

(19)



Europäisches Patentamt

European Patent Office

Office européen des brevets



(11)

EP 0 857 256 B1

(12)

EUROPÄISCHE PATENTSCHRIFT

(45) Veröffentlichungstag und Bekanntmachung des
Hinweises auf die Patenterteilung:
31.03.1999 Patentblatt 1999/13

(51) Int Cl.⁶: **F15B 1/027**, F15B 3/00,
F04B 9/115, F28F 5/00

(21) Anmeldenummer: **96934298.9**

(86) Internationale Anmeldenummer:
PCT/CH96/00386

(22) Anmeldetag: **01.11.1996**

(87) Internationale Veröffentlichungsnummer:
WO 97/17546 (15.05.1997 Gazette 1997/21)

(54) PNEUMO-HYDRAULISCHER WANDLER FÜR ENERGIESPEICHERUNG

PNEUMO-HYDRAULIC CONVERTER FOR ENERGY STORAGE

CONVERTISSEUR PNEUMO-HYDRAULIQUE POUR ACCUMULER L'ENERGIE

(84) Benannte Vertragsstaaten:
AT CH DE ES FR GB LI NL

(30) Priorität: **03.11.1995 CH 3114/95**

(43) Veröffentlichungstag der Anmeldung:
12.08.1998 Patentblatt 1998/33

(73) Patentinhaber: **Cyphelly, Ivan**
2416 Les Brenets (CH)

(72) Erfinder: **Cyphelly, Ivan**
2416 Les Brenets (CH)

(74) Vertreter: **Babeluk, Michael, Dipl.-Ing. Mag.,**
Patentanwälte Babeluk - Krause et al
Mariahilfer Gürtel 39/17
1150 Wien (AT)

(56) Entgegenhaltungen:
WO-A-86/07118 **FR-A- 1 367 103**
GB-A- 842 608 **US-A- 2 751 144**
US-A- 4 823 560

- **PATENT ABSTRACTS OF JAPAN vol. 004, no.**
102 (M-022), 22.Juli 1980 & JP 55 060707 A
(KIMURA SHINDAI KOGYO KK), 8.Mai 1980,

EP 0 857 256 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] Es ist ein pneumo-hydraulischer Wandler mit hin- und hergehenden Doppelkolben bekannt, der mit bestmöglichem Wirkungsgrad einen Druckluftspeicher mit einem Hydraulikkreislauf verbindet, derart, daß Energie in den Speicher fließen kann (Laden) oder aus dem Speicher entnommen werden kann (Entladen).

[0002] Die guten Wirkungsgrade der isothermen Vorgänge werden in dem genannten System dadurch angestrebt, daß die Arbeitsräume (Kolbenräume) bei jedem Hub durch das Arbeitsmedium Öl temperaturmäßig stabilisiert werden; dies bedingt relativ langsame Vorgänge, da die begrenzte Geschwindigkeit der Wärmeübertragung von der Zylinder-Mantelfläche auf die Luft während des Arbeitshubes die Temperaturschwankungen bei erhöhter Taktfrequenz nicht ausgleichen kann; die Folge sind große Baueinheiten im Verhältnis zu der bewältigten Leistung.

[0003] Die US-A 2,751,144 zeigt einen Kompressor, d. h. eine Vorrichtung, mit der hydraulische Arbeit in pneumatische Arbeit umgewandelt werden kann. Mit dieser Vorrichtung wird das Gas während des Arbeitshubes des Kolbens komprimiert, wobei im Außenbereich des Zylinders eine Kühlvorrichtung vorgesehen ist. Dadurch ist zwar eine Kühlung möglich, um den Kompressor insgesamt vor Überhitzung zu schützen, aber es ist nicht möglich, während der Verdichtung eine nennenswerte Wärmemenge ohne Wärme zu- oder abzuführen. Daher wird sich das Gas während des Arbeitshubes des Kolbens erwärmen. Die erforderliche Kompressionsarbeit steigt jedoch mit der Temperatur des Gases, so daß der Wirkungsgrad eines solchen Verdichters gering ist. Optimal in dieser Hinsicht ist eine isotherme Verdichtung, die es jedoch erforderlich macht, während des Arbeitshubes laufend Wärme abzuführen. Dies ist jedoch bei technisch brauchbaren Arbeitsgeschwindigkeiten bisher nicht in ausreichender Weise möglich gewesen.

[0004] Aufgabe der Erfindung ist es, einen guten Wirkungsgrad bei gleichzeitiger Erhöhung der Taktfrequenz zu erreichen.

[0005] Erfindungsgemäß wird dies durch die im Patentanspruch 1 genannten Merkmale erreicht, wonach rohrförmige Wärmetauscher einige der Arbeitsräume des Wandlers durchdringen, wobei ein äußerer Kreislauf die Tauschflüssigkeit annähernd auf Umgebungstemperatur hält.

[0006] Dieser Wärmetauscher kann entweder mit dem hin- und hergehenden Kolbensatz mitlaufen oder fest bleiben. Da jedoch der mitlaufende Wärmetauscher ungefähr ein Drittel weniger Gleitdichtungen erfordert und außerdem das rohrförmige Bündel die Knick- und Beulfestigkeit des Kolbensatzes wesentlich erhöht, wird sich die Beschreibung auf die Darstellung des Wandlers mit mitlaufendem Wärmetauscher beschränken: die erwünschte Erhöhung der Taktfrequenz zwingt nämlich zu einer radikal totraumreduzierenden Arbeitsraumanord-

nung, die hohe Knickkräfte verursacht, was die Knickfestigkeit zu einem außerordentlich wichtigen konstruktiven Faktor macht, der auch in der Anordnung der Ventile mitberücksichtigt werden muß.

[0007] Da der Wandler sowohl als Kompressor wie auch als Entspanner arbeiten soll, müssen die Ventil-ätze jeder Seite - bestehend jeweils aus Hochdruckventil, Austauschventil und Niederdruckventil - zwangs-gesteuert werden, wobei unter gewissen Bedingungen Austausch- und Niederdruckventil in ihrer Bewegung gepaart werden können. Die Ausgestaltung dieser Ventile muß ebenso die topologischen Anforderungen des Wärmetauschers, wie auch das Imperativ minimalster Toträume erfüllen; die Lösung dieser Aufgaben und die Funktionsweise der Erfindung werden mit Hilfe von Zeichnungen erklärt, wobei

Fig. 1 einen Längsschnitt durch die Achse der vier zylindrischen Arbeitsräume zeigt,

Fig. 2 einen Schnitt quer zur Achse der Fig. 1 durch den Hochdruckraum und durch das Wärmetauscher-Rohrbündel darstellt, und schließlich

Fig. 3 den gleichen Schnitt, wie die Fig. 2 veranschaulicht, jedoch mit überbrückten Bündelrohren.

[0008] Der Wandler in seiner Hochdruckausführung besteht aus drei ungefähr gleich langen coaxialen Zylinderrohrstücken, wobei das Vordruckrohr 1, das den Vordruckkolben 2 umschließt, einen wesentlich größeren Durchmesser aufweist, als die zwei gegenüber dem Vordruckrohr 1 symmetrisch angeordneten Hochdruckkammerrohre 3a, 3b, die die ebenfalls längssymmetrischen Hochdruckkolben 4a, 4b beinhalten. Da ebenso die bewegten Teile wie auch die feststehenden Teile spiegelsymmetrisch in Bezug auf deren Längsmittle sind, ist das Vordruckrohr 1 sinngemäß über Ventilflansche 5a, 5b mit den zwei eingeschraubten Hochdruckkammerrohren 3a, 3b verbunden, die jeweils durch mittels Schraubkappen 6a, 6b befestigten Anschlußdeckel 7a, 7b abgeschlossen werden. Axial in den Zylinderrohrstücken gleitend befindet sich ein Satz von drei Kolben, die durch die Rohrstange 8 mechanisch fest verbunden sind und somit 2 x 3 Arbeitsräume definieren, und zwar zwischen den Anschlußdeckeln 7a, 7b und den Hochdruckkolben 4a, 4b, die Ölräume 9a, 9b, zwischen den Hochdruckkolben 4a, 4b und den Ventilflanschen 5a, 5b, die Luft-Hochdruckräume 10a, 10b und zwischen den Ventilflanschen 5a, 5b und dem Vordruckkolben 2 die Luft-Vordruckräume 11a, 11b. Die Luft-Hochdruckräume 10a, 10b sind mit den Luft-Vordruckräumen 11a, 11b über die Austauschventile 12a, 12b verbunden, die Außenwelt kommuniziert mit den Vordruckräumen 11a, 11b über die Niederdruckventile 13a, 13b und der Luftspeicher 14 kann die Luft-Hochdruckräume 10a, 10b über die Hochdruckventile 15a, 15b be-

aufschlagen, die vom Luftspeicher 14 durch die Zuleitungen 16a, 16b über die Anschlüsse 17a, 17b versorgt werden.

[0009] Eine Ausgestaltungsmöglichkeit der Vorsteuerung mittels hydraulischer Beaufschlagung ist in der Fig. 1 an den Hochdruckventilen 15a, 15b dargestellt, wobei die Druckräume 18a, 18b jeweils von den an eine Druckquelle 19 angeschlossenen elektrischen 2-Wege-Vorsteuerventilen 20a, 20b entweder gelüftet oder beaufschlagt werden, wodurch die Ventilkolben 21a, 21b bewegt werden, die über die Stangen 22a, 22b mit Muttern 23a, 23b mit den Hochdruckventilen 15a, 15b verbunden sind. Ähnliche Vorrichtungen können auch für die Austauschventile 12a, 12b und die Niederdruckventile 13a, 13b vorgesehen werden, wobei hier lediglich deren Betätigungsstangen 24a, 24b und 25a, 25b dargestellt sind.

[0010] Zum besseren Verständnis ist, beginnend an den Ölanschlüssen 26a, 26b, eine Beschaltungsmöglichkeit des Wandlers dargestellt, mit Zuleitungen 27a, 27b zu einem 4-Wege-Ventil 28, das eine variable hydrostatische Einheit 29 mit Schwungrad 30 und Elektromotor/Generator 31 beaufschlagt. Der Tauscherkreislauf beginnt mit der Speisepumpe 32, die die Tauschflüssigkeit durch den externen Tauscher 33 über den Anschluß 34b im Anschlußdeckel 7b und über das Speiserohr 35b in die Rohrstange 8 einführt. Da diese Rohrstange 8 in der Ebene des Vordruckkolbens 2 durch einen konischen Stopfen 36 verschlossen ist, wird die Tauschflüssigkeit durch den Ringraum zwischen Speiserohr 35b und Rohrstange 8 zum Hochdruckkolben zurückgedrückt, in welchem über Radialbohrungen 37b die Tauscher-Bündelrohre 38 gespeist werden, also auch der Hochdruckkolben 4a - über dessen Radialbohrungen 37a wiederum die Rohrstange 8 erreicht wird; der Kreislauf zurück zur Speisepumpe 32 wird über das Speiserohr 35a und den Anschluß 34a geschlossen.

[0011] Wie die Hochdruckkolben-Gleitdichtungen 39a, 39b und die Austauschventil-Gleitdichtungen 40a, 40b werden auch die Tauscherdichtungen 41a, 41b und 42a, 42b durch die ganze Kolbenbewegung hindurch mit voller Druckdifferenz belastet. Dies ist die eigentliche technologische Herausforderung des Konzeptes, insbesondere wenn die Rohrbündelausgestaltung zwecks Erhöhung der Knickfestigkeit und der Wärmeübertragung eine Bündelrohrüberbrückung 43, wie in Fig. 3, vorsieht. Lediglich die Gleitdichtung 44 des Vordruckkolbens 2 wird von den hohen Drücken verschont, da sie nur dem Vordruck ausgesetzt wird. Die restlichen nicht näher bezeichneten Dichtungen werden nur statisch oder kurzhubig beansprucht.

[0012] Die Funktionsweise des Wandlers soll nun in einem Zyklus der Entspannung (Entladung) erläutert werden, dem die dargestellte Stellung der Ventile entspricht, wobei sich der Kolbensatz gegen rechts bewegt. In dem zeichnerisch festgehaltenen Augenblick wird durch das offene Luft-Hochdruckventil 15b der Luft-Hochdruckraum 10b mit dem Luftspeicher 14 direkt ver-

bunden. Die Druckkraft wird sinngemäß im Ölraum 9b aufgenommen und durch die Ölsäule in der Leitung 27b über das 4-Wege-Ventil 28 auf die Druckseite motorisch wirkenden hydrostatischen Einheit 29 übertragen, die folglich das Schwungrad 30 und den Generator 31 antreibt. Durch besagte Bewegung nach rechts wird außerdem mittels Vordruckkolbens 2 entspannte Luft im Raum 11b über das offene Niederdruckventil 13b in die Umwelt verdrängt und gleichzeitig die aus der vorhergehenden Bewegung im Luft-Hochdruckraum 10a unter Vordruck verbliebene Luft über das offene Austauschventil 12a durch den sich erweiternden Vordruckraum 11a auf Auslaßdruck gebracht. Durch dieselbe Bewegung wird das aus der hydrostatischen Einheit austretende Öl in den Ölraum 9a gesaugt. Die durch das Polster im Ölraum 9b aufgenommene Kraft entsteht also nicht nur durch die Hochdruckbeaufschlagung im Luft-Hochdruckraum 10b, es addiert sich hierzu auch der durch den Vordruck an der großen Fläche des Vordruckkolbens 2 entstehende Schub, der über die Rohrstange 8 und die Rohre 38 des Tauscherbündels übertragen wird. Hier lauert die Knickgefahr! An einer mittels Rechner zu ermittelnder Stelle dieses Rechtshubes muß nun das Hochdruckventil 15b geschlossen werden, damit die Entspannung dieses hierdurch definierten Volumens am Ende des Hubes genau den Vordruck ergibt, der nach der Hubumkehr durch das Verschieben des Inhalts des Lufthochdruckraumes 10b in den Vordruckraum 11b durch Expansion den Auslaßdruck erreicht. Im Augenblick der Hubumkehr müssen also zusammen mit der Umschaltung von 28 auch 15a, 13a und 12b geöffnet und 12a und 13b geschlossen werden (wobei 13b ja schon durch den auflaufenden Vordruckkolben 2 in die Schließstellung gedrückt wird). Diese Umschaltung kann durch einen Näherungsschalter ausgelöst werden.

[0013] Abschließend soll unterstrichen werden, daß die dargestellte topologische Ausgestaltung Teil der Erfindung ist und besonders gut zu dem beschriebenen, sich immer wiederholenden thermodynamischen Vorgang paßt, zumal durch die gewählte Druckraum- und Tauscheranordnung die totraumfreie Wechselventilbauart möglich wird, mit der das Konzept einer Wandlung mit höchsten Wirkungsgraden steht und fällt.

[0014] Es soll schließlich darauf hingewiesen werden, daß innerhalb eines Hubes der aus diesem Wandler austretende Öldruck pro Hub in einem Verhältnis von ungefähr 1:30 schwankt (bei 200 bar im Luftspeicher 14), was dessen direkte Anwendung in vielen Fällen problematisch macht, da die hydrostatischen Einheiten über einen Verdrängervolumen-Regelbereich von höchstens 1:10 verfügen. Soll also der Wandler eine konstante Leistung bewältigen, empfiehlt sich der Weg über ein Schwungrad, das einen weiten Taktfrequenzbereich überbrücken kann, wobei die hydrostatische Einheit lediglich den effektiven Laständerungen zu folgen hat.

[0015] Arbeitet der Wandler ausschließlich als Kom-

pressor entfällt die Zwangssteuerung der Ventile, es muß lediglich das 4-Wege-Umschaltventil 28 entweder selbsttätig (durch die Druckspitze beim Anschlag) oder mittels Näherungsschalter mit dem Wandlerhub synchronisiert werden. Auch kann bei einfachen Verdichtungs-
 5 aufgaben (z. B. für Kühlkreisläufe) der Kompressor ohne Vordruckzylinder ausgeführt werden. Der Rohrbündel-Wärmetauscher kann hierbei wahlweise feststehend oder mitlaufend sein, da keine Knickkräfte
 10 entstehen.

Patentansprüche

1. Pneumo-hydraulischer Wandler zur Umwandlung von pneumatischer Arbeit in hydraulische Arbeit und/oder zur Umwandlung von hydraulischer Arbeit in pneumatische Arbeit, mit mindestens einem hin- und hergehenden Kolben (2, 4a, 4b), mindestens einem gas-Arbeitsraum (10a, 10b; 11a, 11b), der durch den Kolben (2, 4a, 4b) teilweise begrenzt ist, und in dem ein gasförmiges Arbeitsmedium vorliegt, und mit mindestens einem Öl-Arbeitsraum (9a, 9b), der teilweise durch einen Kolben (4a, 4b) begrenzt ist, und in dem ein flüssiges Arbeitsmedium vorliegt, wobei der Gas-Arbeitsraum (10a, 10b; 11a, 11b) über Ventile (15a, 15b) mit einem Luftspeicher (14) verbunden ist, und wobei der Öl-Arbeitsraum (9a, 9b) mit einem Hydraulikkreislauf verbunden ist, dadurch gekennzeichnet, dass ein den Kolben (2, 4a, 4b) durchdringender Rohrbündel-Wärmetauscher (35a, 35b, 38) mit einem äusseren Kühlmittelkreislauf verbunden ist, der dazu ausgebildet ist, die Temperatur des gasförmigen Arbeitsmediums im wesentlichen konstant zu halten.
2. Pneumo-hydraulischer Wandler nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, dass der Rohrbündel-Wärmetauscher (35a, 35b, 38) die Gas-Arbeitsräume (10a, 10b; 11a, 11b) und die Öl-Arbeitsräume (9a, 9b) durchdringt.
3. Pneumo-hydraulischer Wandler nach einem der Ansprüche 1 oder 2, dadurch gekennzeichnet, dass der Rohrbündel-Wärmetauscher (35a, 35b, 38) fest mit dem Kolben (2) verbunden ist.
4. Pneumo-hydraulischer Wandler nach einem der Ansprüche 1 bis 3, dadurch gekennzeichnet, dass mindestens ein Hochdruckkolben (4a, 4b) und mindestens ein Vordruckkolben (2) mit grösserem Durchmesser vorgesehen sind.
5. Pneumo-hydraulischer Wandler nach einem der Ansprüche 1 bis 4, dadurch gekennzeichnet, dass zwei Hochdruckkolben (4a, 4b) und ein Vordruckkolben (2) vorgesehen sind, die untereinander fest verbunden sind.

6. Pneumo-hydraulischer Wandler nach einem der Ansprüche 4 oder 5, dadurch gekennzeichnet, dass mindestens ein Hochdruckkolben (4a, 4b) zwischen einem Öl-Arbeitsraum (9a, 9b) und einem Gas-Hochdruckraum (10a, 10b) angeordnet ist.
7. Pneumo-hydraulischer Wandler nach einem der Ansprüche 4 bis 6, dadurch gekennzeichnet, dass der Vordruckkolben (2) zwischen zwei Gas-Vordruckräumen (11a, 11b) angeordnet ist.
8. Pneumo-hydraulischer Wandler nach einem der Ansprüche 1 bis 7, dadurch gekennzeichnet, dass zur Verhinderung von Toträumen jeweils ein Gas-Hochdruckraum (10a, 10b) mit einem zugehörigen Vordruckraum (11a, 11b) über ein konisches Sitzventil (12a, 12b) verbunden ist, das auf einer Rohrstange (8) oder den Tauschrohren (38) geführt ist, und das die ganze Lufträume trennende Wanddicke des Ventilflansches (5a, 5b) einnimmt.
9. Pneumo-hydraulischer Wandler nach einem der Ansprüche 1 bis 8, dadurch gekennzeichnet, dass ein Näherungsschalter zur Ansteuerung der Ventile (12a, 12b, 13a, 13b, 15a, 15b, 28) vorgesehen ist.

Claims

1. Pneumo-hydraulic converter for the conversion of pneumatic work into hydraulic work and/or hydraulic work into pneumatic work, with at least one reciprocating piston (2, 4a, 4b), at least one gas working chamber (10a, 10b; 11a, 11b), which is partially defined by the piston (2, 4a, 4b) and in which is provided a gaseous working medium, and at least one oil working chamber (9a, 9b), which is partially defined by a piston (4a, 4b) and in which is provided a liquid working medium, the gas working chamber (10a, 10b; 11a, 11b) being connected to an air storage (14) by means of valves (15a, 15b), and the oil working chamber (9a, 9b) being connected to a hydraulic circuit, **characterized in that** a tubular heat exchanger (35a, 35b, 38) passing through the piston (2, 4a, 4b) is connected to an exterior cooling circuit, which is designed to maintain the temperature of the gaseous working medium at an essentially constant level.
2. Pneumo-hydraulic converter as claimed in Claim 1, characterized in that the tubular heat exchanger (35a, 35b, 38) passes through the gas working chambers (10a, 10b; 11a, 11b) and the oil working chambers (9a, 9b).
3. Pneumo-hydraulic converter as claimed in any of Claims 1 or 2, characterized in that the tubular heat exchanger (35a, 35b, 38) is rigidly connected in the

piston (2).

4. Pneumo-hydraulic converter as claimed in any of Claims 1 to 3, characterized in that there are provided at least one high-pressure piston (4a, 4b) and at least one pre-pressure piston (2) with larger diameter.
5. Pneumo-hydraulic converter as claimed in any of Claims 1 to 4, characterized in that two high-pressure pistons (4a, 4b) and one pre-pressure piston (2) are provided, which are rigidly connected to one another.
6. Pneumo-hydraulic converter as claimed in any of Claims 4 or 5, characterized in that at least one high-pressure piston (4a, 4b) is positioned between an oil working chamber (9a, 9b) and a gas high-pressure chamber (10a, 10b).
7. Pneumo-hydraulic converter as claimed in any of Claims 4 to 6, characterized in that the pre-pressure piston (2) is positioned between two gas pre-pressure chambers (11a, 11b).
8. Pneumo-hydraulic converter as claimed in any of Claims 1 to 7, characterized in that in order to prevent dead volumes each gas high-pressure chamber (10a, 10b) is connected to a corresponding pre-pressure chamber (11a, 11b) via a conical seat valve (12a, 12b), which is guided on a tubular rod (8) or the exchange pipes (38), and which occupies the entire wall thickness of the valve flange (5a, 5b) separating the air chambers.
9. Pneumo-hydraulic converter as claimed in any of Claims 1 to 8, characterized in that a proximity switch is provided for control of the valves (12a, 12b, 13a, 13b, 15a, 15b, 28).

Revendications

1. Transformateur pneumo-hydraulique pour la transformation de travail pneumatique en travail hydraulique et/ou pour la transformation de travail hydraulique en travail pneumatique, avec au moins un piston (2, 4a, 4b) effectuant un mouvement de va-et-vient, au moins une chambre (10a, 10b; 11a, 11b) de travail à gaz, qui est partiellement délimitée par le piston (2, 4a, 4b) et dans laquelle se trouve un milieu de travail gazeux, et au moins une chambre (9a, 9b) de travail à huile, qui est partiellement délimitée par le piston (4a, 4b) et dans laquelle se trouve un milieu de travail liquide, la chambre (10a, 10b; 11a, 11b) de travail à gaz étant par ailleurs reliée par des soupapes (15a, 15b) avec un réservoir (14) d'air et la chambre de travail à huile étant reliée avec

un circuit hydraulique, caractérisé en ce qu'un échangeur de chaleur (35a, 35b, 38) à faisceau de tubes traversant le piston (2, 4a, 4b) est relié à un circuit de refroidissement extérieur qui permet de maintenir la température du milieu de travail gazeux sensiblement constante.

2. Transformateur pneumo-hydraulique selon la revendication 1, caractérisé en ce que l'échangeur de chaleur (35a, 35b, 38) à faisceau de tubes traverse la chambre (10a, 10b; 11a, 11b) de travail à gaz et la chambre (9a, 9b) de travail à huile.
3. Transformateur pneumo-hydraulique selon l'une des revendications 1 ou 2, caractérisé en ce que l'échangeur de chaleur (35a, 35b, 38) à faisceau de tubes est solidement fixé au piston (2).
4. Transformateur pneumo-hydraulique selon l'une des revendications 1 à 3, caractérisé en ce qu'au moins un piston (4a, 4b) haute pression et au moins un piston (2) basse pression sont conçus avec un diamètre plus grand.
5. Transformateur pneumo-hydraulique selon l'une des revendications 1 à 4, caractérisé en ce que deux pistons (4a, 4b) haute pression et un piston (2) basse pression sont fixés solidement l'un à l'autre.
6. Transformateur pneumo-hydraulique selon l'une des revendications 4 ou 5, caractérisé en ce que au moins un piston (4a, 4b) haute pression est placé entre une chambre (9a, 9b) de travail à huile et une chambre (10a, 10b) de travail à gaz haute pression.
7. Transformateur pneumo-hydraulique selon l'une des revendications de 4 à 6, caractérisé en ce que le piston (2) basse pression est placé entre deux chambres (11a, 11b) de gaz basse pression.
8. Transformateur pneumo-hydraulique selon l'une des revendications de 1 à 7, caractérisé en ce que, pour limiter les volumes morts, chaque chambre (10a, 10b) de gaz haute pression est reliée à une chambre (11a, 11b) basse pression correspondante, par une soupape (12a, 12b) à siège conique qui est guidée sur une tige tubulaire (8) ou par les tubes (38) d'échange, et qui occupe la totalité de l'épaisseur de la paroi de la bride (5a, 5b) de la soupape, séparant les espaces d'air.
9. Transformateur pneumo-hydraulique selon l'une des revendications de 1 à 8, caractérisé en ce qu'un commutateur d'alimentation est prévu pour la commande des soupapes (12a, 12b, 13a, 13b, 15a, 15b, 28).

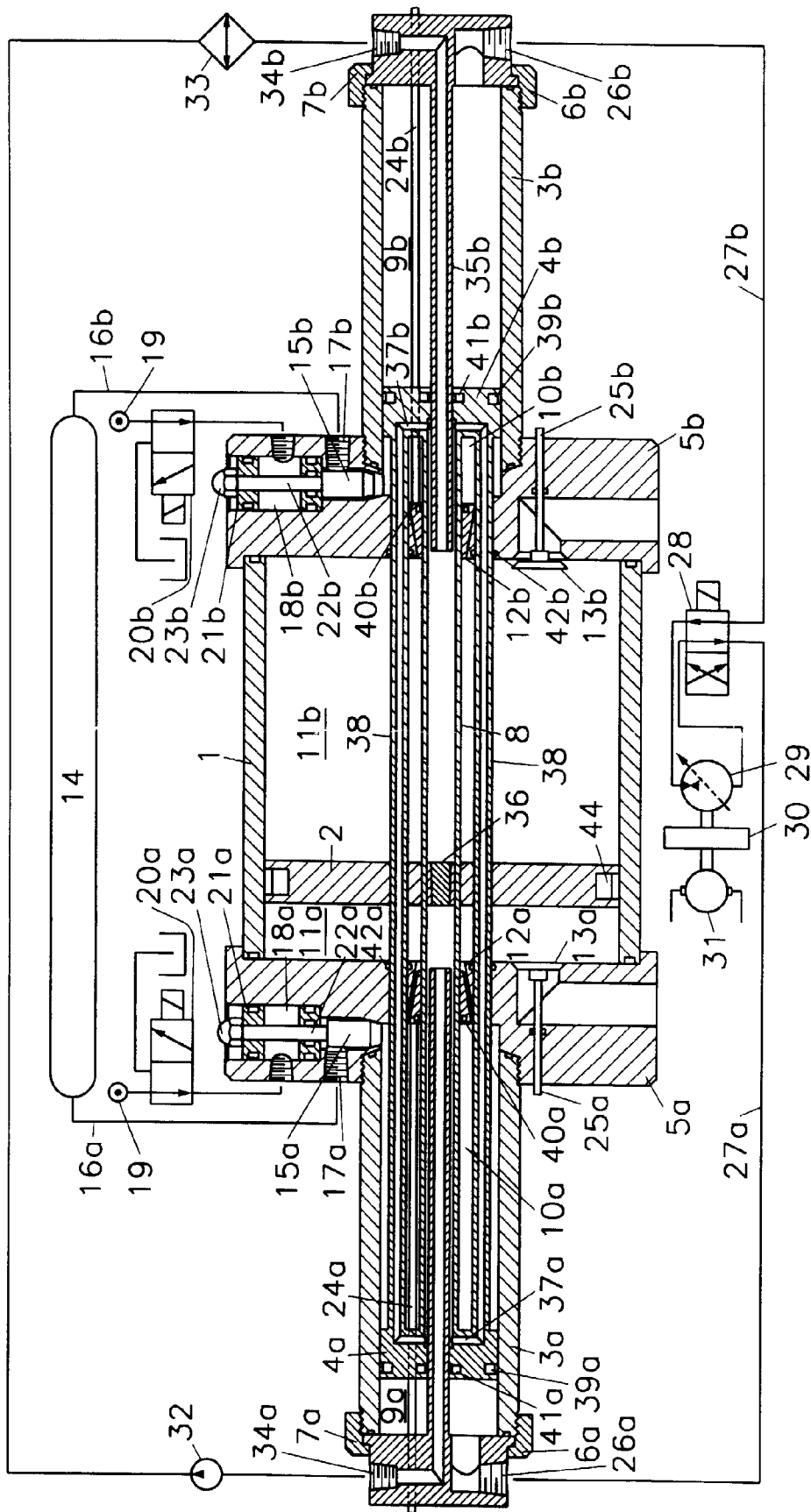


Fig. 1

Fig.2

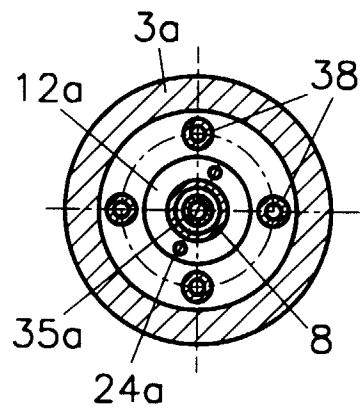


Fig.3

