

(19)



(11)

EP 1 664 549 B1

(12)

EUROPÄISCHE PATENTSCHRIFT

(45) Veröffentlichungstag und Bekanntmachung des Hinweises auf die Patenterteilung:
14.02.2007 Patentblatt 2007/07

(51) Int Cl.:
F15B 7/00 (2006.01)

(21) Anmeldenummer: **04762708.8**

(86) Internationale Anmeldenummer:
PCT/DE2004/001869

(22) Anmeldetag: **23.08.2004**

(87) Internationale Veröffentlichungsnummer:
WO 2005/026559 (24.03.2005 Gazette 2005/12)

(54) **HYDROSTATISCHES GETRIEBE**

HYDROSTATIC GEAR

TRANSMISSION HYDROSTATIQUE

(84) Benannte Vertragsstaaten:
AT BE BG CH CY CZ DE DK EE ES FI FR GB GR HU IE IT LI LU MC NL PL PT RO SE SI SK TR

(30) Priorität: **10.09.2003 DE 10342102**

(43) Veröffentlichungstag der Anmeldung:
07.06.2006 Patentblatt 2006/23

(73) Patentinhaber: **Bosch Rexroth AG**
70184 Stuttgart (DE)

(72) Erfinder: **BONEFELD, Ralf**
63739 Aschaffenburg (DE)

(74) Vertreter: **Winter, Brandl, Fürniss, Hübner Röss, Kaiser,**
Polte Partnerschaft Patent- und Rechtsanwaltskanzlei
Alois-Steinecker-Strasse 22
D-85354 Freising (DE)

(56) Entgegenhaltungen:
DE-A- 1 601 732 DE-A- 4 008 792
FR-A- 2 026 179 FR-A- 2 380 449

EP 1 664 549 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 ein hydrostatisches Getriebe gemäß dem Oberbegriff des Patentanspruches 1.

[0002] Unter einem hydrostatischen Getriebe versteht man die Kombination einer Hydropumpe (Primärteil) mit einem Hydromotor (Sekundärteil), im einfachsten Fall mit einem Hydrozylinder deren Verdrängerräume im Betrieb idealerweise strömungswiderstandsfrei verbunden sind. Derartige hydrostatische Getriebe bedürfen aufgrund der externen Leckagen der hydraulisch-mechanischen Wandler (insbesondere Pumpen, Hydromotoren, in geringerem Umfang auch Hydrozylinder) stets einer Einrichtung, die die Zuführung von Druckflüssigkeit in das Getriebe realisiert, um diese Verluste auszugleichen und die Funktionsfähigkeit des Getriebes zu erhalten. Durch diese Einrichtung muss insbesondere verhindert werden, dass sich in den Druckräumen Kavitationserscheinungen ausbilden. Als besonders vorteilhaft erweist sich ein Getriebe mit beidseitiger Einspannung des Abtriebsmotors (Sekundäreinheit). Durch diese Einspannung kann sowohl die Antriebsdynamik als auch die Laststeifigkeit gegenüber herkömmlichen Getrieben mit offenen Hydraulikkreisläufen wesentlich verbessert werden.

[0003] In der DE 40 08 792 A1 ist ein hydrostatisches Getriebe dargestellt, bei dem ein Differentialzylinder über zwei Verstellpumpen mit Druckmittel versorgt wird. Die Verstellpumpen werden von einem gemeinsamen Motor angetrieben, wobei über eine der Verstellpumpen ein Ringraum mit einem bodenseitigen Zylinderraum des Zylinders verbunden ist, während die andere Verstellpumpe den Zylinderraum aus einem Tank mit Druckmittel versorgt.

[0004] Die beiden Verstellpumpen werden über eine Steuereinheit derart angesteuert, dass beispielsweise beim Ausfahren des Hydrozylinders der Zylinderraum mit etwas mehr Druckmittel versorgt wird als zur Ausfahrbewegung erforderlich ist, während beim Einfahren des Zylinders der Ringraum mit einer Überschussmenge versorgt wird. Durch diese Steuerung wird im jeweils anderen Druckraum ein Gegenhaltedruck aufgebaut, so dass der Kolben beidseitig eingespannt ist. Nachteilig bei dieser Lösung ist, dass die Ansteuerung und Installation der Verstellpumpen einen erheblichen vorrichtungstechnischen Aufwand erfordert.

[0005] Aus der CA 605,046 ist ein hydrostatisches Getriebe bekannt, bei der die Sekundäreinheit über zwei von einem gemeinsamen Motor angetriebene Konstantpumpen mit Druckmittel versorgt wird. Über eine der Konstantpumpen kann Druckmittel aus einem der Druckräume des Hydrozylinders in den jeweils anderen Druckraum gefördert werden, während die zweite Pumpe des Primärteils den bodenseitigen Zylinderraum mit Druckmittel aus einem hydrostatischen Speicher versorgt. Dieser hydrostatische Speicher ist bei Umgehung der beiden Pumpen mit den Druckräumen des Hydrozylinders verbindbar, so dass Leckageverluste ausgeglichen werden und auch entsprechend des Drucks in diesem Speicher eine beidseitige Einspannung erfolgt.

[0006] Ein solches Getriebe ist auch in FR 2 026 179 offenbart.

[0007] Nachteilig bei beiden Lösungen ist, dass die Einspannung der Sekundäreinheit (Abtriebsmotor) nur äußerst schwierig an unterschiedliche Betriebsbedingungen anpassbar ist. Des weiteren erfordern beide vorbeschriebenen bekannten Varianten einen hohen Aufwand zur Ansteuerung der beiden Pumpen des Primärteils.

[0008] Demgegenüber liegt der Erfindung die Aufgabe zugrunde, ein hydrostatisches Getriebe zu schaffen, bei dem die Einspannung des Abtriebsmotors mit geringem vorrichtungstechnischen Aufwand ermöglicht ist.

[0009] Diese Aufgabe wird durch ein hydrostatisches Getriebe mit den Merkmalen des Patentanspruches 1 gelöst.

[0010] Erfindungsgemäß hat das hydrostatische Getriebe einen Primärteil mit einer Pumpe, über die Druckräume eines Abtriebsmotors mit Druckmittel versorgbar sind. Zum Ausgleich von Leckagen und gegebenenfalls zum Einspannen des Abtriebsmotors (Sekundärteil) ist erfindungsgemäß eine Ladeeinrichtung vorgesehen, die zwei von einem gemeinsamen Lademotor angetriebene Ladepumpen hat. Diese sind jeweils einem Druckraum des Abtriebsmotors zugeordnet, so dass durch geeignete Regelung des Lademotors eine beidseitige Einspannung des Abtriebsmotors und der Ausgleich von Leckagen durchführbar ist.

[0011] Die Ladeeinrichtung mit dem Lademotor und den beiden vorzugsweise als Konstantpumpen ausgeführten Ladepumpen lässt sich mit einem äußerst geringen vorrichtungstechnischen Aufwand realisieren, wobei durch Regelung des Lademotors die Einspannung sehr einfach an unterschiedliche Betriebsbedingungen anpassbar ist.

[0012] Dabei wird es bevorzugt, wenn der Lademotor momentengeregt ist. Dabei wird das Antriebsmoment des Lademotors vorzugsweise proportional zum Summendruck des hydrostatischen Getriebes geregelt. Diese Abhängigkeit des Antriebsmoments M_A lässt sich nach der Gleichung

$$M_A = V_{1A} \times p_A + V_{1B} \times p_B$$

berechnen, wobei die V die Schluckvolumina der beiden Ladepumpen und p die Drücke in den beiden Druckräumen des Abtriebsmotors sind.

[0013] Bei einer bevorzugten Variante der Erfindung sind die Schluckvolumina der beiden Ladepumpen gleich groß.

[0014] Der Abtriebsmotor kann ein Differentialzylinder sein, es ist jedoch auch möglich andere Verbraucher, beispiels-

weise einen Hydromotor oder einen Gleichgangzylinder als Sekundärteil zu verwenden. Bei Verwendung eines Differentialzylinders als Abtriebsmotor wird der Primärteil mit zwei Pumpen ausgeführt, wobei eine die beiden Druckräume miteinander und die andere den größeren Druckraum mit dem Tank verbindet.

[0015] Die Pumpen der Schaltung werden vorzugsweise drehzahl geregelt angesteuert. Die Schluckvolumina sind dem Verbraucher (Hydromotor) so anzupassen, dass die Bilanz der Verschiebevolumenströme ausgeglichen ist.

[0016] Sonstige vorteilhafte Weiterbildungen der Erfindung sind Gegenstand weiterer Unteransprüche.

[0017] Im folgenden werden bevorzugte Ausführungsbeispiele der Erfindung anhand schematischer Zeichnungen näher erläutert. Es zeigen:

Fig.1 ein Hydraulik-Schaubild eines hydrostatischen Getriebes mit einem Differentialzylinder als Verbraucher und Fig.2 ein Ausführungsbeispiel mit einem Gleichgangzylinder als Verbraucher.

[0018] In Figur 1 ist ein hydrostatisches Getriebe 1 mit einem Primärteil 2, einem Sekundärteil 4 sowie einer Ladeeinrichtung 6 dargestellt. Das Sekundärteil 4 ist bei dem dargestellten Ausführungsbeispiel durch einen Hydrozylinder 5 ausgebildet, der als Differentialzylinder ausgeführt ist. Ein Differentialkolben 7 des Hydrozylinders unterteilt diesen in einen bodenseitigen Zylinderraum 8 sowie einen kolbenstangenseitigen Zylinderraum 10. An einer Kolbenstange des Differentialkolbens 7 greift eine Last L in Pfeilrichtung an.

[0019] Das Primärteil 2 hat zwei Pumpen 12, 14, die auf einer gemeinsamen Antriebswelle 16 eines drehzahl geregelten Motors 18 sitzen. Dieser ist in der Drehrichtung umkehrbar, so dass entsprechend auch die Förderrichtung der beiden Pumpen 12, 14 umkehrbar ist.

[0020] Die beiden Anschlüsse der Pumpe 14 sind über Leitungen 20, 22 mit dem Ringraum 10 bzw. dem Zylinderraum 8 des Hydrozylinders 5 verbunden, so dass bei Betätigung dieser Pumpe 14 Druckmittel von einem Druckraum in den anderen Druckraum gefördert werden kann.

[0021] Ein Druckanschluss der weiteren Pumpe 12 ist über eine Druckleitung 24 mit dem Zylinderraum 8 des Hydrozylinders 5 verbunden. Eine Saugleitung 26 führt zu einem Tank, so dass Druckmittel vom Tank in den Zylinderraum 8 oder von diesem zum Tank T förderbar ist.

[0022] Die Ladeeinrichtung 6 hat zwei Ladepumpen 30, 32, die über einen gemeinsamen Lademotor 34 und eine Welle 28 angetrieben werden. Der Lademotor 34 ist bei dem dargestellten Ausführungsbeispiel als Synchronmaschine ausgeführt, prinzipiell kann jedoch auch eine Asynchronmaschine verwendet werden. Die Druckanschlüsse der beiden Ladepumpen 30, 32 sind über Ladeleitungen 36 und 38 mit den Leitungen 20 bzw. 22 verbunden, die mit den Räumen 8, 10 verbunden sind. Die beiden Sauganschlüsse der Ladepumpen 28, 30 sind über Tankleitungen 40, 42 mit dem Tank T verbunden, so dass bei Ansteuerung des Lademotors 34 Druckmittel aus diesem Tank T über die Ladeleitungen 26, 38 zu den Druckräumen 8, 10 des Hydrozylinders 5 förderbar ist, um Leckageverluste auszugleichen und/oder eine beidseitige Einspannung des Hydrozylinders 5 vorzunehmen.

[0023] Bei dem in Fig. 1 dargestellten Ausführungsbeispiel sind die Schluckvolumina der beiden Pumpen 12, 14 und die Schluckvolumina der beiden Ladepumpen 28, 30 jeweils gleich ausgeführt. Das Flächenverhältnis α des Differentialzylinders 5 muss dann 2:1 betragen.

[0024] Bei Ansteuerung des Lademotors 34 fördern beide Ladepumpen 28, 30 Druckmittel aus dem Tank T in die beiden Druckräume 8, 10 des Hydrozylinders 5. Die Drücke p_A und p_B in den Druckkammern wirken proportional zum Fördervolumen der jeweiligen Ladepumpe 30, 32 als Lastmomente auf die Antriebswelle 28. Unter Vernachlässigung von Reib- und Beschleunigungsmomenten lautet dann die Momentenbilanz an der Welle der Ladeinheit

$$p_A \times V_{1,A} + p_B \times V_{1,B} = M_{An},$$

wobei p die Drücke in den Druckräumen, V die Schluckvolumina und M das auf die Welle 28 der Ladeinheit 6 wirkende Abtriebsmoment des Motors 34 ist.

[0025] Der Summendruck des Getriebes p_{sum} berechnet sich nach

$$p_{sum} = \beta_A \times p_A + \beta_B \times p_B ,$$

wobei β Gewichtungsfaktoren sind, deren Herleitung im folgenden ausführlich erläutert wird. Bei dem erfindungsgemäßen Konzept werden die Drücke in den Druckräumen 8, 10 als Information über den Ladezustand des Getriebes genutzt, es zeichnet sich jedoch dadurch aus, dass aufgrund der Kompressibilität des Druckmediums sich aus Änderungen des Belastungszustandes des Hydrozylinders 5 ergebende Druckänderungen nicht zu einer Wechselwirkung mit der Lade-

einrichtung führen.

[0026] Wie sich aus den beiden vorbeschriebenen Gleichungen zur Berechnung von M_{An} und p_{sum} ergibt, findet an der Welle 28 der Ladeeinrichtung eine Summenbildung der Abtriebsmomente statt, welche proportional zur Summendruckbildung (p_{sum}) ist, wenn das Verhältnis der Schluckvolumina $V_{1,A}$, $V_{1,B}$ der beiden Ladepumpen 30, 32 gleich dem Verhältnis der Gewichtungsfaktoren β_A , β_B ist. Die Vorgabe des Summendrucks kann gesteuert über das Antriebsmoment erfolgen. Jede Änderung des Ist-Summendrucks verursacht eine Änderung der Drehzahl, so dass das Gleichgewicht wieder hergestellt wird, indem der erforderliche Ladevolumenstrom bereitgestellt wird.

[0027] Mit einfachen Worten gesagt, bei Ansteuerung des Lademotors 34 wird über die beiden Ladepumpen 30, 32 Druckmittel in die beiden Druckräume 8, 10 gefördert, so dass der Hydrozylinder 5 beidseitig eingespannt wird. Es baut sich in den Druckräumen jeweils ein Druck p_A , p_B auf, der in einem auf die Welle 28 der Ladeeinrichtung 6 wirkenden Rückstellmoment resultiert. Dieses Rückstellmoment wirkt dem Antriebsmoment der Ladepumpen 30, 28 entgegen. Über die Momentensteuerung des Lademotors 34 wird der Motorstrom so eingestellt, dass das gesteuerte oder geregelte Antriebsmoment dem erzeugten Rückstellmoment entspricht. Für den Fall, dass keinerlei Leckage des hydrostatischen Getriebes auftritt, bleibt dieses Rückstellmoment dann im wesentlichen konstant, wenn keine Änderung der Vorspannung vorgenommen werden soll.

[0028] Demgemäß kommt die erfindungsgemäße Lösung mit einem Minimum an Sensorik aus, da beispielsweise die Drücke in den Druckräumen nicht erfasst werden müssen, wie dies beispielsweise in der Lösung gemäß der DE 40 08 792 A1 der Fall ist.

[0029] Anhand der beigefügten Tabelle seien im folgenden zum besseren Verständnis noch einige theoretische Betrachtungen zur Wahl der Gewichtungsfaktoren β_A und β_B erläutert.

[0030] Die Drücke in den Druckräumen 8, 10 können zur Ableitung des Ladezustands des hydrostatischen Getriebes 1 genutzt werden. Diese Drücke werden aber auch durch die Größe der Last bestimmt. Im Zustand ohne Last ($L = 0$) werden die Drücke p zum einen durch das Flächenverhältnis α (siehe Gleichung a) der Tabelle) bestimmt und zeigen zum anderen die Vorspannung des hydrostatischen Getriebes an. Wird der Hydrozylinder 5 als leakagefrei angenommen und die Leitungsanschlüsse des Hydrozylinders 5 hermetisch abgeschlossen, so bleibt die einmal eingestellte Vorspannung erhalten und die Kammerdrücke p_A , p_B ändern sich nur in Abhängigkeit von der Last L . Dabei steigt ein Kammerdruck, während der zweite sinkt. Die Summe p_{sum} (siehe oben) der gewichteten Drücke p sollte daher konstant bleiben und als Maß für die Vorspannung dienen können.

[0031] Die Änderung der Drücke p_A , p_B aufgrund einer äußeren Last L muss in die Bestimmung der Gewichtsfaktoren β_A und β_B eingehen. Diese hängen vom Flächenverhältnis α und den hydraulischen Kapazitäten der Zylinderräume und damit von der aktuellen Kolbenposition ab. Unter Annahme eines konstanten Kompressionsmoduls lässt sich die Abhängigkeit von den hydraulischen Kapazitäten auf eine Betrachtung der Länge der beiden Ölsäulen zurückführen. Wird der Ursprung der Bewegungskordinaten bei einem Hub x in der Mittenposition des Differentialkolbens 7 gewählt, so ist

$$V_A = V_{A, tot} + (h/2 + x) \times A_A = (L_A + x) \times A_A,$$

wobei $L_A = V_{A, tot} / A_A + h/2$. Entsprechendes gilt für das Volumen V_B , mit negativen Vorzeichen für die Auslenkung aus der Mittenposition. Kennzeichnend für den Einfluss der hydraulischen Kapazitäten auf die gegenläufige Änderung der Drücke p_A , p_B in den Druckräumen 8, 10 unter Last L ist das Verhältnis γ (siehe Gleichung g) in der Tabelle) der Länge der Ölsäulen.

[0032] In der angesprochenen Tabelle sind diese Überlegungen in mathematischer Form zusammengefasst. Als Ergebnis liegen die Gewichtungsfaktoren gemäß den Gleichungen k) und l) vor, welche eine Summenbildung aus den Drücken p_A und p_B erlauben, für die ein Einfluss der Lastverhältnisse eliminiert ist und die die gewünschte Information über die Vorspannung des Getriebes zugänglich macht.

[0033] In der Tabelle sind die zur Berechnung der Gewichtungsfaktoren erforderlichen Parameter den Gleichungen f) und e) entnehmbar. Anhand der Gleichungen c) und d) können die in Abhängigkeit von einer Last auftretenden Druckänderungen in den Druckräumen 8, 10 ermittelt werden. Die Gleichung i) steht für den Summendruck in dem Fall, in dem keine Last wirkt. Nach Gleichung j) wird der Summendruck im Lastfall berechnet.

TABELLE

Druckverhältnis ohne Last	Drücke unter Last:
a) $p_{B,0} = \alpha \cdot p_{A0}$	b) $p_A = p_{A,0} + \Delta p_A$ $p_B = p_{B,0} + \Delta p_B$

(fortgesetzt)

Druckänderungen unter Last bei leakagefreiem System und konstantem Kompressionsmodul ausgehend vom Zustand**ohne Last:**

c) $\Delta p_A = -1 \cdot p_L / (\alpha + \gamma)$

d) $\Delta p_B = \gamma \cdot p_L / (\alpha + \gamma)$ mit:

h) $p_L = p_B - \alpha \cdot p_A$

e) $p_L = F_L / A_B$

f) $\alpha = A_A / A_B$

g) $\gamma = (L_A + x) / (L_B - x)$

Definition:

i) $p_{Sum} = (\alpha \cdot p_{A,0} + p_{B,0}) / 2$

Ansatz:

j) $p_{Sum} = \beta_A \cdot p_A + \beta_B \cdot p_B$

Lösung:

k) $\beta_A = \gamma \cdot \alpha / (\alpha + \gamma)$

l) $\beta_B = \alpha / (\alpha + \gamma)$

[0034] Bei dem erfindungsgemäßen Ausführungsbeispiel können die Gewichtungsfaktoren β_A und β_B durch geeignete Wahl der Schluckvolumina $V_{1,A}$ und $V_{1,B}$ der beiden Ladepumpen 30, 32 bestimmt werden, um die erforderliche Gewichtung der Drücke in den Druckräumen 8, 10 bei der Summenbildung der aus ihnen resultierenden Lastmomente zu erreichen.

[0035] Das Verhältnis der Schluckvolumina ist dann gegeben durch:

$$V_{1,A} / V_{1,B} = \beta_A / \beta_B = \gamma = (L_A + x) / (L_B - x)$$

(siehe Tabelle).

[0036] Für den praxisrelevanten Fall konstanter Schluckvolumina V muss auf einen Arbeitspunkt ausgelegt werden. Wählt man beispielsweise als Arbeitspunkt die Mittenposition des Kolbens 7, so ist in diesem Fall der Hub $x = 0$ und somit das erforderliche Verhältnis der Schluckvolumina $\gamma = L_A / L_B = 1$. D.h. bei Auslegung der Ladeeinrichtung auf diesen Arbeitspunkt können dann erfindungsgemäß baugleiche Ladepumpen mit identischem Hubvolumen eingesetzt werden. Bei Auslegung der Ladeeinrichtung auf einen anderen Arbeitspunkt müssen dann entsprechend die Hubvolumina der Ladepumpen gemäß den in der Tabelle aufgeführten Gleichungen angepasst werden, um den vorbeschriebenen Leakageausgleich und die Einspannung des Sekundärteils 4 vorzunehmen.

[0037] Bei dem vorbeschriebenen Ausführungsbeispiel ist der Abtriebsmotor durch einen Differentialzylinder (5) gebildet, der über die Ladeeinrichtung (6) und die Pumpenanordnung (2) mit den beiden drehzahlgeregelten Pumpen (12, 14) mit Druckmittel versorgt ist.

[0038] In Figur 2 ist ein Ausführungsbeispiel dargestellt, bei der an Stelle des Differentialzylinders ein Gleichgangszylinder (44) verwendet ist, bei dem in der dargestellten Mittelstellung die beiden Druckräume (46, 48) das gleiche Volumen aufweisen. Da bei einem Gleichgangszylinder (44) die beiden Druckräume (46, 48) mit dem gleichem Querschnitt ausgebildet sind, ist das Flächenverhältnis $\alpha = 1$. Es kann dann auf die Pumpe 12 verzichtet werden, über die beim vorbeschriebenen Ausführungsbeispiel Druckmittel aus dem Tank T in den größeren Zylinderraum (8) oder in umgekehrter Richtung von diesem Tank T gefördert werden kann, um die Verschiebevolumenströme auszugleichen. In Fig. 2 oben ist desweiteren angedeutet, dass anstelle des Gleichgangszylinders 44 auch ein anderer Verbraucher, beispielsweise ein Hydromotor 50 einsetzbar ist.

[0039] Im übrigen entspricht die Schaltung aus Figur 2 dem vorbeschriebenen Ausführungsbeispiel, so dass weitere Erläuterungen entbehrlich sind.

[0040] Anstelle der als Konstantpumpen ausgeführten Ladepumpen 30, 32 könnten auch Verstellpumpen eingesetzt werden, dies würde zwar eine genauere Steuerung oder Regelung der Einspannung ermöglichen, würde jedoch die Investitionskosten erhöhen.

[0041] Offenbart ist ein hydrostatisches Getriebe mit einem Abtriebsmotor, der über eine von einem Motor angetriebene Pumpe mit Druckmittel versorgt ist. Zum Ausgleich von Leckagen und zur Einspannung des Abtriebsmotors ist das hydrostatische Getriebe mit einer Ladeeinrichtung ausgeführt, die erfindungsgemäß zwei von einem gemeinsamen

Lademotor angetriebene Ladepumpen hat, über die jeweils ein Druckraum des Abtriebsmotors mit Druckmittel versorgbar ist.

Bezugszeichenliste:

5

[0042]

10

15

20

25

30

35

- 1 hydrostatisches Getriebe
- 2 Primärteil
- 4 Sekundärteil
- 5 Hydrozylinder
- 6 Ladeeinrichtung
- 7 Kolben
- 8 Zylinderraum
- 10 Ringraum
- 12 Pumpe
- 14 Pumpe
- 16 Antriebswelle
- 18 Motor
- 20 Leitung
- 22 Leitung
- 24 Druckleitung
- 26 Saugleitung
- 28 Welle
- 30 Ladepumpe
- 32 Ladepumpe
- 34 Lademotor
- 36 Ladeleitung
- 38 Ladeleitung
- 40 Tankleitung
- 42 Tankleitung
- 44 Gleichgangzylinder
- 46 Druckraum
- 48 Druckraum
- 50 Hydromotor

Patentansprüche

40

45

50

1. Hydrostatisches Getriebe mit einem Abtriebsmotor (5, 44) dessen Zulauf- und Rücklaufanschluss mit zumindest einer von einem Motor (18) angetriebenen Pumpe (14) verbunden sind, über die Druckmittel zwischen einem Druckraum (8, 10, 46, 48) und einem anderen Druckraum (10, 8, 46, 48) des Abtriebsmotors (5, 44) förderbar ist und mit einer Ladeeinrichtung (6), über die der Abtriebsmotor (5, 44) beidseitig hydraulisch einspannbar ist, **dadurch gekennzeichnet, dass** die Ladeeinrichtung (6) zwei von einem gemeinsamen, geregelten Lademotor (34) angetriebene Ladepumpen (30, 32) hat, über die jeweils ein Druckraum (8, 10, 46, 48) des Abtriebsmotors (5, 44) aus einem Tank (T) mit Druckmittel versorgbar ist, so dass Leckagen ausgleichbar und/oder die vorbestimmte Vorspannung des Abtriebsmotors (5) einstellbar ist.
2. Hydrostatisches Getriebe nach Patentanspruch 1, wobei der Lademotor (34) momentengeregelt ist.
3. Hydrostatisches Getriebe nach Patentanspruch 2, wobei das geregelte Antriebsmoment (AM) des Lademotors (34) in Abhängigkeit von:

55

$$V_{1,A} \times p_A + V_{1,B} \times p_B$$

einstellbar ist, wobei

$V_{1,A}$, $V_{1,B}$: Schluckvolumina der Ladepumpen (30, 32)
und

p_A , p_B : Druck in den Druckräumen (8, 10) des Antriebsmotors

ist.

4. Hydrostatisches Getriebe nach Patentanspruch 3, wobei das Schluckvolumen (V) der Ladepumpen (30, 32) gleich ist.
5. Hydrostatisches Getriebe nach einem der vorhergehenden Patentansprüche, wobei die Ladepumpen (30, 32) Konstantpumpen sind.
6. Hydrostatisches Getriebe nach einem der vorhergehenden Patentansprüche, wobei der Antriebsmotor ein Differentialzylinder (5) ist, dessen größerer Zylinderraum (8) über eine zweite Pumpe (12) mit dem Tank (T) verbunden ist, so dass Druckmittel zwischen diesem Tank (T) und dem Zylinderraum (8) förderbar ist.
7. Hydrostatisches Getriebe nach Patentanspruch 6, wobei die Pumpen (12, 14) mit dem gleichen Schluckvolumen ausgeführt sind und das Flächenverhältnis (α) des Differentialzylinders (5) 2:1 ist.
8. Hydrostatisches Getriebe nach einem vorhergehenden Patentanspruch, wobei die vorhandenen Pumpen (12, 14) drehzahl geregelt sind.

Claims

1. A hydrostatic transmission with an output motor (5, 44), the inlet and return connections of which are connected to at least one pump (14) which is driven by a motor (18) and by means of which a pressure medium can be fed between one pressure chamber (8, 10, 46, 48) and another pressure chamber (10, 8, 46, 48) of the output motor (5, 44), and with a charge device (6), by means of which the output motor (5, 44) is hydraulically loadable at both ends, **characterised in that** the charge device (6) has two charge pumps (30, 32) which are driven by a common, controlled charge motor (34) and by means of which a respective pressure chamber (8, 10, 46, 48) of the output motor (5, 44) can be supplied with the pressure medium from a reservoir (T) so that leaks can be compensated for and/or the predetermined bias of the output motor (5) can be adjusted.
2. A hydrostatic transmission according to claim 1, wherein the charge motor (34) is torque-controlled.
3. A hydrostatic transmission according to claim 2, wherein the controlled driving torque (M) of the charge motor (34) is adjustable as a function of:

$$V_{1,A} \times p_A + V_{1,B} \times p_B$$

where

$V_{1,A}$, $V_{1,B}$ = absorption volumes of the charge pumps (30, 32)
and

p_A , p_B = pressure in the pressure chambers (8, 10) of the drive motor.

4. A hydrostatic transmission according to claim 3, wherein the absorption volume (V) of the charge pumps (30, 32) is the same.
5. A hydrostatic transmission according to any one of the preceding claims, wherein the charge pumps (30, 32) are fixed-displacement pumps.
6. A hydrostatic transmission according to any one of the preceding claims, wherein the drive motor is a differential cylinder (5), the larger cylinder chamber (8) of which is connected to the reservoir (T) via a second pump (12) so

that the pressure medium can be fed between this reservoir (T) and the cylinder chamber (8).

7. A hydrostatic transmission according to claim 6, wherein the pumps (12, 14) are constructed with the same absorption volume, and the surface area ratio (α) of the differential cylinder (5) is 2:1.
8. A hydrostatic transmission according to any preceding claim, wherein the pumps (12, 14) provided are speed-controlled.

Revendications

1. Transmission hydrostatique avec un moteur de sortie (5, 44) dont le raccord d'admission et le raccord de retour sont reliés à au moins une pompe (14) entraînée par un moteur (18), par laquelle un moyen de pression peut être transporté entre une chambre de pression (8, 10, 46, 48) et une autre chambre de pression (10, 8, 46, 48) du moteur de sortie (5, 44), et avec un dispositif de charge (6), par lequel le moteur de sortie (5, 44) peut être enserré hydrauliquement des deux côtés, **caractérisée en ce que** le dispositif de charge (6) possède deux pompes de charge (30, 32) entraînées par un moteur de charge (34) réglé commun, par lesquelles une chambre de pression (8, 10, 46, 48) du moteur de sortie (5, 44) peut à chaque fois être alimentée en moyen de pression à partir d'un réservoir (T), de sorte que les fuites peuvent être compensées et/ou la précontrainte prédéfinie du moteur de sortie (5) peut être ajustée.
2. Transmission hydrostatique selon la revendication 1, le moteur de charge (34) étant réglé en couple.
3. Transmission hydrostatique selon la revendication 2, le couple d'entraînement (AM) réglé du moteur de charge (34) pouvant être ajusté en fonction de :

$$V_{1,A} \times P_A + V_{1,B} \times P_B$$

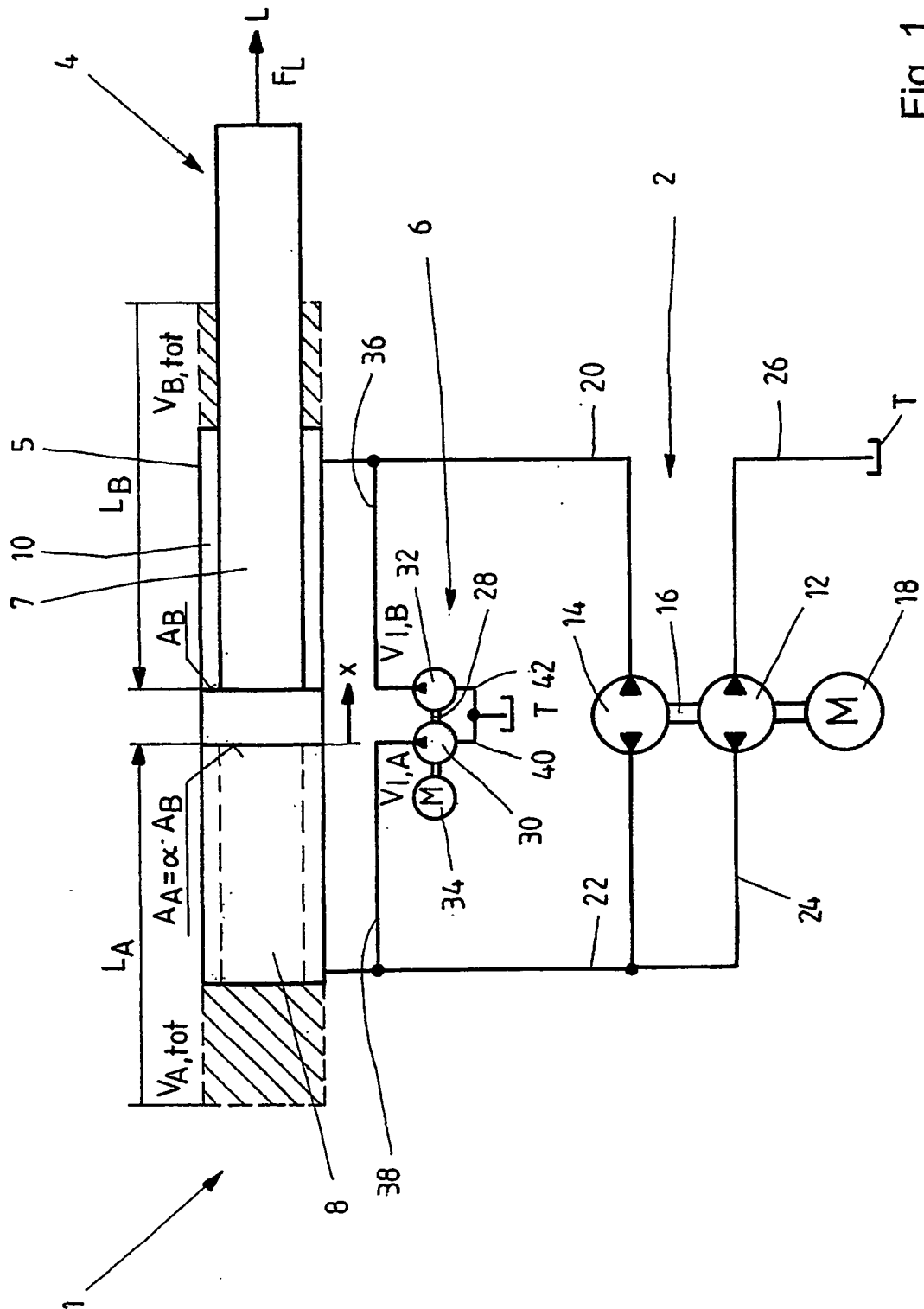
où

$V_{1,A}$, $V_{1,B}$: volumes d'admission des pompes de charge (30, 32)

et

P_A , P_B = pression dans les chambres de pression (8, 10) du moteur d'entraînement

4. Transmission hydrostatique selon la revendication 3, le volume d'admission (V) des pompes de charge (30, 32) étant identique.
5. Transmission hydrostatique selon l'une quelconque des revendications précédentes, les pompes de charge (30, 32) étant des pompes à cylindrée constante.
6. Transmission hydrostatique selon l'une quelconque des revendications précédentes, le moteur d'entraînement étant un cylindre différentiel (5) dont la plus grande chambre de cylindre (8) est relié au réservoir (T) par une deuxième pompe (12), de sorte que le moyen de pression peut être transporté entre ce réservoir (7) et la chambre de cylindre (8).
7. Transmission hydrostatique selon la revendication 6, les pompes (12, 14) étant réalisées avec le même volume d'admission et le rapport de surface (α) du cylindre différentiel (5) étant de 2:1.
8. Transmission hydrostatique selon une revendication précédente, les pompes existantes (12, 14) étant réglées en vitesse de rotation.



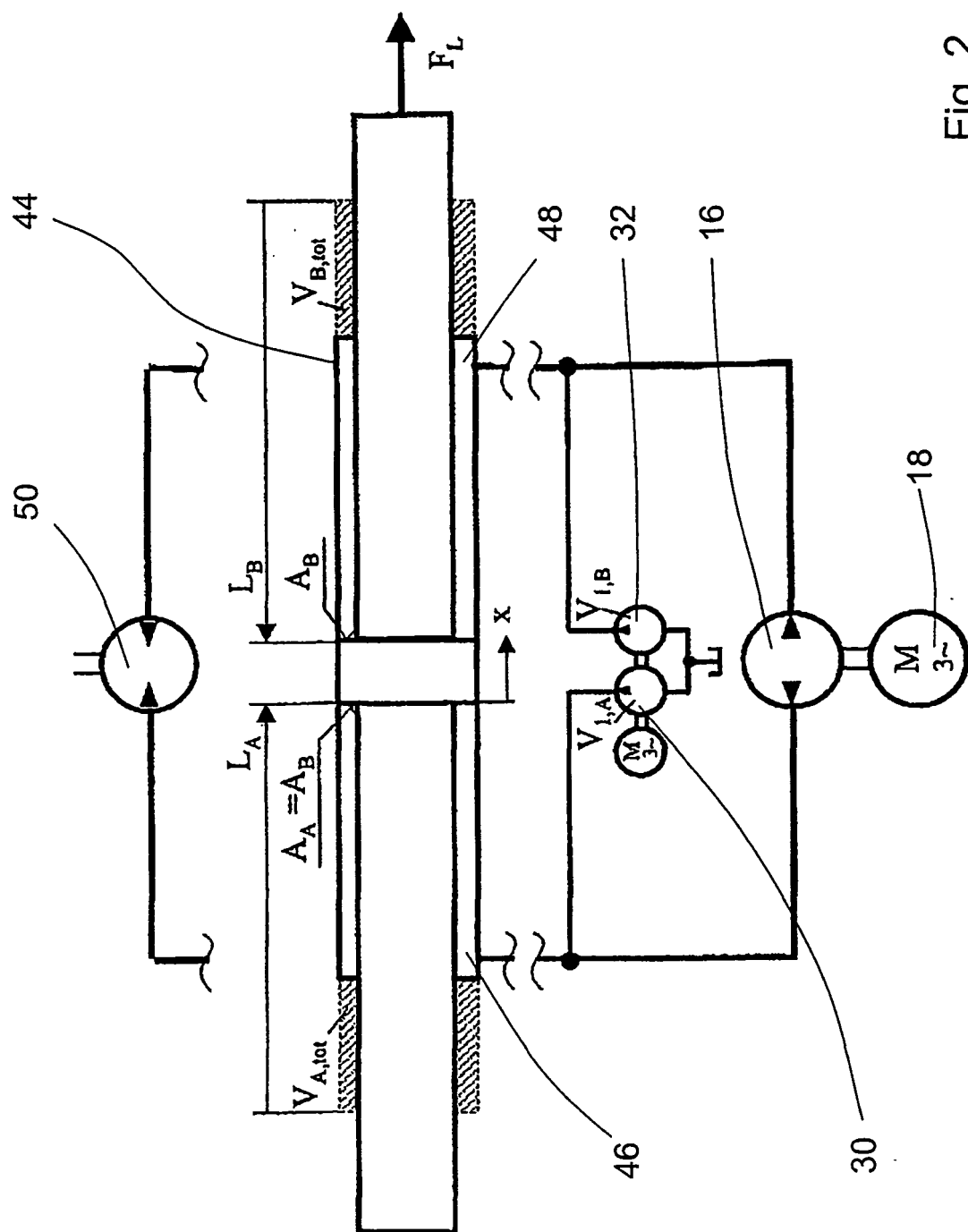


Fig. 2