84 öffnen. In den Druckleitungen 81, 82 und in den Druckleitungen 15 und 19 baut sich vor den Drosseln 91 und 92 ein bestimmter Druck auf, der auch in der Druckleitung 19 hinter der Drossel 92 herrscht. Aufgrund der Entlastung der Druckleitung 15 zum Behälter über das Steuerventil 31 kann sich hinter der Drossel 91 kein derartiger Druck aufbauen.

Über die Steuerleitung 89 wirkt der in der Druckleitung 19 anstehende Druck auch auf das Rückschlagventil 83, so daß aufgrund der zusätzlich wirkenden Kraft der Druckfeder 87 das Rückschlagventil 83 geschlossen wird. Durch den sich aufbauenden Druck im Druckraum 18 und aufgrund der Entlastung der Druckkammer 14 zum Behälter 35 wird der Differentialkolben nach links ("spät") bewegt.

Um eine Verstellung des Differentialkolbens nach rechts ("früh") zu erzeugen, wird das Steuerventil 31 durch entsprechende Erregung der Magnetspule in die zweite Schaltstellung bewegt, so daß die Druckleitung 19 zum Behälter entlastet ist. Entsprechend zur zuvor beschriebenen Schaltstellung wird dann das Rückschlagventil 84 in Schließstellung bewegt, so daß bei entlastetem Druckraum 18 und druckbelasteten Druckraum 14 eine Bewegung des Differentialkolbens nach rechts erfolgt.

Die Haltestellung (stationäre Stellung des Diffe-

rentialkolbens) kann entweder durch entsprechend getaktete Ansteuerung des Steuerventils oder über eine Druckregelung bei teilerregter Magnetspule realisiert werden. Um die Verlustleistung der hydraulischen Stelleinrichtung zu begrenzen, sollte der Druckabfall an den Drosseln 91 bzw. 92 auf beispielsweise 5 bis 10 bar begrenzt werden.

5

10

Patentansprüche

15

1. Hydraulische Stelleinrichtung (10) mit einer Hydraulikpumpe (17, 17a) und mit einem Differentialzylinder (11), in dessen Druckräumen (14 und 18) sich durch teilweises Abströmen von Druckmittel über ein elektromagnetisch betätigtes Steuerventil (31) jeweils ein Teildruck einstellt, der durch entsprechende Ansteuerung des Steuerventils stetig oder unstetig in Abhängigkeit bestimmter Kriterien veränderbar ist, wobei bei stationärer Stellung des Differentialkolbens Haltedrücke eingestellt sind, die sehr viel kleiner sind als die Verstelldrücke, und wobei eine erste Leitungseinrichtung (15; 15, 81, 80) ausgehend von der Hydraulikpumpe (17, 17a) und mündend in einem ersten Druckraum (14) der Druckräume (14, 18) sowie eine zweite Leitungseinrichtung (19; 19, 82, 80) ausgehend von der Hydraulikpumpe (17; 17a) und mündend in einem zweiten Druckraum (18) der Druckräume (14, 18) vorgesehen sind, dadurch gekennzeichnet, daß das elektromagnetisch betätigte Steuerventil (31) zwischen die beiden Leitungseinrichtungen geschaltet ist.

20

25

30

35

2. Hydraulische Stelleinrichtung nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß das Steuerventil (31) ein 3/2-Wegeventil in Sitzbauweise ist.

40

3. Hydraulische Stelleinrichtung nach Anspruch 1 oder 2, dadurch gekennzeichnet, daß das Steuerventil (31) mit einem Rücklauf (34) verbunden ist, und daß im Bereich der Führung des Ventiliertes (59) im wesentlichen der im Rücklauf anstehende Druck vorherrscht.

45

50

4. Hydraulische Stelleinrichtung nach einem der Ansprüche 1 bis 3, dadurch gekennzeichnet, daß jede Leitungseinrichtung (15, 19) jeweils mit mindestens einem Druckraum (16, 20) der Pumpe (17) verbunden ist.

55

5. Hydraulische Stelleinrichtung nach einem der Ansprüche 1 bis 3, dadurch gekennzeichnet, daß in jeder Leitungseinrichtung (15, 19) ein vom Druck in der anderen Leitungseinrichtung (19, 15) gesteuertes Sperrventil (83, 84) angeordnet ist.

6. Hydraulische Stelleinrichtung nach Anspruch 5, dadurch gekennzeichnet, daß das Sperrventil (83, 84) ein Rückschlagventil ist, dessen Ventillglied (85, 86) von einer Druckfeder und dem Druck in einer Steuerleitung (89, 90) beaufschlagt ist.
7. Hydraulische Stelleinrichtung nach einem der Ansprüche 1 bis 6, dadurch gekennzeichnet, daß in jeder Leitungseinrichtung (15, 81; 19, 82) eine Drossel (91, 92) angeordnet ist.
8. Hydraulische Stelleinrichtung nach Anspruch 7, dadurch gekennzeichnet, daß die Drossel (91, 92) zwischen dem Rückschlagventil (83, 84) und der das Rückschlagventil (84, 83) in der anderen Leitungseinrichtung steuernden Steuerleitung (90, 89) angeordnet ist.

Claims

1. Hydraulic setting device (10), having a hydraulic pump (17, 17a) and having a differential cylinder (11), in each of whose pressure spaces (14 and 18) a part pressure is set by partial spilling of pressure medium via an electromagnetically actuated control valve (31), which part pressure can be varied as a function of certain criteria in a continuous or discontinuous manner by corresponding activation of the control valve, hold pressures which are very much smaller than the adjustment pressures being set in the case of the stationary position of the differential piston, and a first conduit device (15; 15, 81, 80) emerging from the hydraulic pump (17, 17a) and opening into a first pressure space (14) of the pressure spaces (14, 18) and a second conduit device (19; 19, 82, 80) emerging from the hydraulic pump (17; 17a) and opening into a second pressure space (18) of the pressure spaces (14, 18) being provided, characterized in that the electromagnetically actuated control valve (31) is connected between the two conduit devices.
2. Hydraulic setting device according to Claim 1, characterized in that the control valve (31) is a 3/2-way valve of seat type.
3. Hydraulic setting device according to Claim 1 or 2, characterized in that the control valve (31) is connected to a return (34) and in that the pressure present in the return is essentially effective in the region of the guide of the valve element (59).
4. Hydraulic setting device according to one of Claims 1 to 3, characterized in that each conduit

arrangement (15, 19) is respectively connected to at least one pressure space (16, 20) of the pump (17).

5. Hydraulic setting device according to one of Claims 1 to 3, characterized in that a shut-off valve (83, 84) is arranged in each conduit arrangement (15, 19), this shut-off valve (83, 84) being controlled by the pressure in the other conduit arrangement (19, 15).
6. Hydraulic setting device according to Claim 5, characterized in that the shut-off valve (83, 84) is a non-return valve whose valve element (85, 86) is acted upon by a compression spring and by the pressure in a control conduit (89, 90).
7. Hydraulic setting device according to one of Claims 1 to 6, characterized in that a throttle (91, 92) is arranged in each conduit arrangement (15, 81; 19, 82).
8. Hydraulic setting device according to Claim 7, characterized in that the throttle (91, 92) is arranged between the non-return valve (83, 84) and the control conduit (90, 89) controlling the non-return valve (84, 83) in the other conduit arrangement.

Revendications

1. Installation hydraulique de réglage (10) comprenant une pompe hydraulique (17, 17a) et un cylindre hydraulique (11) dont les chambres de pression (14 et 18) sont mises chaque fois à une pression partielle par l'évacuation partielle du liquide hydraulique par l'intermédiaire d'une soupape à commande électromagnétique (31), pression partielle qui est modifiée de manière constante ou non en fonction de certains critères par une commande appropriée de la soupape de commande, et des pressions de retenue s'établissent pour une position stationnaire du piston différentiel, pressions de retenue qui sont beaucoup plus petites que les pressions de réglage, une première installation de conduites (15; 15, 81, 80), partant de la pompe hydraulique (17, 17a) et débouchant dans une première chambre de pression (14) parmi les chambres de pression (14, 18) ainsi qu'une seconde installation de conduites (19; 19, 82, 80) partant de la pompe hydraulique (17; 17a) et débouchant dans une seconde chambre de pression (18) parmi les chambres de pression (14, 18) caractérisée en ce que la soupape de commande électromagnétique (31) est branchée entre les deux installations de conduites.

2. Installation hydraulique de réglage selon la revendication 1, caractérisée en ce que la soupape de commande (31) est une soupape à 3/2 voies comportant un siège. 5
3. Installation hydraulique de réglage selon la revendication 1 ou 2, caractérisée en ce que la soupape de commande (31) est reliée à un retour (34) et en ce qu'au niveau du retour de l'organe de soupape (59) règne principalement la pression du retour. 10
4. Installation hydraulique de réglage selon l'une des revendications 1 à 3, caractérisée en ce que chaque installation de conduites (15, 19) est respectivement reliée à au moins une chambre de pression (16, 20) de la pompe (17). 15
5. Installation hydraulique de réglage selon l'une des revendications 1 à 3, caractérisée en ce que dans chaque installation de conduites (15, 19) il est prévu une soupape de blocage (83, 84) commandée par la pression régnant dans l'autre installation de conduites (19, 15). 20
6. Installation hydraulique de réglage selon la revendication 5, caractérisée en ce que la soupape de blocage (83, 84) est une soupape antiretour dont l'organe d'obturation (85, 86) est sollicité par un ressort de compression et par la pression régnant dans une conduite de commande (89, 90). 25
7. Installation hydraulique de réglage selon l'une des revendications 1 à 6, caractérisée par un organe d'étranglement (91, 92) prévu dans chaque installation de conduites (15, 81; 19, 82). 30
8. Installation hydraulique de réglage selon la revendication 7, caractérisée en ce que l'organe d'étranglement (91, 92) est prévu entre la soupape antiretour (83, 84) et la conduite de commande (90, 89) commandant la soupape antiretour (84, 83) dans l'autre installation de conduites. 35

45

50

55

7

FIG. 1

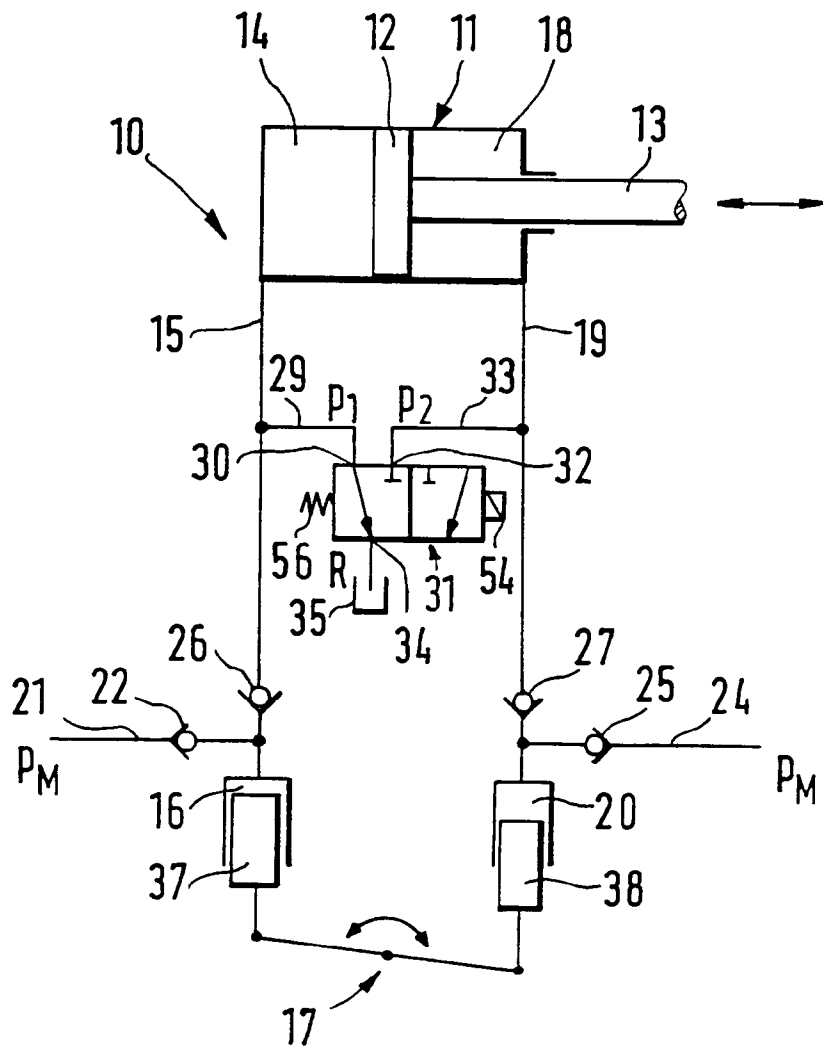


FIG. 2

