



Europäisches Patentamt  
European Patent Office  
Office européen des brevets



(11) **EP 1 065 379 B1**

(12) **EUROPÄISCHE PATENTSCHRIFT**

(45) Veröffentlichungstag und Bekanntmachung des Hinweises auf die Patenterteilung:  
**10.03.2004 Patentblatt 2004/11**

(51) Int Cl.7: **F04B 49/06**, F04B 49/20,  
F04B 49/08

(21) Anmeldenummer: **00110414.0**

(22) Anmeldetag: **16.05.2000**

(54) **Elektrohydraulische Druckversorgung mit verstellbarer Pumpe und regelbarem elektrischem Antrieb**

Electrohydraulic pressure supply with variable displacement pump and controllable electric drive  
Alimentation en pression avec pompe à capacité variable et motorisation électrique réglable

(84) Benannte Vertragsstaaten:  
**AT BE CH CY DE DK ES FI FR GB GR IE IT LI LU  
MC NL PT SE**

(30) Priorität: **02.07.1999 DE 19930648**

(43) Veröffentlichungstag der Anmeldung:  
**03.01.2001 Patentblatt 2001/01**

(73) Patentinhaber: **DaimlerChrysler AG  
70567 Stuttgart (DE)**

(72) Erfinder:  
• **Orthmann, Reinhard, Dr.  
55130 Mainz (DE)**  
• **Jürging, Michael, Dr.  
64546 Mörfelden (DE)**  
• **Bolz, Gerald, Dr.  
13591 Berlin (DE)**

(56) Entgegenhaltungen:  
**EP-A- 0 277 253 EP-A- 0 440 802**  
**US-A- 4 600 364 US-A- 4 930 992**  
**US-A- 5 307 288**

**EP 1 065 379 B1**

Anmerkung: Innerhalb von neun Monaten nach der Bekanntmachung des Hinweises auf die Erteilung des europäischen Patents kann jedermann beim Europäischen Patentamt gegen das erteilte europäische Patent Einspruch einlegen. Der Einspruch ist schriftlich einzureichen und zu begründen. Er gilt erst als eingelegt, wenn die Einspruchsgebühr entrichtet worden ist. (Art. 99(1) Europäisches Patentübereinkommen).

## Beschreibung

**[0001]** Die Erfindung betrifft eine elektrohydraulische Druckversorgung mit einer von einem Motor angetriebenen Pumpe gemäß US 5,307,288. Der Volumenstrom und der Ausgangsdruck der Pumpe können durch Verändern der Drehzahl des Motors, durch Verschieben des Pumpenrotors entlang seiner Rotationsachse und durch Variieren des Querschnitts des Pumpenausgangs eingestellt werden.

**[0002]** Elektrohydraulische Druckversorgungen haben eine Vielzahl von Anwendungen gefunden. Sie kommen zum Einsatz bei elektrohydraulischen Steuerungseinrichtungen, beim hydraulischen Heben und Senken von Lasten, bei der Betätigung von hydraulischen Stellgliedern und nicht zuletzt in der Kraftfahrzeughydraulik. In der Kraftfahrzeughydraulik haben elektrohydraulische Druckversorgungen z.B. Einsatz gefunden in Servolenkungen und in elektrohydraulisch betätigten Aktoren. Zur Regelung des von der Hydraulikpumpe geförderten Volumenstroms wurden bisher drei verschiedene Prinzipien verfolgt.

**[0003]** In einem bekannten Regelungsprinzip wird die Förderleistung einer mit einem Elektromotor angetriebenen Hydraulikpumpe dadurch geregelt, daß die Drehzahl des Elektromotors geregelt wird. Der Elektromotor steht bei diesen Systemen in Wirkverbindung mit der Hydraulikpumpe und der von der Hydraulikpumpe geförderte Volumenstrom hängt von der Drehzahl des elektrischen Antriebsmotors ab. Die Hydraulikpumpe selbst verfügt außer durch die Drehzahl des Antriebs über keine Regelungssysteme mit denen der geförderte Volumenstrom beeinflusst werden kann. Bei der Auslegung dieser Systeme sind an den elektrischen Antriebsmotor sehr hohe Anforderungen gestellt. Der Antriebsmotor muß in der Lage sein, sowohl große Volumenströme mit kleinen lastseitigen Systemdrücken zu verarbeiten als auch kleine Volumenströme mit hohen lastseitigen Systemdrücken. Der geförderte Volumenstrom ist proportional der Drehzahl des Antriebsmotors, während der lastseitige Systemdruck proportional dem vom Motor aufgebracht Drehmoment ist. Das führt dazu, daß die Antriebsmotoren in diesen elektrohydraulischen Systemen sowohl auf eine hohe Drehzahl als auch auf ein hohes Drehmoment hin ausgelegt werden müssen. Dies macht die elektrischen Antriebsmotoren aufwendig und teuer.

**[0004]** Man hat deshalb elektrohydraulische Systeme vorgeschlagen, bei denen der elektrische Antrieb mit konstanter Drehzahl betrieben wird. Dies ermöglicht die Optimierung des Elektromotors auf eine Drehzahl hin. Da der Elektromotor der aufwendigste Bestandteil von elektrohydraulischen Systemen ist, lassen sich mit der Optimierung des Elektromotors auf eine konstante Drehzahl hin Kostenvorteile erzielen. Der geforderte Volumenstrom der Hydraulikpumpe wird durch die Regelung eines By-Pass-Ventils eingestellt. Dieses Regelungsprinzip setzt voraus, daß die Pumpe ständig min-

destens den Soll-Volumenstrom liefert. Da der Sollvolumenstrom auch zur Verfügung gestellt werden muß, wenn keine hydraulische Leistung benötigt wird, haben diese Systeme eine relativ hohe nicht genutzte Verlustleistung.

**[0005]** Insbesondere im Kraftfahrzeug ist die dem Bordnetz entnehmbare Leistung für den elektrischen Antrieb einer Pumpe begrenzt. Deshalb werden für Hydraulikpumpen höherer Leistung mechanische Antriebe eingesetzt die z.B. über einen Riementrieb oder Kettenantrieb an den Verbrennungsmotor des Kraftfahrzeuges gekoppelt sind. Die Antriebsdrehzahl der Pumpe ist dadurch an die Drehzahl des Verbrennungsmotors gekoppelt und nicht unabhängig regelbar. Die Regelung des geförderten Volumenstroms erfolgt bei diesen Systemen durch eine Verstellung des Schluckvolumens der angeschlossenen Hydraulikpumpe. Abhängig von einem Referenzdruck steuert der Systemdruck das Schluckvolumen der Pumpe. Nachteilig bei diesen Systemen ist, daß der geförderte Volumenstrom von der Drehzahl des Verbrennungsmotors abhängt. Da der notwendige Systemdruck auch bei niederen Drehzahlen des Verbrennungsmotors zur Verfügung gestellt werden muß, müssen bei diesen Systemen Pumpen mit relativ großem maximalen Schluckvolumen eingesetzt werden. Bei hohen Drehzahlen des Verbrennungsmotors hingegen muß das Schluckvolumen auf einen möglichst kleinen Wert eingestellt werden können, da ansonsten der Systemdruck zu unvorteilhaft hohen Werten ansteigen würde. Deshalb muß bei diesen Systemen das Schluckvolumen der Pumpe über einen relativ großen Bereich verstellbar sein, was zu großen mechanischen Bauformen für die Verstellpumpen führt.

**[0006]** Erfindungsgemäße Aufgabe ist es daher, eine elektrohydraulische Druckversorgung mit verstellbarer Pumpe und regelbarem Antrieb anzugeben, die gleichzeitig sowohl die Optimierung des elektrischen Antriebs als auch die Optimierung der verstellbaren Pumpe hinsichtlich Minimierung der notwendigen Bauteilgrößen ermöglicht.

**[0007]** Erfindungsgemäß wird diese Aufgabe gelöst durch die Merkmale des unabhängigen Anspruchs. Weitere vorteilhafte Ausführungsformen sind in den Unteransprüchen enthalten.

**[0008]** Die Erfindung besteht in dem Zusammenwirken zweier unabhängig voneinander verstellbarer Energiewandler und zwar durch einen drehzahlregelbaren Elektromotor, der eine Verstellpumpe antreibt und eine Verstellpumpe mit variablem Schluckvolumen. Der Elektromotor wandelt elektrische Leistung bestehend aus Spannung  $U$  und Strom  $I$  (verlustbehaftet) in mechanische Leistung und zwar in Drehzahl  $n$  und Drehmoment  $T$  um. Die Pumpe wandelt (ebenfalls verlustbehaftet) diese mechanische Leistung in hydraulische Leistung um. Die hydraulische Leistung ist bestimmt durch die Druckdifferenz  $\Delta p$  und den Volumenstrom  $Q$ . Die Druckdifferenz  $\Delta p$  wird in der Regel vom Verbraucher dem System eingepreßt. Der Volumenstrom  $Q$  ergibt

sich aus dem Schluckvolumen und der Motordrehzahl  $n$ . Das Drehmoment  $T$ , das der Motor aufbringen muß, ergibt sich aus dem Schluckvolumen  $V$  und der Druckdifferenz  $\Delta p$ . Bei der Wandlung von hydraulischer Leistung in mechanische Leistung bestimmt das Schluckvolumen  $V$  die Aufteilung der Leistung auf die Drehzahl  $n$  des Motors und auf das Drehmoment  $T$ . Der im Elektromotor fließende Strom  $I$  wird vorwiegend durch das Drehmoment  $T$  bestimmt, die Spannung  $U$  wird vorwiegend durch die Motordrehzahl  $n$  beeinflusst. Baugröße und elektrische Verluste im Elektromotor werden im wesentlichen durch das von dem Motor abverlangte maximale Drehmoment  $T$  also durch den Strom  $I$  bestimmt. Der geförderte Volumenstrom der elektrohydraulischen Druckversorgung wird im wesentlichen über die Drehzahlverstellung des geregelten Elektromotors eingestellt. Die Drehzahl des elektrischen Antriebsmotors ist hierbei weitgehend unabhängig von dem Schluckvolumen der Verstellpumpe einstellbar. Weitgehend unabhängig bedeutet, daß für die Einstellung der Drehzahl und des Schluckvolumens lediglich die vorgegebenen jeweils zeitlich aktuell benötigten Sollvolumenströme und Referenzdrücke beachtet werden müssen. Innerhalb dieser beiden Systemvorgaben kann die Drehzahl des Antriebsmotors völlig unabhängig von dem Schluckvolumen der Verstellpumpe eingestellt werden. Dadurch kann die Schluckvolumenverstellung der Verstellpumpe druckgesteuert erfolgen und die durch die Verstellung des Schluckvolumens geänderte Förderleistung der Pumpe durch die unabhängige Drehzahlregelung des Elektromotors kompensiert werden. Die Erfassung des Volumenstroms kann dabei sowohl direkt über eine Volumenstrommeßeinrichtung als auch indirekt aus der Reaktion der Arbeitsmaschine erfolgen, z.B. aus dem Stellweg des angeschlossenen Aktors. Damit ist es möglich, die Verstellpumpe als Einrichtung zur Drehmomentbeeinflussung z.B. als Drehmomentregler für den Elektromotor zu betreiben.

**[0009]** Mit der Erfindung werden hauptsächlich die folgenden Vorteile erzielt:

**[0010]** Die hydraulische Leistung ist bestimmt durch die Druckdifferenz  $\Delta p$  und den Volumenstrom  $Q$ . Der Volumenstrom  $Q$  wird beeinflusst durch die Motordrehzahl  $n$  des Motors und durch das Schluckvolumen  $V$  der Verstellpumpe. Erfindungsgemäß liefert also die Kombination eines drehzahlregelbaren Antriebsmotors mit einer Verstellpumpe mit variablem Schluckvolumen  $V$  zwei Freiheitsgrade die hydraulische Leistung zu beeinflussen. Dies ermöglicht mit Vorteil, die Leistungsaufnahme durch den Elektromotor an die jeweils geforderte hydraulische Leistung anzupassen. Die Vernichtung von geleisteter Arbeit in By-Pass-Leitungen wird dadurch mit Vorteil vermieden.

**[0011]** Ein weiterer Vorteil der erfindungsgemäßen Kombination ist darin zu sehen, daß der benötigte Differenzdruck  $\Delta p$  weitgehend unabhängig vom Drehmoment  $T$  des Elektromotors geliefert werden kann. Auch die Drehzahl  $n$  zusammen mit dem eingestellten

Schluckvolumen  $V$  der Verstellpumpe beeinflusst den Differenzdruck  $\Delta p$ . Dies wird mit Vorteil genutzt, um das maximale Drehmoment  $T$ , das der Elektromotor zur Verfügung stellen muß, zu begrenzen. Es ist vorteilhafter, einen Elektromotor mit hoher Drehzahl und kleinem Drehmoment laufen zu lassen, um die gleiche Leistung zu liefern als einen Elektromotor mit kleiner Drehzahl und großem Drehmoment laufen zu lassen. Bei Motoren bestimmt nämlich das Drehmoment die Bauteilgröße und damit die Kosten des Systems. Die Verstellpumpe eingesetzt als Einrichtung zur Drehmomentbeeinflussung z.B. als Drehmomentregler ermöglicht mit Vorteil eine Drehmomentbegrenzung und damit einen kleineren Antriebsmotor der optimal und verlustarm betrieben wird.

**[0012]** Ein weiterer Vorteil der erfindungsgemäßen Kombination von drehzahlgeregeltem Antrieb und Verstellpumpe mit variablem Schluckvolumen ist, daß eine derartige elektrohydraulische Druckversorgung bei unveränderter Leistungsaufnahme sowohl hohe Druckdifferenzen  $\Delta p$  bei kleinen Volumenströmen  $Q$  als auch große Volumenströme  $Q$  bei kleinen Druckdifferenzen  $\Delta p$  erzeugen kann. Beispiele für solche Betriebszustände sind zum einen hochdynamische Stellbewegungen und zum anderen Haltefunktionen unter Last. Solche Betriebszustände treten in Kraftfahrzeugen z.B. bei aktiven Fahrwerken, elektrohydraulischen Bremsen und Lenkungen auf. Elektrohydraulische Aktoren für diese Systeme können mit der erfindungsgemäßen Druckversorgung wirtschaftlicher arbeiten und kleiner, leichter und kostengünstiger gebaut werden.

**[0013]** Bei der Verwendung der erfindungsgemäßen elektrohydraulischen Druckversorgung in Kraftfahrzeugen ergibt sich ein weiterer Vorteil. Die bereits beschriebene Möglichkeit der Drehmomentbegrenzung hat vorteilhafte Auswirkungen auf die Steuerungs- und Leistungselektronik. Das Drehmoment  $T$  des Elektromotors ist im wesentlichen proportional zum Strom  $I$ . Bei einer Drehmomentbegrenzung wird damit auch der Strom  $I$  begrenzt. Damit kann auch die Steuerungs- und Leistungselektronik für kleinere Stromstärken ausgelegt werden. Da auch bei der Steuerungs- und Leistungselektronik die Verluste entscheidend von der Stromstärke bestimmt sind, ermöglicht die erfindungsgemäße Druckversorgung auch die optimale Auslegung und den verlustarmen Betrieb der Steuerungs- und Leistungselektronik.

**[0014]** Ausführungsbeispiele der Erfindung werden im folgenden anhand von Zeichnungen dargestellt und näher erläutert. Es zeigen:

Fig. 1 Eine schematische Darstellung der erfindungsgemäßen elektrohydraulischen Druckversorgung.

Fig. 2 Eine Prinzipdarstellung eines erfindungsgemäßen Ausführungsbeispiels für reversierbare Systeme mit einer Pumpenverstellung

- durch einen elektrischen Aktuator
- Fig. 3 Eine Prinzipdarstellung eines erfindungsgemäßen Ausführungsbeispiels für reversierbare Systeme mit einer Pumpenverstellung durch einen Steuerkolben mit Druckregelventil
- Fig. 4 Eine Prinzipdarstellung eines erfindungsgemäßen Ausführungsbeispiels für reversierbare Systeme mit einer Pumpenverstellung durch einen Steuerkolben und ein elektrisch betätigtes 4-3-Wege-Ventil
- Fig. 5 Eine Prinzipdarstellung eines erfindungsgemäßen Ausführungsbeispiels für reversierbare Systeme mit einer Pumpenverstellung durch einen systemdruckbeaufschlagten Steuerkolben mit Feder
- Fig. 6 Eine Prinzipdarstellung eines erfindungsgemäßen Ausführungsbeispiels für nicht reversierbare Systeme mit einer Pumpenverstellung durch einen elektrischen Aktuator
- Fig. 7 Eine Prinzipdarstellung eines erfindungsgemäßen Ausführungsbeispiels für nicht reversierbare Systeme mit einer Pumpenverstellung durch einen Steuerkolben mit Druckregelventil
- Fig. 8 Eine Prinzipdarstellung eines erfindungsgemäßen Ausführungsbeispiels für nicht reversierbare Systeme mit einer Pumpenverstellung durch einen Steuerkolben und elektrisch betätigtes 4-3-Wege-Ventil
- Fig. 9 Eine Prinzipdarstellung eines erfindungsgemäßen Ausführungsbeispiels für nicht reversierbare Systeme mit einer Pumpenverstellung durch einen systemdruckbeaufschlagten Kolben mit Feder

**[0015]** Fig. 1 zeigt eine schematische Darstellung einer erfindungsgemäßen elektrohydraulischen Druckversorgung. Ein Elektromotor M steht als Antriebsmotor in Wirkverbindung mit einer Verstellpumpe 1. Der Elektromotor M ist in seiner Drehzahl  $n$  durch eine Regelung Reg regelbar. Eine Änderung der Drehzahl des Elektromotors wird über die Wirkverbindung 2 auf die Verstellpumpe 1 übertragen. Die Regelung Reg verarbeitet als Eingangsgrößen einen vorgegebenen Wert  $Q_{\text{soll}}$  für den geforderten Sollvolumenstrom und einen gemessenen Wert  $Q_{\text{ist}}$  für den jeweils tatsächlich geförderten aktuellen Volumenstrom der Verstellpumpe. Der aktuelle Volumenstrom wird mit einer Einrichtung Q zur Bestimmung des geförderten Volumenstroms ermittelt. Die Bestimmung des aktuellen Volumenstroms kann direkt mit einem Volumenstromsensor erfolgen, oder indirekt aus

der Reaktion der angeschlossenen Arbeitsmaschine ermittelt werden. Die Anschlußleitungen 3 enden mit den Verbraucheranschlüssen 4. An die Verbraucheranschlüsse 4 können systemseitig ein oder mehrere hydraulische Aktoren und ein oder mehrere hydraulische Vorratsbehälter angeschlossen werden. Ausführungsbeispiele für den Anschluß eines Aktors sind in den Fig. 2 bis Fig. 9 gezeigt. Zwischen den Anschlüssen 4 wird der Differenzdruck  $\Delta p$  zwischen der Förderleitung und der Saugleitung der Verstellpumpe mit einer Druckmeßeinrichtung erfaßt. Der Differenzdruck  $\Delta p$  steuert abhängig von einem Referenzdruck  $p_{\text{Ref}}$  das Schluckvolumen V der Verstellpumpe. Hierzu wird der Differenzdruck  $\Delta p$  und der Referenzdruck  $p_{\text{Ref}}$  in eine Steuerung Strg eingegeben. Die Steuerung Strg steuert die Pumpenverstellung PV, die in Wirkverbindung mit dem Verstellglied 5 der Verstellpumpe 1 steht. Eine Veränderung des Schluckvolumens beeinflusst den geförderten Volumenstrom Q. Die Regelung Reg paßt über die Drehzahl  $n$  den geförderten Volumenstrom  $Q_{\text{ist}}$  an den geforderten Volumestrom  $Q_{\text{soll}}$  an. Alternativ zur direkten Messung kann die Erfassung des Volumestroms auch über die Bestimmung des Stellweges des Verstellgliedes 5 und der Arbeitsgeschwindigkeit der Verstellpumpe, z.B. der Drehzahl  $n$ , erfolgen. Die Pumpe arbeitet unterhalb eines Grenzmoments festgelegt durch  $p_{\text{Ref}}$  wie eine Konstanteinheit mit maximalem Schluckvolumen. Die Variation der E-Motordrehzahl  $n$  moduliert den Volumenstrom (inkl. Reversieren). Beim Überschreiten des Grenzmoments verringert die Regelung das Schluckvolumen bis das Grenzmoment als Lastmoment anliegt. Die Messung des Drehmoments erfolgt indirekt über den Motorstrom oder den Differenzdruck  $\Delta p$ . Der angeforderte Volumenstrom  $Q_{\text{soll}}$  wird bei vermindertem Schluckvolumen durch eine Erhöhung der Motordrehzahl zur Verfügung gestellt.

**[0016]** Fig. 2 zeigt eine Prinzipdarstellung eines erfindungsgemäßen Ausführungsbeispiels für reversierbare Systeme mit einer Pumpenverstellung durch einen elektrischen Aktuator. An den Pumpenanschlüssen 4 sind ein hydraulischer Aktor 6 und ein Druckvorratsbehälter 7 angeschlossen. Das Verstellglied 5 der Verstellpumpe 1 wird mit einem elektrischen Aktuator 8 betätigt. Der Aktuator wird von der Steuerung Strg angesteuert.

**[0017]** Fig. 3 zeigt eine Prinzipdarstellung eines erfindungsgemäßen Ausführungsbeispiels für reversierbare Systeme mit einer Pumpenverstellung durch einen Steuerkolben mit Druckregelventil. In diesem Ausführungsbeispiel verändert ein Steuerkolben 9 die Lage des Verstellglieds 5 der Pumpe 1. Der Steuerkolben 9 ist stets mit der Druckseite verbunden, das gewährleistet ein druckgesteuertes 4/3-Wegeventil 10. Eine Feder 11 schwenkt bei 0 Druck das Stellglied 5 auf maximales Schluckvolumen und liefert unter Druck eine wegproportionale Gegenkraft. Über ein elektrisch gesteuertes Ventil zur Druckregelung 12, z.B. ein Druckregelventil, kann bei Druckbeaufschlagung die Kolbenkraft des Steuerkolbens 9 eingestellt werden. Die

Steuerung des Ventils zur Druckregelung 12 erfolgt über die Steuerung Strg. In Verbindung mit der Federkraft der Kolbenfeder 11 ergibt sich eine Kolbenstellung.

**[0018]** Fig. 4 zeigt eine Prinzipdarstellung eines erfindungsgemäßen Ausführungsbeispiels für reversierbare Systeme mit einer Pumpenverstellung durch einen Steuerkolben und ein elektrisch betätigtes 4-3-Wege-Ventil. In diesem Ausführungsbeispiel verändert ein Differential-Steuerkolben 9 die Lage des Stellglieds 5 der Pumpe 1. Ein elektrisch gesteuertes 4/3-Wegeventil 13 sorgt für die Druckbeaufschlagung der jeweiligen Kolbenfläche des Differentialsteuerkolbens 9. Die Kolbenstellung wird über die Öffnungszeit des 4/3-Wege-Ventils 13 geregelt. Die Mittelstellung des Ventils sperrt den Ölstrom und fixiert den Kolben in seiner Lage. Die Steuerung des Ventils erfolgt über die Steuerung Strg. Ein druckgesteuertes 4/3-Wegeventil 10 gewährleistet die Richtung des Steuerdruckgefälles. Die Dynamik der Verstellung hängt von der Höhe des Druckgefälles ab.

**[0019]** Fig. 5 zeigt eine Prinzipdarstellung eines erfindungsgemäßen Ausführungsbeispiels für reversierbare Systeme mit einer Pumpenverstellung durch einen systemdruckbeaufschlagten Steuerkolben mit Feder. In diesem Ausführungsbeispiel verändert ein Steuerkolben 9 die Lage des Stellglieds 5 der Pumpe 1. Der Steuerkolben 9 ist über die Anschlüsse 4 und durch das 4/3 Wege-Ventil 10 stets mit der Druckseite verbunden. Eine Feder 11 schwenkt bei 0 Druck das Stellglied 5 auf maximales Schluckvolumen und liefert unter Druck eine wegproportionale Gegenkraft. Der Weg des Stellkolbens ist proportional dem anliegenden Druckgefälle. Wird die Feder 11 mit Vorspannung eingebaut, regelt das System erst beim Überschreiten eines Grenzdruckgefälles  $p_{ref}$ . Das Grenzdruckgefälle  $p_{ref}$  ist durch die Vorspannung der Feder 11 vorgegeben. Die Parallelschaltung verschieden langer und/oder verschieden steifer Federn 11 oder der Einsatz von Stufenkolben verändern die Regelkennlinie des Steuerkolbens 9. Da das Lastmoment in etwa druckproportional ist, kann der Differenzdruck  $\Delta p$  zwischen den beiden Anschlüssen 4 als Steuergröße genutzt werden. Der Vorteil dieser Ausführungsform liegt in Ihrer passiven Selbstregulierung durch die Feder 11. Auf eine aktive Regulierung des Steuerkolbens 9 durch eine aktive Steuerung kann verzichtet werden.

**[0020]** Fig. 6 zeigt eine Prinzipdarstellung eines erfindungsgemäßen Ausführungsbeispiels für nicht reversierbare Systeme mit einer Pumpenverstellung durch einen elektrischen Aktuator. In diesem Ausführungsbeispiel ist im Unterschied zum Ausführungsbeispiel nach Fig. 2 die Pumpe 1 nicht reversierbar. Ein weiterer Unterschied zu Fig. 2 ist darin zu sehen, daß der Vorratbehälter 14 kein Druckvorratbehälter ist, sondern lediglich ein druckloser Vorratsbehälter für die Hydraulikflüssigkeit zur Betätigung des hydraulischen Aktors 6. Das Stellglied 5 der Pumpe 1 wird durch den elektrischen Aktuator 8 betätigt. Der Aktuator 8 wird von der Steuerung Strg gesteuert.

**[0021]** Fig. 7 zeigt eine Prinzipdarstellung eines erfindungsgemäßen Ausführungsbeispiels für nicht reversierbare Systeme mit einer Pumpenverstellung durch einen Steuerkolben mit Druckregelventil. Ein Steuerkolben verändert, wie Bild 11 zeigt, die Lage des Stellglieds der Pumpe. Der Steuerkolben 9 ist über den Pumpenanschluß 4 mit der Druckseite der Pumpe 1 verbunden. Eine Feder 11 schwenkt bei 0 Druck das Stellglied 5 der Pumpe 1 auf maximales Schluckvolumen und liefert unter Druck eine wegproportionale Gegenkraft. Über ein elektrisch gesteuertes Ventil zur Druckregelung 12, z.B. ein Druckregelventil, kann bei Druckbeaufschlagung die Kolbenkraft eingestellt werden. Die Steuerung des Ventils erfolgt über die Steuerung Strg. In Verbindung mit der Federkraft ergibt sich die Kolbenstellung.

**[0022]** Fig. 8 zeigt eine Prinzipdarstellung eines erfindungsgemäßen Ausführungsbeispiels für nicht reversierbare Systeme mit einer Pumpenverstellung durch einen Steuerkolben und ein elektrisch betätigtes 4-3-Wege-Ventil. In diesem Ausführungsbeispiel verändert ein Differential Steuerkolben 9 die Lage des Stellglieds 5 der Pumpe 1. Ein elektrisch gesteuertes 4/3-Wegeventil 13 sorgt für die Druckbeaufschlagung der jeweiligen Kolbenfläche. Die Kolbenstellung wird über die Öffnungszeit des Ventils 13 geregelt. Die Mittelstellung des Ventils sperrt den Ölstrom und fixiert den Kolben in seiner Lage. Die Steuerung des Ventils erfolgt über die Steuerung Strg. Die Dynamik der Verstellung hängt von der Höhe des Druckgefälles zwischen den beiden Anschlüssen 4 ab.

**[0023]** Fig. 9 zeigt eine Prinzipdarstellung eines erfindungsgemäßen Ausführungsbeispiels für nicht reversierbare Systeme mit einer Pumpenverstellung durch einen systemdruckbeaufschlagten Kolben mit Feder. In diesem Ausführungsbeispiel verändert ein Steuerkolben 9 die Lage des Stellglieds 5 der Pumpe 1. Der Steuerkolben 9 ist mit der Druckseite der Pumpe 1 verbunden. Eine Feder 11 schwenkt bei 0 Druck das Stellglied 5 auf maximales Schluckvolumen und liefert unter Druck eine wegproportionale Gegenkraft. Der Weg des Stellkolbens entspricht dem anliegenden Druckgefälle. Wird die Feder 11 mit Vorspannung eingebaut, regelt das System erst beim Überschreiten eines Grenzdruckgefälles  $p_{ref}$ . Das Grenzdruckgefälle  $p_{ref}$  ist durch die Vorspannung der Feder 11 vorgegeben. Die Parallelschaltung verschieden langer und/oder verschieden steifer Federn 11 oder der Einsatz von Stufenkolben im Steuerkolbe 9 verändern die Regelkennlinie. Da das Lastmoment in etwa druckproportional ist, kann der Differenzdruck  $\Delta p$  zwischen den beiden Anschlüssen 4 als Steuergröße genutzt werden.

## 55 Patentansprüche

1. Elektrohydraulische Druckversorgung mit einem drehzahlregelbaren elektrischen Antriebsmotor (M)

und einer Verstellpumpe (1), deren Schluckvolumen (V) durch ein Verstellglied (5) veränderbar ist, und mit zwei Anschlußleitungen (3) von der Verstellpumpe (1) zu den Verbraucheranschlüssen (4) umfassend

- eine Regelung (Reg) zur Drehzahlregelung des Antriebsmotors (M) und einer Einrichtung (Q) zur Bestimmung des geförderten Volumenstroms ( $Q_{ist}$ ), wobei die Regelung (Reg) mindestens den geförderten Volumenstrom ( $Q_{ist}$ ) und einen Sollvolumenstrom ( $Q_{soll}$ ) als Eingangsgrößen hat,
- eine Pumpenverstellung (PV) zur Betätigung des Verstellgliedes (5) der Verstellpumpe (1) und einer Steuerung (Strg) zur Ansteuerung der Pumpenverstellung (PV) und einer Druckmeßeinrichtung zur Bestimmung des Differenzdrucks ( $\Delta p$ ) zwischen den beiden Anschlußleitungen (3), wobei die Steuerung (Strg) das Schluckvolumen (V) abhängig von einem das Grenzmoment der Verstellpumpe angegebenden Referenzdruck ( $p_{Ref}$ ) und dem Differenzdruck ( $\Delta p$ ) mittels der Pumpenverstellung (PV) einstellt, und wobei die Regelung (Reg) das Schluckvolumen (V) verringert, wenn das Lastmoment der Verstellpumpe (1) das Grenzmoment überschreitet, derart, daß das als Lastmoment das Grenzmoment anliegt.

2. Vorrichtung nach Anspruch 1, **dadurch gekennzeichnet, daß** die Drehzahl (n) des Antriebsmotor (M) im wesentlichen unabhängig von der Verstellung des Schluckvolumens (V) der Verstellpumpe (1) einstellbar ist.

3. Vorrichtung nach Anspruch 1 oder 2, **dadurch gekennzeichnet, daß** die Verstellpumpe (1) als Einrichtung zur Drehmomentbeeinflussung für den Antriebsmotor (M) betreibbar ist.

4. Vorrichtung nach einem der Ansprüche 1 bis 3 für reversierbare Systeme mit einem hydraulischen Aktor (6) und einem Druckvorratbehälter (7), **dadurch gekennzeichnet, daß** die Pumpenverstellung (PV) ein elektrischer Aktuator (8) ist.

5. Vorrichtung nach einem der Ansprüche 1 bis 3 für reversierbare Systeme mit einem hydraulischen Aktor (6) und einem Druckvorratbehälter (7), **dadurch gekennzeichnet, daß** die Pumpenverstellung (PV) aus einem Ventil zur Druckregelung (12), einem Steuerkolben (9) mit mindestens einer Feder (11) und einem hydraulisch betätigten 4-3-Wege-Ventil (10) besteht.

6. Vorrichtung nach einem der Ansprüche 1 bis 3 für reversierbare Systeme mit einem hydraulischen

Aktor (6) und einem Druckvorratbehälter (7), **dadurch gekennzeichnet, daß** die Pumpenverstellung (PV) aus einem Differentialsteuerkolben (9), einem hydraulisch betätigten 4-3-Wege-Ventil (10) und einem elektrisch betätigten 4-3-Wege-Ventil (13) besteht.

7. Vorrichtung nach einem der Ansprüche 1 bis 3 für reversierbare Systeme mit einem hydraulischen Aktor (6) und einem Druckvorratbehälter (7), **dadurch gekennzeichnet, daß** die Pumpenverstellung (PV) aus einem Steuerkolben (9) mit mindestens einer Feder (11) und einem hydraulisch betätigten 4-3-Wegeventil (10) besteht.

8. Vorrichtung nach einem der Ansprüche 1 bis 3 für nicht-reversierbare Systeme mit einem hydraulischen Aktor (6) und einem Vorratsbehälter (14), **dadurch gekennzeichnet, daß** die Pumpenverstellung (PV) ein elektrischer Aktuator (8) ist.

9. Vorrichtung nach einem der Ansprüche 1 bis 3 für nicht-reversierbare Systeme mit einem hydraulischen Aktor (6) und einem Vorratsbehälter (14), **dadurch gekennzeichnet, daß** die Pumpenverstellung (PV) aus einem Ventil zur Druckregelung (12) und einem Steuerkolben (9) mit mindestens einer Feder (11) besteht.

10. Vorrichtung nach einem der Ansprüche 1 bis 3 für nicht-reversierbare Systeme mit einem hydraulischen Aktor (6) und einem Vorratsbehälter (14), **dadurch gekennzeichnet, daß** die Pumpenverstellung (PV) aus einem Differentialsteuerkolben (9) und einem elektrisch betätigten 4-3-Wege-Ventil (13) besteht.

11. Vorrichtung nach einem der Ansprüche 1 bis 3 für nicht-reversierbare Systeme mit einem hydraulischen Aktor (6) und einem Vorratsbehälter (14), **dadurch gekennzeichnet, daß** die Pumpenverstellung (PV) aus einem Steuerkolben (9) mit mindestens einer Feder (11) besteht.

#### Claims

1. Electrohydraulic pressure supply unit with a speed-controllable electric drive motor (M) and a variable-displacement pump (1) the capacity (V) of which can be changed by means of an adjusting element (5), and with two connecting lines (3) from the variable-displacement pump (1) to the user ports (4), comprising

- a controller (Reg) for controlling the speed of the drive motor (M) and a device (Q) for the determination of the delivery flow rate ( $Q_{ist}$ ), the

- controller (Reg) using at least the delivery flow rate ( $Q_{ist}$ ) and a set flow rate ( $Q_{soll}$ ) as input variables,
- a pump displacement control (PV) for the operation of the adjusting element (5) of the variable-displacement pump (1) and a control unit (Strg) for driving the pump displacement control (PV) and a pressure measuring device for the determination of the pressure differential ( $\Delta p$ ) between the two connecting lines (3), whereby the control unit (Strg) adjusts the capacity (V) by means of the pump displacement control (PV) in dependence on a reference pressure ( $p_{Ref}$ ) specifying the limit torque of the variable-displacement pump and on the pressure differential ( $\Delta p$ ), and whereby the controller (Reg) so reduces the capacity (V) when the load torque of the variable-displacement pump (1) exceeds the limit torque that the limit torque is applied as load torque.
2. Unit according to claim 1, **characterised in that** the speed (n) of the drive motor (M) can be adjusted essentially independent of the adjustment of the capacity (V) of the variable-displacement pump (1).
  3. Unit according to claim 1 or 2, **characterised in that** the variable-displacement pump (1) can be operated as a device for influencing the torque of the drive motor (M).
  4. Unit according to any of claims 1 to 3 for reversible systems with a hydraulic actuator (6) and a pressure reservoir (7), **characterised in that** the pump displacement control (PV) is an electric actuator (8).
  5. Unit according to any of claims 1 to 3 for reversible systems with a hydraulic actuator (6) and a pressure reservoir (7), **characterised in that** the pump displacement control (PV) comprises a valve (12) for pressure control, a control piston (9) with at least one spring (11) and a hydraulically operated 4/3-way valve (10).
  6. Unit according to any of claims 1 to 3 for reversible systems with a hydraulic actuator (6) and a pressure reservoir (7), **characterised in that** the pump displacement control (PV) comprises a differential control piston (9), a hydraulically operated 4/3-way valve (10) and an electrically operated 4/3-way valve (13).
  7. Unit according to any of claims 1 to 3 for reversible systems with a hydraulic actuator (6) and a pressure reservoir (7), **characterised in that** the pump displacement control (PV) comprises a control piston (9) with at least one spring (11) and a hydraulically operated 4/3-way valve (10).

8. Unit according to any of claims 1 to 3 for non-reversible systems with a hydraulic actuator (6) and a reservoir (14), **characterised in that** the pump displacement control (PV) is an electric actuator (8).
9. Unit according to any of claims 1 to 3 for non-reversible systems with a hydraulic actuator (6) and a reservoir (14), **characterised in that** the pump displacement control (PV) comprises a valve (12) for pressure control and a control piston (9) with at least one spring (11).
10. Unit according to any of claims 1 to 3 for non-reversible systems with a hydraulic actuator (6) and a reservoir (14), **characterised in that** the pump displacement control (PV) comprises a differential control piston (9) and an electrically operated 4/3-way valve (13).
11. Unit according to any of claims 1 to 3 for non-reversible systems with a hydraulic actuator (6) and a reservoir (14), **characterised in that** the pump displacement control (PV) comprises a control piston (9) with at least one spring (11).

#### Revendications

1. Alimentation électrohydraulique en pression avec un moteur d'entraînement (M) électrique à régime variable et une pompe à cylindrée variable (1), dont le volume d'absorption (V) peut être modifié par un élément de réglage (5), et avec deux conduites de raccordement (3) allant de la pompe à cylindrée variable (1) aux branchements d'utilisateur (4) comprenant
  - un réglage (Reg) pour le réglage du régime du moteur d'entraînement (M) et un appareil (Q) pour la détermination du flux volumique ( $Q_{ist}$ ) transporté, le réglage (Reg) ayant au moins le flux volumique ( $Q_{ist}$ ) transporté et un flux volumique théorique ( $Q_{soll}$ ) comme grandeurs d'entrée,
  - un réglage de pompe (PV) pour l'actionnement de l'élément de réglage (5) de la pompe à cylindrée variable (1) et une commande (Strg) pour l'amorçage du réglage de pompe (PV) et un appareil de mesure de pression pour la détermination de la pression différentielle ( $\Delta p$ ) entre les deux lignes de raccordement (3), la commande (Strg) réglant le volume d'absorption (V) en fonction d'une pression de référence ( $P_{Ref}$ ) indiquant le couple limite de la pompe à cylindrée variable et la pression différentielle ( $\Delta p$ ) au moyen du réglage de la pompe (PV), et le réglage (Reg) réduisant le volume d'absorption (V) lorsque le couple de charge de la pompe à

cylindrée variable (1) dépasse le couple limite, de telle sorte que le couple de charge est proche du couple limite.

2. Dispositif selon la revendication 1, **caractérisé en ce que** le régime (n) du moteur d'entraînement (M) est réglable sensiblement indépendamment du réglage du volume d'absorption (V) de la pompe à cylindrée variable (1). 5
3. Dispositif selon la revendication 1 ou 2, **caractérisé en ce que** la pompe à cylindrée variable (1) peut être exploitée comme appareil pour influencer sur le couple pour le moteur d'entraînement (M). 10
4. Dispositif selon l'une quelconque des revendications 1 à 3 pour des systèmes réversibles avec un actionneur (6) hydraulique et un réservoir de stockage de pression (7), **caractérisé en ce que** le réglage de la pompe (PV) est un actionneur (8) électrique. 15
5. Dispositif selon l'une quelconque des revendications 1 à 3 pour des systèmes réversibles avec un actionneur (6) hydraulique et un réservoir de stockage de pression (7), **caractérisé en ce que** le réglage de la pompe (PV) comprend une vanne pour le réglage de pression (12), un piston de commande (9) avec au moins un ressort (11) et une soupape à 4-3 canaux (10) actionnée de façon hydraulique. 20
6. Dispositif selon l'une quelconque des revendications 1 à 3 pour des systèmes réversibles avec un actionneur (6) hydraulique et un réservoir de stockage de pression (7), **caractérisé en ce que** le réglage de la pompe (PV) comprend un piston de commande différentiel (9), une soupape à 4-3 canaux (10) actionnée de façon hydraulique et une soupape à 4-3 canaux (13) actionnée de façon électrique. 25
7. Dispositif selon l'une quelconque des revendications 1 à 3 pour des systèmes réversibles avec un actionneur (6) hydraulique et un réservoir de stockage de pression (7), **caractérisé en ce que** le réglage de la pompe (PV) comprend un piston de commande (9) avec au moins un ressort (11) et une vanne à 4-3 canaux (10) actionnée de façon hydraulique. 30
8. Dispositif selon l'une quelconque des revendications 1 à 3 pour des systèmes non réversibles avec un actionneur (6) hydraulique et un réservoir de stockage (14), **caractérisé en ce que** le réglage de la pompe (PV) est un actionneur (8) électrique. 35
9. Dispositif selon l'une quelconque des revendications 1 à 3 pour des systèmes non réversibles avec 40

un actionneur (6) hydraulique et un réservoir de stockage (14), **caractérisé en ce que** le réglage de la pompe (PV) comprend une vanne pour le réglage de la pression (12) et un piston de commande (9) avec au moins un ressort (11).

10. Dispositif selon l'une quelconque des revendications 1 à 3 pour des systèmes non réversibles avec un actionneur (6) hydraulique et un réservoir de stockage (14), **caractérisé en ce que** le réglage de la pompe (PV) comprend un piston de commande différentiel (9) et une vanne à 4-3 canaux (13) actionnée de façon hydraulique. 45

11. Dispositif selon l'une quelconque des revendications 1 à 3 pour des systèmes non réversibles avec un actionneur (6) hydraulique et un réservoir de stockage (14), **caractérisé en ce que** le réglage de la pompe (PV) comprend un piston de commande (9) avec au moins un ressort (11). 50

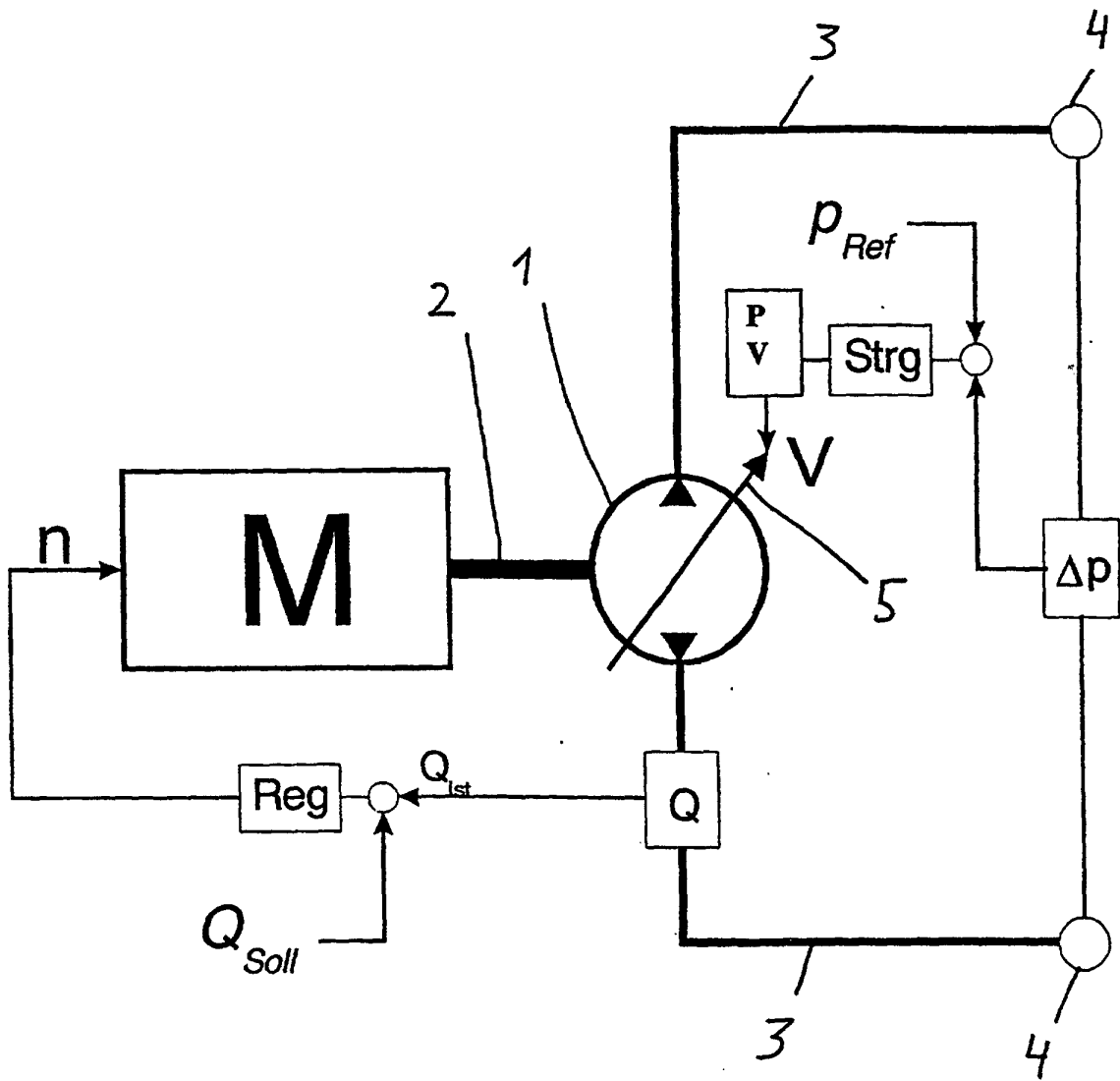
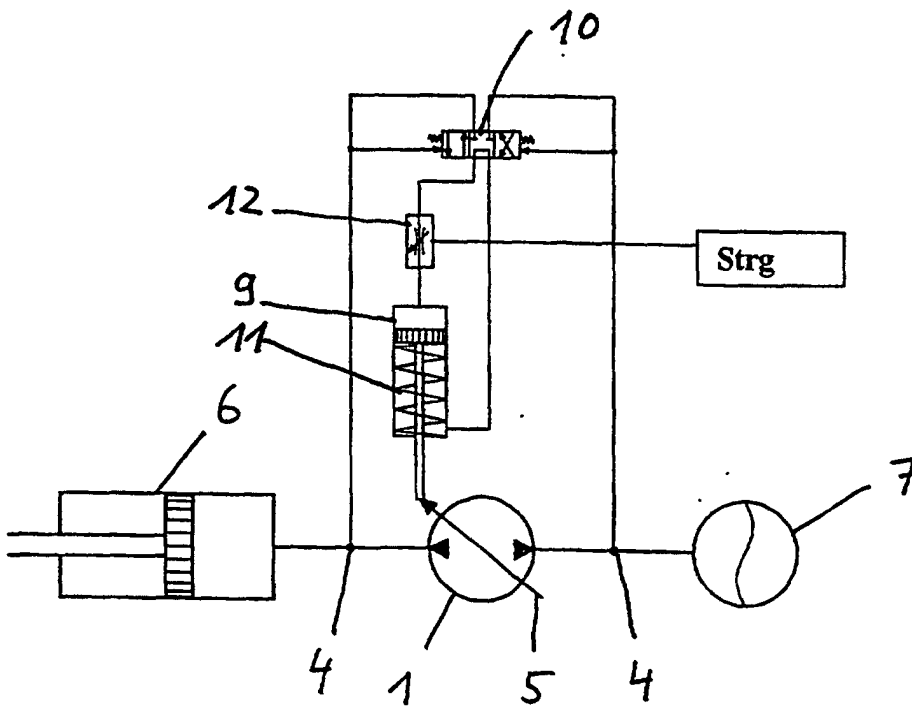
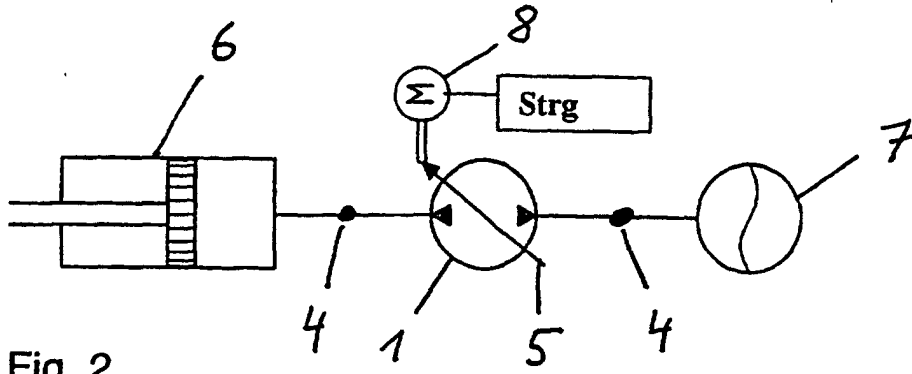


Fig. 1



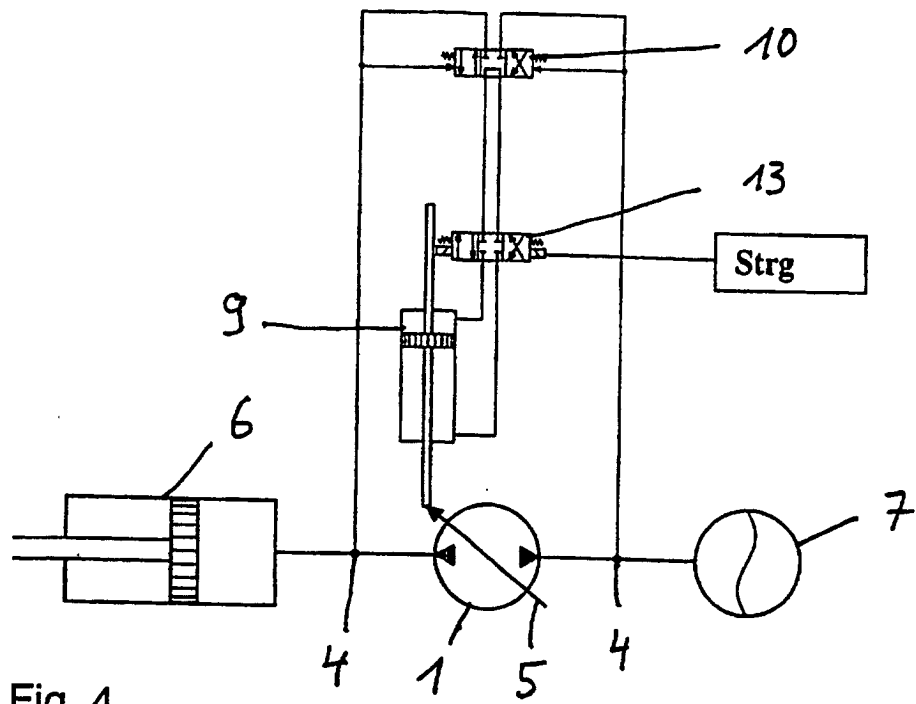


Fig. 4

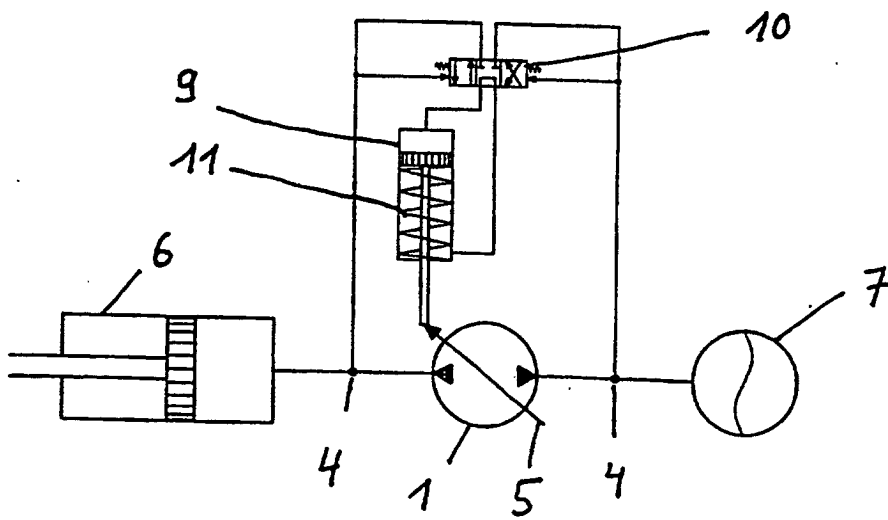


Fig. 5

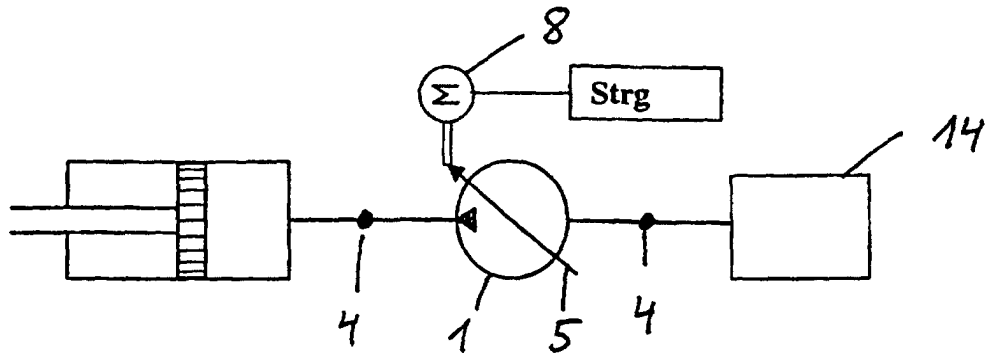


Fig. 6

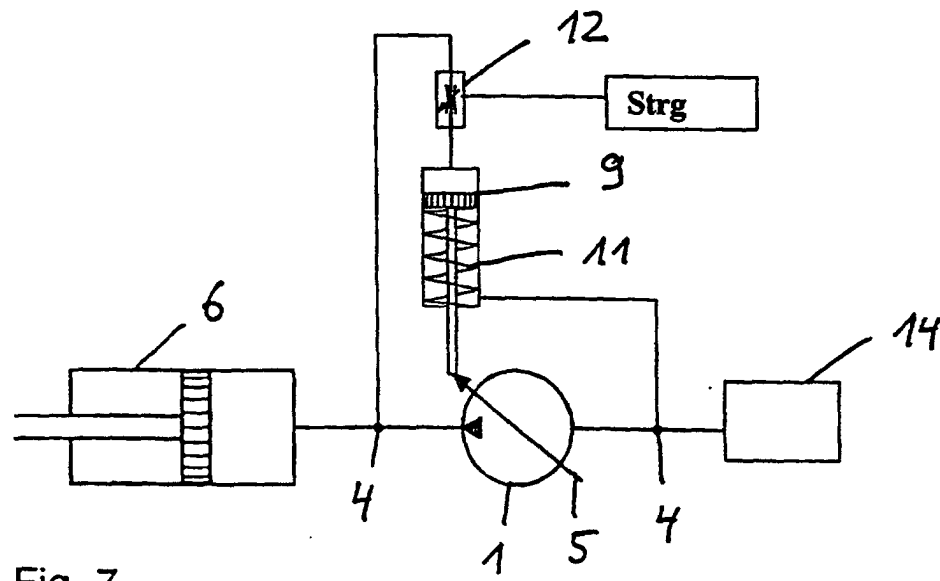


Fig. 7

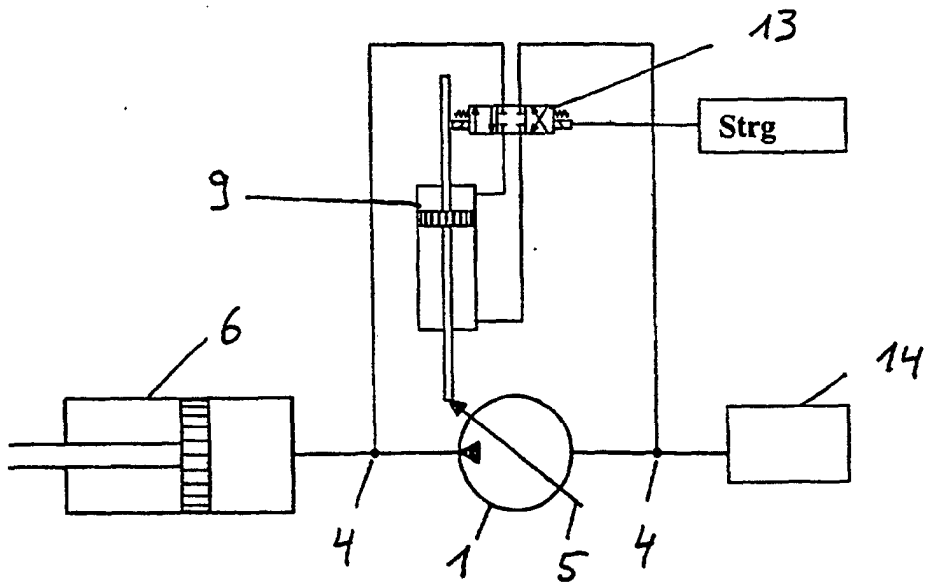


Fig. 8

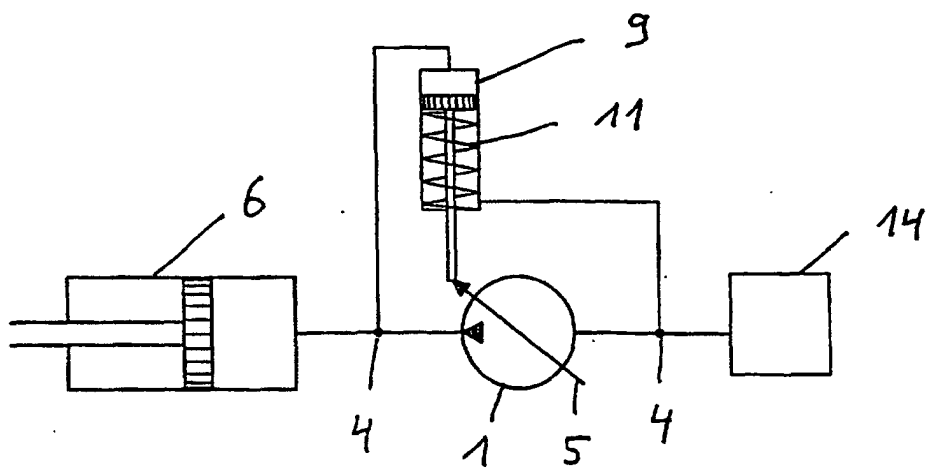


Fig. 9