

(19)



Europäisches Patentamt
European Patent Office
Office européen des brevets



(11)

EP 1 176 314 A2

(12)

EUROPÄISCHE PATENTANMELDUNG

(43) Veröffentlichungstag:
30.01.2002 Patentblatt 2002/05

(51) Int Cl.7: F15B 9/09

(21) Anmeldenummer: 01116889.5

(22) Anmeldetag: 11.07.2001

(84) Benannte Vertragsstaaten:
AT BE CH CY DE DK ES FI FR GB GR IE IT LI LU
MC NL PT SE TR
Benannte Erstreckungsstaaten:
AL LT LV MK RO SI

(72) Erfinder: Backé, Wolfgang, Prof. Dr.-Ing.
D-52072 Aachen (DE)

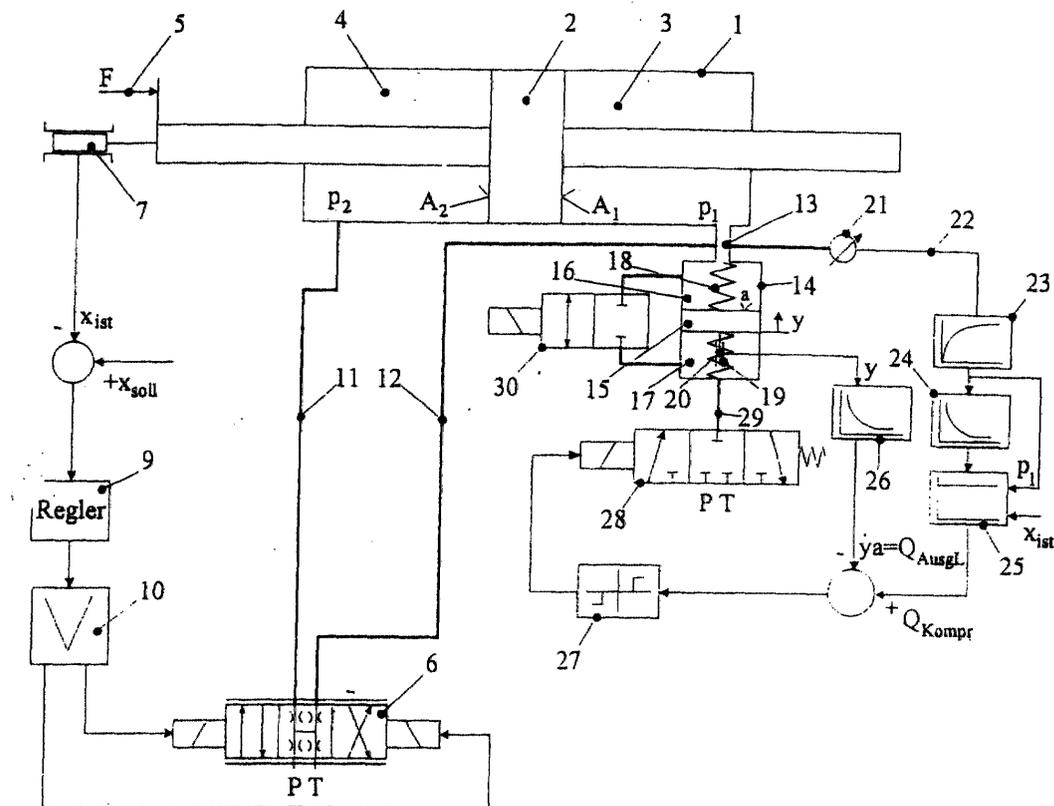
(74) Vertreter: Castell, Klaus, Dr.-Ing.
Patentanwaltskanzlei Liermann - Castell
Gutenbergstrasse 12
52349 Düren (DE)

(30) Priorität: 26.07.2000 DE 10036646

(71) Anmelder: Backé, Wolfgang, Prof. Dr.-Ing.
D-52072 Aachen (DE)

(54) **Vorrichtung und Verfahren zum Ausgleichen der Kompressibilität bei hydraulischen Antrieben**

(57) Eine Vorrichtung und ein Verfahren mit wenigstens einem Verdrängerraum gleicht die Kompressibilität der Hydraulikflüssigkeit bei hydraulischen Antrieben aus.



Figur 1

EP 1 176 314 A2

Beschreibung

[0001] Die Erfindung betrifft eine Vorrichtung und ein Verfahren zum Ausgleichen der Kompressibilität der Hydraulikflüssigkeit bei hydraulischen Antrieben mit wenigstens einem Verdrängerraum.

[0002] Bei hydraulischen Antrieben besteht das Problem, dass die jeweils verwendete Hydraulikflüssigkeit in gewissen Grenzen kompressibel ist, was zu einer gegenüber mechanischen Antrieben deutlich verringerten Laststeife führt: bei plötzlich auftretenden Druckveränderungen in dem wenigstens einen Verdrängerraum sind die bekannten Regelungen zu träge, um durch entsprechendes Zu- oder Abführen von Hydraulikflüssigkeit in den Verdrängerraum die gewünschte Solllage eines zusammen mit einem Zylinder den Verdrängerraum bildenden Kolbens oder eine gewünschte Sollgeschwindigkeit des Kolbens zu halten.

[0003] Zum Ausgleichen der Kompressibilität der Hydraulikflüssigkeit sind verschiedene Vorrichtungen und Verfahren bekannt, z.B. aus der DE 44 20 619 A1, die ein Antriebssystem mit einer ersten und einer zweiten hydrostatischen Maschine beschreibt, wobei die zweite Maschine über eine Drehzahlregeleinrichtung mit einem Signalgeber verfügt und wobei zur Verbesserung der Laststeife an jede Seite des Signalgebers jeweils ein hydraulisches Ausgleichsvolumen angeschlossen ist.

[0004] Aus der US 3,805,530 ist ein Hydrauliksystem bekannt, bei dem zwei Hydraulikmotoren in Serie geschaltet sind, und der zweite Motor zum Zuführen einer kleinen Menge Hydraulikflüssigkeit zum ersten Motor dient, womit Volumenverluste aufgrund der Kompressibilität der Hydraulikflüssigkeit ausgeglichen werden sollen.

[0005] Die DE 42 28 308 A1 beschreibt die Kompensation der Kompressibilität durch Piezo-Elemente. Die Piezo-Elemente können zwar sehr hohe Kräfte innerhalb kürzester Zeit erzeugen, aber die resultierenden Wege sind sehr kurz. Hinzu kommt, dass ein Piezo-Element selbst eine Feder darstellt. Wenn es gegen einen Druck arbeitet wird der Weg weiter reduziert, da es unter dem Druck einfedert. Dies hat zur Folge, dass in der Praxis nur geringe Laständerungen, die maximal 5 bis 7 bar Druckänderung entsprechen, kompensiert werden. In der Regel sind jedoch je nach Versorgungsdruck Druckänderungen im Bereich von 100 bar und mehr erforderlich. Die in der DE 42 28 308 beschriebene Steuerung ist daher nicht dazu geeignet, den in der Praxis auftretenden Anforderungen gerecht zu werden.

[0006] Weitere Verfahren und Vorrichtungen zur Erhöhung der Laststeife von hydraulischen Antrieben sind zum Beispiel aus der DE 42 27 565, die die Verwendung eines Differentialzylinders vorschlägt, und der DE 35 32 931 bekannt, die eine spezielle Regelungssteuerung zeigt.

[0007] Die bekannten Lösungen zum Kompressionskompensation sind jedoch teils konstruktiv sehr aufwen-

dig, wartungsanfällig und teuer in der Herstellung, teils viel zu träge, um auf Laständerungen im Millisekundenbereich reagieren zu können.

[0008] Davon ausgehend liegt der Erfindung die Aufgabe zugrunde, eine Vorrichtung und ein Verfahren anzugeben, welche es ermöglichen, die Laststeife hydraulischer Antriebe zuverlässig zu erhöhen und innerhalb weniger Millisekunden auf Lastwechsel zu reagieren, um kompressionsbedingte Lage- oder Geschwindigkeitsabweichungen eines hydraulischen Antriebs zu kompensieren.

[0009] Die Erfindung wird gelöst von einer Vorrichtung mit den Merkmalen des Anspruchs 1 bzw. von einem Verfahren mit den Merkmalen des Anspruchs 15. Vorteilhafte Aus- bzw. Durchführungsformen sind Gegenstand der abhängigen Unteransprüche. Der nebengeordnete Anspruch 21 betrifft einen hydraulischen Antrieb mit einer erfindungsgemäßen Kompensationsvorrichtung.

[0010] Während der Ausgleich im Stand der Technik gesteuert erfolgt, das heißt, ohne eine Rückführung oder eine Rückmeldung, erfolgt der Ausgleich des Kompressionsvolumens erfindungsgemäß in einem geschlossenen Volumenstromregelkreis.

[0011] Das heißt, der durch den Druckanstieg resultierende Volumenstrom wird berechnet, wobei der Kompressionskoeffizient und das Volumen unter Druck berücksichtigt wird, und stellt die Führungsgröße in dem Regelkreis dar. Der durch den Kompensationskolben erzeugte Kompensationsvolumenstrom wird ständig mit der Sollgröße (Kompressionsvolumenstrom) verglichen und über den Stellkreis (Dreipunktregler und schnelle Stellventile) diesem nachgeführt. Das Ergebnis ist, dass genau das Volumen dem Arbeitszylinder zugeführt wird, was durch Kompression im Verdrängerraum fehlt. Der Antriebszylinder bleibt weitgehend in seiner Position stehen.

[0012] Die Kompensation erfolgt über den gesamten Druckbereich bis zur Maximallast. Sie ist sowohl bei gesteuerten als auch bei lagegeregelten Systemen wirksam. Bei lagegeregelten Antrieben überlagern sich die Funktionen der Lageregelung und die der Kompressibilitätskompensation.

[0013] Weitere Einzelheiten und Vorteile der Erfindung ergeben sich aus der nachfolgenden rein beispielhaften und nicht beschränkenden Beschreibung verschiedener Ausführungsbeispiele erfindungsgemäß ausgestatteter hydraulischer Antriebe in Verbindung mit der Zeichnung entsprechender Prinzipschaltbilder, wobei

Fig. 1 das Prinzipschaltbild eines hydraulischen Antriebs mit einem translatorisch bewegten Kolben zeigt, der zwei Verdrängerräume in einem Zylinder voneinander trennt und über einen geschlossenen Lageregelkreis mit stetigem Ventil verfügt, wobei eine erfindungsgemäße Kompensationsvorrichtung zur Er-

höhung der Laststeife sowohl bei stillstehendem als auch bei bewegtem Kolben vorgesehen ist,

Fig. 1a das Prinzipschaltbild einer zur Erhöhung der Laststeife nur bei stillstehendem Antrieb ausgebildeten Kompensationsvorrichtung wiedergibt,

Fig. 2 die Anwendung einer erfindungsgemäßen Vorrichtung bei einem Differentialzylinder verdeutlicht,

Fig. 3 einen stetig ausgeführten Volumenstromregelkreis für den zur Kompensation des Kompressibilitätsverlustes dienenden Ausgleichsstrom zeigt und

Fig. 4 die Anwendung der erfindungsgemäßen Vorrichtung bei einem Drehantrieb zeigt.

[0014] Der hydraulische Antrieb in Fig. 1 besteht aus einem Zylinder 1 und einem darin geführten Kolben 2, der zwei Verdrängerräume 3 und 4 voneinander trennt. Um den Kolben gegen eine äußere Last 5 nach einem (meistens) elektrisch gegebenen Signal X_{soll} positionieren zu können oder einem zeitlich veränderlichen Signal $X_{soll} = f(t)$ nachfahren zu können, wird der Zylinderkolbenantrieb mit dem stetigen Ventil 6 im geschlossenen Lageregelkreis gesteuert, indem mit einer Wegmessrichtung 7 der Kolbenweg X_{ist} gemessen und mit dem Sollwert X_{soll} verglichen wird. Die Differenz $X_{soll} - X_{ist}$ ist der momentane Fehler der eingefahrenen Position. Dieser wird durch einen Regler 9 nach modernen Reglerkonzepten modifiziert, indem z.B. ein differenzierender und/oder integrierender Anteil erzeugt wird, der über ein Verstärkerelement 10 dem stetigen Ventil 6 zugeleitet wird, das die Kolben-Zylinder-Einheit über die Leitungen 11 und 12 so steuert, dass der Fehler $X_{soll} - X_{ist}$ möglichst schnell zu Null gemacht wird.

[0015] Wenn die Last F 5 sich im Stillstand des Antriebes ändert, dann würde das zu Änderungen der Drücke p_1 und p_2 führen, da die Gleichgewichtsgleichung gilt $F = p_1 A_1 - p_2 A_2$. Dabei sind A_1 und A_2 die Flächen des Kolbens, auf die p_1 bzw. p_2 wirken. Bei langsamen Laständerungen kann das Ventil 6 durch eine kleine Verschiebung bewirken, dass der Antrieb nahe seiner Sollposition stehen bleibt. Allerdings ist ein kleiner Positionsfehler $X_{soll} - X_{ist}$ erforderlich, um das Ventil etwas auszulenken. Durch einen integralen Anteil im Regler kann man den Fehler zu Null machen. Wenn aber die Kraft F 5 sich sehr schnell ändert, dann wird die erforderliche Druckdifferenz dadurch erzeugt, dass z.B. das Druckmedium in der Kammer 3 komprimiert und in der Kammer 4 dekomprimiert wird. Der Kolben 2 wird durch die Kraftänderung verschoben, ehe das Ventil 6 der Verschiebung entgegenwirken kann, da einige Zeit vergeht, ehe das Ventil 6 einem Steuersignal folgt.

Diese Erscheinung des Zurückweichens bei einer schnell ansteigenden Last bezeichnet man als dynamische Laststeife.

[0016] Die Erfindung soll nach Fig. 1 bewirken, dass trotz schneller Änderung der Belastung F 5 der Kolben 2 in seiner Position stehen bleibt bzw. bei einer konstanten Geschwindigkeit des Antriebes kein Geschwindigkeitseinbruch erfolgt.

[0017] Das wird dadurch erreicht, dass ein Zylinder 14 über die Leitung 13 mit dem Kolbenraum 3 verbunden wird.

[0018] In dem Zylinder 14 ist ein Kolben 15 angeordnet, der durch die Federn 18 und 19 in der Mitte gehalten wird. Der Kolben 15 trennt zwei Verdrängerkammern 16 und 17. Der Druck in Kammer 3 des hydraulischen Antriebes wird über dem Drucksensor 21 gemessen und über die elektrische Leitung 22 weitergeleitet. Druckoszillationen des Drucksensors werden durch das Dämpferelement 23 gedämpft. In dem Differentiator 24 wird der zeitliche Druckgradient errechnet. Aus dem Druckgradienten dp_1/dt kann der Kompressionsstrom Q_{Kompr} errechnet werden, der durch die zeitliche Druckänderung im Verdrängerraum 3 verschwindet bzw. bei Druckabnahme frei wird.

[0019] Es gilt:

$$Q_{Kompr} = \frac{V_o}{E_{\dot{O}1}} \cdot \frac{dp_1}{dt}$$

[0020] Dabei ist V_o das in den Verdrängerräumen 3, 16, 17 unter dem Druck p_1 stehende Ölvolumen, $E_{\dot{O}1}$ ist der Volumen-Kompressions-Koeffizient der Ölfüllung V_o , wobei auch die Elastizität der umgebenden Zylinder 1 und 14 berücksichtigt werden. Die Ölfüllung V_o ist vom Kolbenweg X_{ist} abhängig und der Kompressionsmodul $E_{\dot{O}1}$ ist eine Funktion des Druckes p_1 . Beide Einflüsse werden in dem Block 25 in das Ergebnis für Q_{Kompr} eingerechnet.

[0021] Dieser errechnete Volumenstrom Q_{Kompr} , der bei Druckanstieg in dem Verdrängerraum 3 fehlt und daher eine Verschiebung des Kolbens 3 bei plötzlichen Laständerungen bewirken würde, dient als Führungsgröße in einem Regelkreis, der den Kompressionsstrom Q_{Kompr} mit einem Volumenstrom $Q_{Ausgl} = a \cdot y'$ abgleicht. Dabei wird y' mit einem im Kolbenraum 17 integrierten Geschwindigkeitsaufnehmer 20 ermittelt. Es kann auch der Weg y des Kolbens 15 gemessen werden und durch das Differenzglied 26 zur Geschwindigkeit y' gewandelt werden. Der Ausgleichsvolumenstrom ergibt sich zu: $Q_{Ausgl} = a \cdot y'$. Das Ergebnis der Differenzbildung $Q_{Kompr} - Q_{Ausgl}$ wird einem Dreipunktregler 27 zugeführt. Ist Q_{Kompr} größer als Q_{Ausgl} , wird über ein sehr schnell schaltendes Ventil 28 mit Schaltzeiten von 1 bis 2 Millisekunden der Verdrängerraum 17 mit der Druckquelle P über die Leitung 29 verbunden. Dadurch wird innerhalb von Millisekunden gerade soviel Volumenstrom dem Verdrängerraum 3 zugeführt, wie bei Druck-

anstieg durch Kompression des Volumens V_0 verschwindet.

[0022] Da das Schaltventil 28 innerhalb von wenigen Millisekunden nur den geringen Kompressionsstrom Q_{Kompr} schaltet, ist seine Reaktion wesentlich schneller als die des stetigen Ventils 6, das den vollen Volumenstrom für den Antrieb steuern muss. Das Ergebnis ist, dass der Kolben in seiner Position gehalten wird und nicht bei Lastanstieg zurückweicht. Da der Druck $p_1 = \frac{1}{A_1} [F - p_2 A_2]$ sowohl eine Funktion der Kraft F als auch des Druckes p_2 im

[0023] Kolbenraum 4 ist, ist die Zuführung eines Ausgleichsvolumenstromes nur zu einem Verdrängerraum notwendig.

[0024] Bei plötzlicher Lastabnahme bewirkt der Dreipunktregler 27, dass über das Schaltventil 28 der Kolben 15 in negativer y -Richtung verfährt, und damit ein entsprechender Ausgleichs-Volumenstrom aus Raum 17 und damit Raum 3 abgeführt wird.

[0025] Die Federn 18 und 19 bewirken in Phasen, in denen sich die Belastung F nicht ändert, dass durch Öffnen eines kleinen Schaltventils 30 der Kolben 15 in Mittelstellung fährt. Damit wird vermieden, dass er im Laufe der Zeit in eine Endlage fährt. Da an dem Kolben 15 nur eine sehr geringe Druckdifferenz $\Delta p = \frac{C \cdot Y}{a}$ anliegt, ist für die Abdichtung dieses Kolbens kein Aufwand erforderlich. Dabei ist C die Gesamtfedersteifigkeit der Federn und a die Fläche des Kolbens 15. Das Schaltventil 30 kann gegebenenfalls durch ein erhöhtes Spiel zwischen Kolben 15 und Zylinder 14 ersetzt werden, wodurch eine Zentrierung des Kolbens 15 erfolgt.

[0026] Soll ein Zurückweichen des lagegeregelten oder gesteuerten Kolbenantriebes unter Last nur im Stillstand vermieden werden, dann ist eine Ermittlung des Kompressionsstromes nicht erforderlich.

[0027] In diesem Fall kann nach Fig. 1a, die am Kolben gemessene Wegänderung Δx_{ist} benutzt werden, um über das schnelle Schaltventil 28 durch die Verstellung des Kolbens 15 nach dem Algorithmus $\Delta y = \Delta x_{\text{ist}} \cdot \frac{A_1}{A_2}$ das Zurückweichen zu verhindern.

[0028] Gleichfalls können bei Bewegungen mit konstanter Geschwindigkeit Abweichungen $\Delta x'$ von dieser Geschwindigkeit durch Laständerungen kompensiert werden, indem der Kolben 15 im geschlossenen Geschwindigkeitsregelkreis nach dem Algorithmus: $y' = \frac{1}{A_1} \Delta x'$ angesteuert wird. Damit wird ein Abweichen von der Sollgeschwindigkeit verhindert. Die Geschwindigkeitsabweichung kann durch Differenzieren der Lageabweichung $(X_{\text{soll}} - X_{\text{ist}})$ nach der Zeit erhalten werden.

[0029] Die Vorrichtung zur Erhöhung der dynamischen Laststeife ist auf alle Zylinderarten anwendbar, nicht nur auf gleichflächige Zylinder, wie in Fig. 1.

[0030] In Fig. 2 ist die Anwendung in einem Differentialzylinder gezeigt. Auch Plungerzylinder mit nur einem Verdrängerraum können damit ausgerüstet werden. Fig. 2 zeigt zwei Besonderheiten. Der Ausgleichszylinder 14 mit Kolben 15 kann direkt in den Zylinderdeckel 33 einer Kolbenseite integriert werden. Außerdem kön-

nen in dem Zylinderdeckel statt des 3/3-Schaltventils 28 in Fig. 1 zwei 2/2-Schaltventile 31 und 32 integriert werden. Diese zeichnen sich durch sehr kleine Bauweise und äußerst geringe Schaltzeiten im Bereich 1 ms aus.

[0031] Fig. 3 zeigt, dass man den Volumenstromregelkreis für den Ausgleichsstrom auch stetig ausführen kann. Dabei wird durch die Differenz aus Kompressionsstrom Q_{Kompr} und Ausgleichsstrom Q_{Ausgl} über die Blöcke 34 und 35 das stetige Ventil 36 angesteuert. Durch Beaufschlagen des Verdrängerraumes 17 wird ein dem Kompressionsstrom Q_{Kompr} entsprechender Ausgleichsstrom Q_{Ausgl} dem unter Druck p_1 stehenden Verdrängerraum 3 zugeführt.

[0032] Fig. 4 zeigt, dass das Prinzip der Erfindung auch auf Drehantriebe 38 anwendbar ist. Bei plötzlichen Änderungen des Lastmomentes T 37 bewirkt die Einrichtung, dass der Drehwinkel φ_{ist} bei Stillstand nicht nachgibt bzw. bei einer konstanten Drehzahl ein Drehzahleinbruch vermieden wird. Da das Volumen V_0 zwischen Ventil und Motor (bis auf die internen Pulsaktionen) konstant ist, ist bei der Berechnung des Kompressionsstromes in Block 24 a nur der Druck p zu berücksichtigen.

[0033] Entsteht neben dem Kompressionsvolumen in den Kolbenverdrängern in Fig. 1 und 2 sowie in dem Rotationsmotor in Fig. 4 durch den Druckanstieg bei Lastanstieg eine Änderung des Leckölstromes aus Raum 3: $\Delta Q_{\text{Leck}} = f(p_1 - p_2)$, so muss der Ausgleichsvolumenstrom um diesen Wert höher ausgelegt werden:

$$Q_{\text{Ausgl}} = Q_{\text{Kompr}} + \Delta Q_{\text{Leck}}$$

Patentansprüche

1. Vorrichtung zum Ausgleichen der Kompressibilität der Hydraulikflüssigkeit bei hydraulischen Antrieben mit wenigstens einem Verdrängerraum (3), wobei die Vorrichtung über eine Leitung (13) für Hydraulikflüssigkeit mit dem Verdrängerraum (3) des hydraulischen Antriebs koppelbar ist, umfassend Mittel (21) zum Messen des Druckes in dem Verdrängerraum (3), Mittel (24, 25) zum Berechnen des bei Druckänderungen im Verdrängerraum aufgrund der Kompressibilität der Hydraulikflüssigkeit auftretenden Kompressionsstromes Q_{Kompr} der Hydraulikflüssigkeit und Mittel zum Zu- oder Abführen eines anhand des berechneten Kompressionsstromes geregelten Ausgleichsvolumenstroms Q_{Ausgl} von Hydraulikflüssigkeit zum Verdrängerraum.
2. Vorrichtung nach Anspruch 1, **dadurch gekennzeichnet, dass** zur Regelung des Ausgleichsvolumenstroms Q_{Ausgl} ein Dreipunktregler (27) vorgesehen ist.
3. Vorrichtung nach Anspruch 1, **dadurch gekennzeichnet, dass** die Mittel zum Zu- oder Abführen des Ausgleichsvolumenstroms Q_{Ausgl} einen Zylinder

- der (14), einen in dem Zylinder (14) geführten Kolben (15) und wenigstens ein Ventil (28; 31, 32; 36) umfassen, wobei der Zylinder (14) über die Leitung (13) mit dem Verdrängerraum (3) des hydraulischen Antriebs koppelbar ist und der Kolben (15) über das wenigstens eine Ventil (28; 31, 32; 36) mit Über- oder Unterdruck beaufschlagbar ist.
4. Vorrichtung nach Anspruch 3, **dadurch gekennzeichnet, dass** das wenigstens eine Ventil ein Ventil (28; 31, 32; 36) mit Schaltzeiten im Millisekundenbereich ist.
5. Vorrichtung nach Anspruch 4, **dadurch gekennzeichnet, dass** das Ventil ein 3/3-Schaltventil (28) ist.
6. Vorrichtung nach Anspruch 4, **dadurch gekennzeichnet, dass** zwei 2/2-Schaltventile (31, 32) vorgesehen sind.
7. Vorrichtung nach Anspruch 4, **dadurch gekennzeichnet, dass** das Ventil ein stetiges Ventil (36) ist.
8. Vorrichtung nach einem der Ansprüche 3 bis 7, **dadurch gekennzeichnet, dass** ein Geschwindigkeitsaufnehmer (20) zur Messung der Geschwindigkeit des Kolbens (15) vorgesehen ist.
9. Vorrichtung nach einem der Ansprüche 3 bis 8, **dadurch gekennzeichnet, dass** der Kolben (15) durch elastische Elemente, insbesondere zwei Federn (18, 19) in eine Ruheposition vorgespannt wird.
10. Vorrichtung nach einem der Ansprüche 1 bis 9, **dadurch gekennzeichnet, dass** die Mittel zum Messen des Druckes in dem Verdrängerraum (3) einen Drucksensor (21) und ein Dämpferelement (23) zur Dämpfung von Druckoszillationen des Drucksensors (21) umfassen.
11. Vorrichtung nach einem der Ansprüche 1 bis 10, **dadurch gekennzeichnet, dass** das wenigstens eine Ventil (28; 31, 32) und die Mittel (21) zum Messen des Drucks über eine Leitung (22) zur Leitung elektromagnetischer Signale gekoppelt sind.
12. Vorrichtung nach einem der Ansprüche 1 bis 11, **dadurch gekennzeichnet, dass** die Mittel zum Berechnen des Kompressionsstromes Q_{Kompr} einen Differentiator (24) zur Bestimmung des zeitlichen Druckgradienten umfassen.
13. Vorrichtung nach einem der Ansprüche 1 bis 12, **dadurch gekennzeichnet, dass** die Mittel zum Berechnen des Kompressionsstromes Q_{Kompr} einen zur Berücksichtigung des in dem Verdrängerraum (3) momentan vorhandenen Volumens V_0 und des von dem im Verdrängerraum herrschenden Druck p_1 abhängigen Kompressionsmoduls $E_{\text{Ö1}}$ ausgebildeten Block (25) umfassen.
14. Vorrichtung nach einem der Ansprüche 1 bis 13, **dadurch gekennzeichnet, dass** zur Regelung des Ausgleichsvolumenstroms Q_{Ausgl} ein stetiges Ventil (36) über zwei Blöcke (34, 35) ansteuerbar ist.
15. Verfahren zum Ausgleichen der Kompressibilität der Hydraulikflüssigkeit bei hydraulischen Antrieben mit wenigstens einem Verdrängerraum (3), **dadurch gekennzeichnet, dass** der Druck p_1 in dem Verdrängerraum gemessen wird, dass der bei Druckänderungen im Verdrängerraum aufgrund der Kompressibilität der Hydraulikflüssigkeit auftretende Kompressionsstrom Q_{Kompr} der Hydraulikflüssigkeit berechnet wird und dass der Kompressionsstrom Q_{Kompr} mit einem dem Verdrängerraum zugeführten Volumenstrom Q_{Ausgl} abgeglichen wird.
16. Verfahren nach Anspruch 15, **dadurch gekennzeichnet, dass** der Volumenstrom Q_{Ausgl} anhand des berechneten Kompressionsstroms Q_{Kompr} geregelt wird.
17. Verfahren nach Anspruch 15 oder 16, wobei zum Erzeugen des Volumenstroms Q_{Ausgl} eine Kolben-Zylindereinheit (14, 15) vorgesehen ist, **dadurch gekennzeichnet, dass** die Geschwindigkeit \dot{y} des Kolbens (15) direkt oder indirekt gemessen und zur Messung des Volumenstroms Q_{Ausgl} nach der Beziehung $Q_{\text{Ausgl}} = \dot{y}a$ verwendet wird, wobei a die Querschnittsfläche des Zylinders (14) ist.
18. Verfahren nach Anspruch 17, **dadurch gekennzeichnet, dass** Q_{Ausgl} kontinuierlich mit dem berechneten Kompressionsstroms Q_{Kompr} verglichen und das Ergebnis des Vergleichs einem Dreipunktregler (27) zugeführt wird, der in Abhängigkeit von dem Ergebnis des Vergleichs den Kolben (15) über ein Schaltventil (28) mit einem Über- oder Unterdruck beaufschlagt.
19. Verfahren nach einem der Ansprüche 15 bis 18, **dadurch gekennzeichnet, dass** bei der Berechnung des Kompressionsstromes Q_{Kompr} die Abhängigkeit des Kompressionsmoduls vom momentanen Druck im Verdrängerraum berücksichtigt wird.
20. Verfahren nach einem der Ansprüche 15 bis 19, **dadurch gekennzeichnet, dass** bei der Regelung des Ausgleichsvolumenstroms Q_{Ausgl} ein Leckölstrom ΔQ_{Leck} berücksichtigt wird.
21. Hydraulischer Antrieb mit einer Vorrichtung zum Ausgleichen der Kompressibilität der von dem An-

trieb verwendeten Hydraulikflüssigkeit bei Lastwechseln nach einem der Ansprüche 1 bis 14.

22. Hydraulischer Antrieb nach Anspruch 21 mit einer Vorrichtung nach einem der Ansprüche 2 bis 14, **dadurch gekennzeichnet, dass** der Kolben (15) der Vorrichtung in einen Zylinderdeckel (33) einer Kolbenseite des Antriebs integriert ist.

10

15

20

25

30

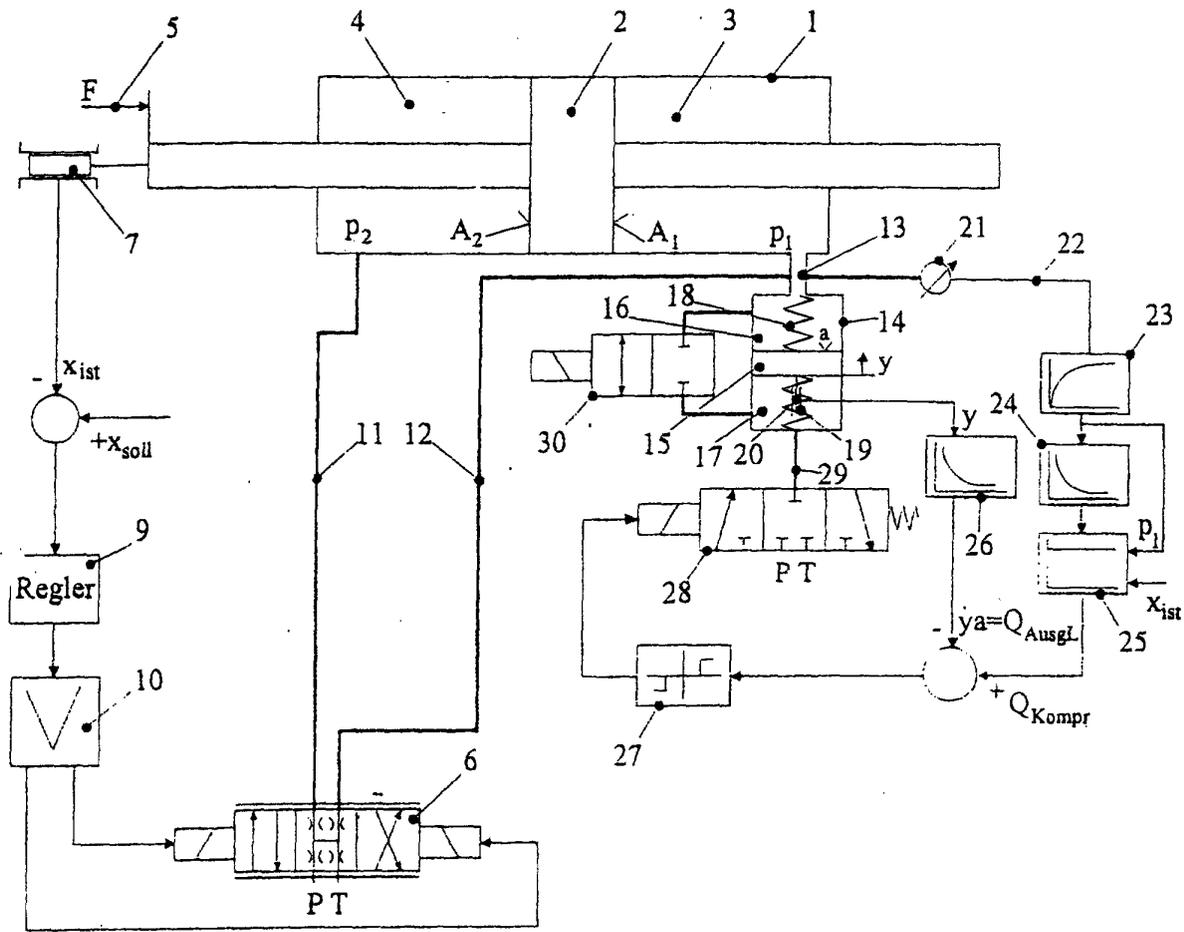
35

40

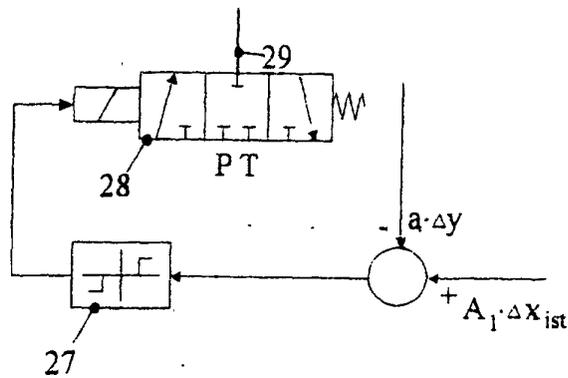
45

50

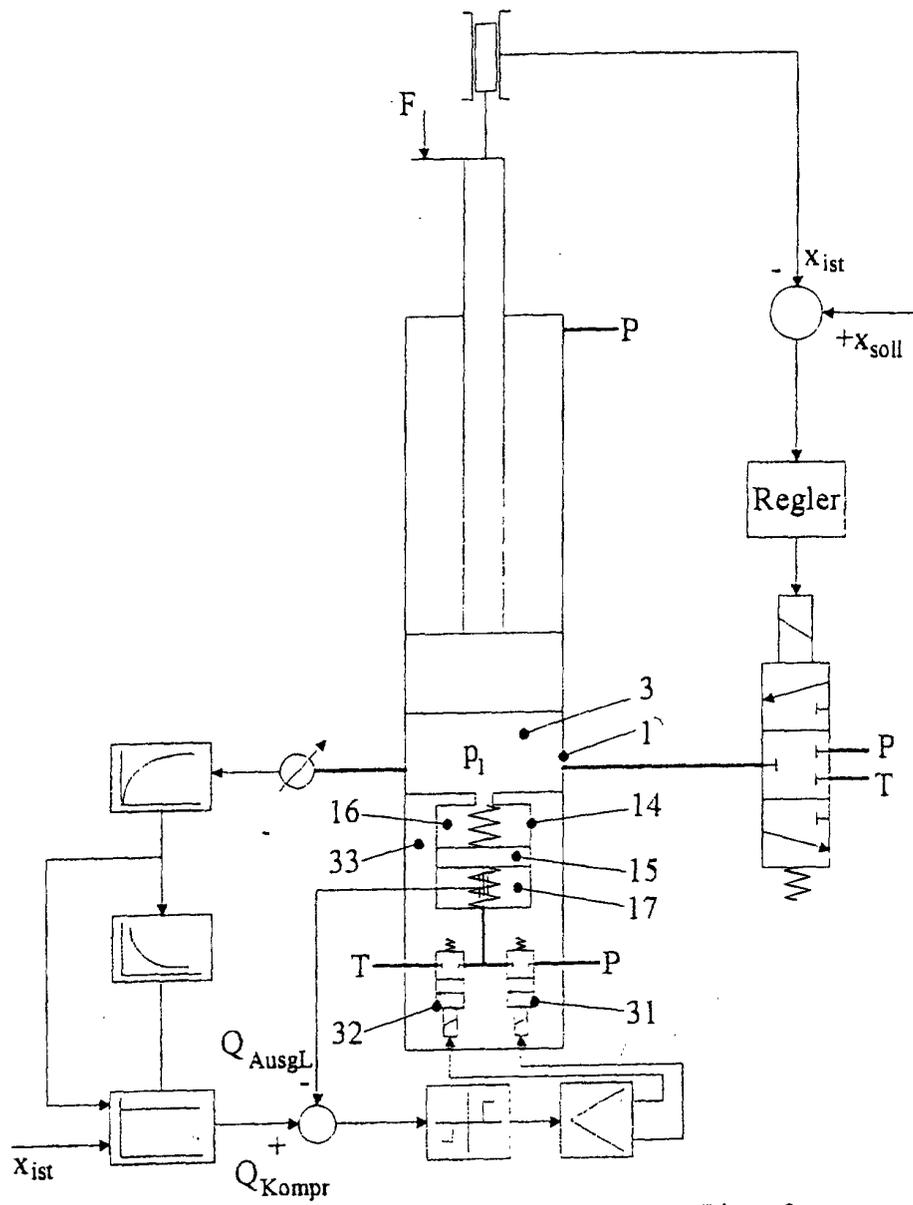
55



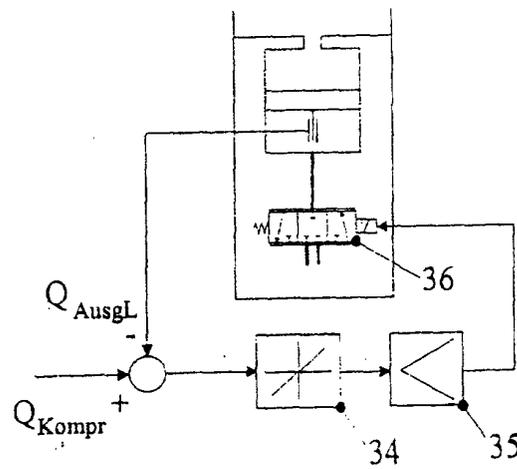
Figur 1



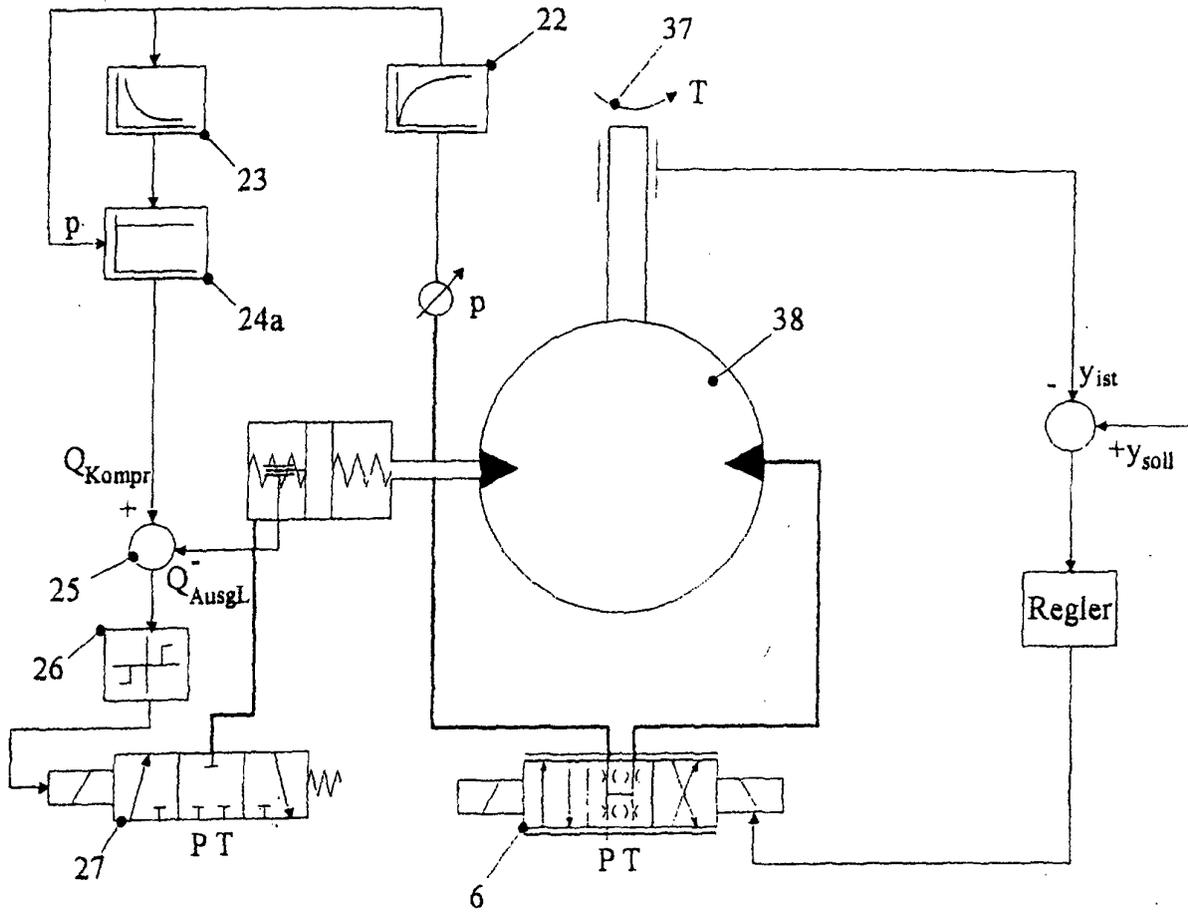
Figur 1a



Figur 2



Figur 3



Figur 4