

⑫

EUROPÄISCHE PATENTSCHRIFT

④⑤ Veröffentlichungstag der Patentschrift:
26.08.87

⑤① Int. Cl.: **F 04 C 27/00**

②① Anmeldenummer: **83901375.2**

②② Anmeldetag: **03.05.83**

⑧⑥ Internationale Anmeldenummer:
PCT/EP 83/00116

⑧⑦ Internationale Veröffentlichungsnummer:
WO 83/04075 (24.11.83 Gazette 83/27)

⑤④ **ABDICHTUNG FÜR DREHKOLBENPUMPE.**

③⑩ Priorität: **06.05.82 DE 3216990**

④③ Veröffentlichungstag der Anmeldung:
09.05.84 Patentblatt 84/19

④⑤ Bekanntmachung des Hinweises auf die Patenterteilung:
26.08.87 Patentblatt 87/35

⑧④ Benannte Vertragsstaaten:
AT BE CH DE FR GB LI LU NL SE

⑤⑥ Entgegenhaltungen:
DE - A - 3 007 267
GB - A - 217 575
GB - A - 734 893
GB - A - 1 552 385
US - A - 2 178 425
US - A - 2 677 944
US - A - 3 556 697

⑦③ Patentinhaber: **Sihi GmbH & Co KG, Lindenstrasse 170,**
D-2210 Itzehoe (DE)

⑦② Erfinder: **SEGEBRECHT, Udo, Ellerbrook 10,**
D-2211 Heiligenstedten (DE)
Erfinder: **DAHMLÖS, Christian, Lerchenweg 3,**
D-2211 Kremperheide (DE)
Erfinder: **HOLTHUSEN, Erwin, Bohnberg 6,**
D-2111 Oldendorf (DE)

⑦④ Vertreter: **Glawe, Delfs, Moll & Partner Patentanwälte,**
Postfach 26 01 62 Liebherrstrasse 20,
D-8000 München 26 (DE)

EP 0 107 691 B1

Anmerkung: Innerhalb von neun Monaten nach der Bekanntmachung des Hinweises auf die Erteilung des europäischen Patents im Europäischen Patentblatt 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

Die Erfindung bezieht sich auf Wälzkolbenverdichter, vorzugsweise Wälzkolbenvakuumumpen, deren Wellen mindestens einseitig in einer Trennwand bzw. einem Trenngehäuse zwischen dem Schöpfraum und dem teilweise mit Öl gefüllten seitlich dazu liegendem Getrieberaum gelagert und mit Dichtorganen versehen sind.

Die Abdichtung zwischen Schöpfraum und Getriebe dient bei diesen Pumpen dazu, einmal ein Übertreten des Fördergases in den Getrieberaum zu verhindern – insbesondere bei Verdichtern, die gegen Überdruck arbeiten – und darüber hinaus um ein Eintreten des Öles aus dem Getrieberaum, das hier zur Schmierung der Zahnräder dient, in den Schöpfraum zu verhindern. Bekannt sind hier einfache Wellenabdichtungen in Form von Lippendichtungen, Rechteckringdichtung oder aber auch wie in der erfindungsgemässen Ausführung mittels Gleitringdichtungen.

Lippendichtungen sind wegen der geringen Temperaturbelastung, der Störanfälligkeit und Lebensdauer nur bei geringen Druckdifferenzen einsetzbar. Das gilt auch für die Anordnung nach der DE-A 3 007 267, die eine Pumpe der eingangs genannten Art zeigt, bei welcher die Dichtorgane in jeder Trennwand von einem Paar einander entgegengesetzt angeordneter Lippendichtungen gebildet sind, deren Zwischenraum mittels einer gesondert vorgesehenen Pumpe über einen geeigneten Kühlflüssigkeitskreislauf mit Kühlmedium durchspült wird. Ein gesonderter Kühlkreislauf ist deshalb erforderlich, weil anderenfalls die Temperatur an den Dichtlippen zu stark ansteigt. Der Nachteil, dass die Lebensdauer der Dichtungen infolge der beträchtlichen Druckdifferenzen sehr begrenzt ist, wird durch diese Anordnung nicht vermieden, die im übrigen wegen des gesonderten Kühlkreislaufs und der gesonderten Pumpe, die offenbar auch einen gesonderten Antrieb besitzt, sehr aufwendig ist.

Rechteckdichtungen lassen noch einen geringen Gasaustausch zwischen Schöpfraum und Getrieberaum zu, sind also nicht absolut dicht, und darüber hinaus wegen der begrenzten Werkstoffauswahl nicht immer gegen etwas aggressive Medien einsetzbar.

Gleitringdichtungen dagegen bieten einen sehr hohen Dichtheitsgrad, sind in vielen auch chemisch beständigen Werkstoffausführungen verfügbar und besitzen eine hohe Lebensdauer, benötigen aber für den Betrieb Spülflüssigkeit, einmal zum Abführen der Reibungswärme und auch zum Aufbauen eines, wenn auch nur geringen Schmierfilmes zwischen den Gleitflächen. Bei bekannten Ausführungen wird zur Erzeugung und Aufrechterhaltung dieses Kühl- und Spülstromes für die Gleitringdichtungen das im Getrieberaum befindliche Öl verwendet. Mittels einer separat zum Wälzkolbenverdichter aufgestellten Flüssigkeitspumpe wird es in einen gesonderten Kreislauf dem Seitenraum entnommen und wieder in den Wälzkolbenverdichter zurückgeführt an die Stelle der Gleitringdichtung.

gen. Diese Ausführungsform ist aufwendig. Sie erfordert die Installation einer getrennten Flüssigkeitspumpe mit gesondertem Antrieb und dazu mindestens einer zusätzlichen Wellendichtung an der Flüssigkeitspumpe.

Der Erfindung liegt die Aufgabe zugrunde, hier eine wesentliche Vereinfachung zu schaffen, was erfindungsgemäss dadurch erreicht wird, dass die Dichtung zwischen Schöpfraum und Getrieberaum in an sich bekannter Weise durch Gleitringdichtung erfolgt und dass eine als selbstansaugende Seitenkanalpumpe ausgebildete Flüssigkeitspumpe innerhalb eines Getrieberaums des Verdichters auf der Welle eines Wälzkolbens angeordnet ist und die Druckseite der Flüssigkeitspumpe direkt verbunden ist mit den Gleitringdichtungsräumen.

Es ist zwar bekannt, eine Flüssigkeitspumpe für Dichtflüssigkeit auf der Welle eines Verdichters vorzusehen. Bei dieser Anordnung der US-A 2 178 425 ist aber ein völlig anderer Pumpentyp, nämlich eine Drehschieberpumpe vorgesehen. Da diese mit den übrigen Komponenten einer Kältemaschine gekapselt ist, bedarf sie keiner inneren Dichtungen in Form von Packungen, Simmerringen oder Gleitringdichtungen. Das von der Erfindung zu lösende Problem findet sich daher in der Entgeghaltung nicht. Der Erfinder, der nach einer Lösung des Problems suchte, einen Wälzkolbenverdichter speziell im Hinblick auf seine Dichtorgane und deren Schmierung zu vereinfachen, konnte sich daher von dieser Entgeghaltung keinerlei Lösungshinweise versprechen.

Das gilt um so mehr, als er bei dem Studium der Entgeghaltung erkennen muss, dass die dort in konstruktiver Verbindung mit dem Verdichter auf der selben Welle vorgesehene Flüssigkeitspumpe mit den zugehörigen Teilen nahezu genauso gross ist wie der Verdichter selbst. Im Vergleich mit einer solchen Konstruktion musste ihm die bei Wälzkolbenverdichtern übliche Praxis einer separaten verhältnismässig kleinen Kühlmittelpumpe für die Dichtungen wesentlich einfacher und zweckmässiger erscheinen, zumal eine solche separate Pumpe leichter überwacht und gewartet werden kann.

Man konnte – gedanklich von der US-A 2 178 425 ausgehend – auch nicht erwarten, dass die erfindungsgemässe Anordnung den Kühlmittelkreislauf wesentlich vereinfachen würde. Während der gesamte Stand der Technik sowohl auf dem Gebiet der Wälzkolbenverdichter als auch auf den benachbarten Gebieten jeweils einen in sich geschlossenen Flüssigkeitskreislauf vorsieht, kommt es im Zusammenhang der Erfindung auf die völlige Geschlossenheit dieses Kreislaufs speziell im Bereich der Gleitringdichtungen nicht an, weil diese auf der dem Schöpfraum abgewandten Seite den Getrieberäumen benachbart sind, so dass die Flüssigkeit dorthin mehr oder weniger frei ablaufen kann, ohne dass gesonderte Dichtungen für den Abschluss des Flüssigkeitskreislaufs erforderlich wären.

Schliesslich vermag die Vorrichtung der US-A

2 178 425 auch keinerlei Hinweise für die weiteren Merkmale der Erfindung zu geben, die Flüssigkeitspumpe als selbstansaugende Seitenkanalpumpe auszubilden und sie innerhalb eines Getrieberraums des Verdichters anzuordnen.

Weiter ist es zweckmässig, wie erfindungsgemäss vorgeschlagen, die Flüssigkeitspumpe als selbstansaugende Seitenkanalpumpe auszubilden. Der Vorteil dieser Ausführung ist darin zu sehen, dass diese Pumpe bei entsprechender Anordnung von Saug- und Druckschlitten jederzeit in der Lage ist, das Öl auch dann anzusaugen, wenn der Flüssigkeitsspiegel im Getrieberraum unterhalb der Flüssigkeitspumpe liegt. Bei Verwendung einer nicht selbstansaugenden Pumpe müsste man durch entsprechende Ventile auf Saug- oder Druckseite in den Zu- und Abführungsleitungen der Flüssigkeitspumpe dafür sorgen, dass in diese Flüssigkeitspumpe beim Stillstand des Wälzkolbenverdichters keine Luft eintreten kann, da sonst möglicherweise bei Wiederinbetriebnahme die Pumpe nicht in der Lage ist, aus einem tiefer gelegenen Ölspiegel selbst anzusaugen und damit wieder funktionsfähig zu werden.

Wegen der teilweise doch erheblichen Erwärmung der Wälzkolbenverdichter hat es sich als vorteilhaft erwiesen, die Flüssigkeitspumpe nahe dem als Axiallager dienenden Lager anzuordnen, da in diesem Bereich nur geringfügige axiale Wärmeausdehnungen zu erwarten sind, selbst bei stärkerer Erwärmung des Verdichters.

Um eine möglichst gleichmässige Verteilung für alle Gleitringdichtungen in der Pumpe zu erreichen, wird weiter gemäss Erfindung vorgeschlagen, in der Zuführung zu jeder Gleitringdichtung kurz vor Eintritt in den Dichtungsraum eine Drossel anzuordnen. Diese Drossel kann in einer einfachen Blende bestehen. Durch die entsprechende Wahl des Durchmessers der Öffnung kann man erreichen, dass die Druckverteilung in dem gesamten Zuführungssystem zwischen Flüssigkeitspumpe und Gleitringdichtungen nahezu konstant ist und dass durch die gleiche Wahl des Bohrungsdurchmessers in der Drossel auch alle Gleitringdichtungen gleichmässig mit Flüssigkeit versorgt werden.

Da Wälzkolbenverdichter meistens beidseitig gelagert sind, ist es weiterhin erfindungsgemäss zweckmässig, beide Getrieberäume im geodätisch unteren Bereich miteinander zu verbinden, damit ein Rückfluss eines Teiles des Öles vom zweiten Getrieberraum in den Getrieberraum, in dem die Flüssigkeitspumpe arbeitet, ermöglicht wird. Diese Verbindung kann innerhalb oder ausserhalb der Pumpe vorgesehen sein.

Zur Erhaltung eines gewissen nicht zu hohen Temperaturniveaus im Ölkreislauf bzw. auch in den Getrieberäumen kann es notwendig sein, das Öl zum mindesten etwas zu kühlen, und es wird erfindungsgemäss hier vorgeschlagen, einen Wärmetauscher in eine ausserhalb des Verdichtergehäuses verlaufende Verbindungsleitung des Verdichterölkreislaufes anzuordnen.

Als besonders einfache und trotzdem sehr wir-

kungsvolle Form kann man erfindungsgemäss ein extern liegendes Verbindungsrohr mit entsprechenden Kühlrippen versehen.

Bei Verwendung einer selbstansaugenden Seitenkanalpumpe wird erfindungsgemäss weiter vorgeschlagen, Saug- und Drucköffnung der Stufe im geodätisch oberhalb der Pumpenwelle liegenden Bereich anzuordnen. Dadurch wird gewährleistet, dass ausreichend Flüssigkeit in der Pumpe zurückbleibt und bei Inbetriebnahme des Wälzkolbenverdichters unmittelbar nach dem Einschalten auch die Gleitringdichtungen voll mit Spülflüssigkeit beaufschlagt werden.

Eine weitere besonders vorteilhafte und einfache Ausführung wird erfindungsgemäss darin gesehen, dass Auffüllbohrung für die Flüssigkeitspumpe – die ja in jedem Fall vor der ersten Inbetriebnahme mit Flüssigkeit zum mindesten teilweise gefüllt werden muss – und Auffüllbohrung für das Getriebegehäuse zusammengefasst werden. Diese vorteilhafte Kombination lässt sich allerdings nur dann anwenden, wenn eine Seitenkanalpumpe als Flüssigkeitspumpe Verwendung findet, da dann in den Zu- und Abführungsleitungen dieser Pumpe keine entsprechenden Absperr- bzw. Rückschlagventile angeordnet werden, die nachher für den ordnungsgemässen Betrieb der Flüssigkeitspumpe notwendig sind.

Anhand der beigefügten Zeichnungen ist die Erfindung beispielsweise erläutert.

Die Figur 1 zeigt einen schematischen Längsschnitt und die Figur 2 einen schematischen Querschnitt durch einen in vertikaler Richtung durchströmten Wälzkolbenverdichter mit beidseitiger Lagerung der Wellen.

Es sind 1 und 2 die beiden Wellen, auf denen die Drehkolben 3 und 4 befestigt sind. Das Gehäuse 5 bildet zusammen mit den Drehkolben den Schöpfraum. Am Gehäuse 5 sind der Einlassstutzen 6 und der Auslassstutzen 7 angeordnet. Seitlich vom Gehäuse befinden sich Trennwände bzw. -gehäuse 8 und 9 mit den Lagern 10 und 11. Die Wellendurchführungen zwischen Schöpfraum und den Getrieberäumen 12 und 13 wird durch Gleitringdichtungen 14 und 15 abgedichtet. Auf der einen Verdichterwelle befindet sich erfindungsgemäss die Flüssigkeitspumpe 16.

Der Saugstutzen der Flüssigkeitspumpe taucht in das Getriebeöl ein. Das Öl wird über Kanäle 17 und/oder äussere Rohrleitungen 18 den Gleitringdichtungsräumen zugeführt.

Die beiden Getrieberäume sind durch Rohrleitungen oder Kanäle 19 miteinander verbunden, damit ein Ausgleich der Flüssigkeitsspiegel in beiden Getrieberäumen erfolgen kann.

In den Flüssigkeitskreislauf kann ein Wärmeaustauscher und auch ein Ölvorratsbehälter eingeschaltet werden. In der Figur 1 ist der Wärmeaustauscher bzw. der Ölvorratsbehälter schematisch mit der Bezeichnung 20 in eine Rohrleitung eingezeichnet, ohne damit eine besondere Lage angeben zu wollen.

Zweckmässigerweise wird das Öl den Dichtungen auf deren Getriebeseite zugeführt, damit es den Getrieberäumen frei zufließen kann und ein

für die Kühlung ausreichender Strom vom Getrieberaum 13 über den Kühler 20 zum Getrieberaum 12 und damit zur Saugseite der Pumpe 16 zurückfließt.

Patentansprüche

1. Wälzkolbenverdichter, vorzugsweise Wälzkolbenvakuumpumpe, deren Wellen mindestens einseitig in einer Trennwand (8, 9) bzw. einem Trenngehäuse zwischen dem Schöpfraum und dem teilweise mit Öl gefüllten seitlich dazu liegenden Getrieberaum (12, 13) gelagert und mit Dichtorganen (14, 15) versehen sind, dadurch gekennzeichnet, dass die Dichtung zwischen Schöpfraum und Getrieberaum in an sich bekannter Weise durch Gleitringdichtungen (14, 15) erfolgt und dass eine als selbstansaugende Seitenkanalpumpe ausgebildete Flüssigkeitspumpe (16) innerhalb eines Getrieberaums (12) des Verdichters auf der Welle eines Wälzkolbens angeordnet ist und die Druckseite der Flüssigkeitspumpe direkt verbunden ist mit den Gleitringdichtungsräumen.

2. Wälzkolbenverdichter nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, dass die Flüssigkeitspumpe nahe an einem als Axiallager dienenden Lager (10, 11) angeordnet ist.

3. Wälzkolbenverdichter nach Anspruch 1 oder 2, dadurch gekennzeichnet, dass in der direkten Verbindung zwischen der Druckseite der Flüssigkeitspumpe (16) und den Gleitringdichtungsräumen jeweils eine Drossel kurz vor den Dichtungsräumen angeordnet ist.

4. Wälzkolbenverdichter nach Anspruch 1-3, dadurch gekennzeichnet, dass bei beidseitig gelagerten Wälzkolben (3, 4) die beiden Getrieberäume (12, 13) miteinander verbunden sind.

5. Wälzkolbenverdichter nach Anspruch 1-4, dadurch gekennzeichnet, dass in einer ausserhalb des Verdichtungsgehäuses (5) verlaufenden Verbindungsleitung (19) des Verdichterölkreislaufes ein Wärmetauscher (20) angeordnet ist.

6. Wälzkolbenverdichter nach Anspruch 5, dadurch gekennzeichnet, dass als Wärmetauscher (20) ein mit Rippen versehenes Verbindungsrohr verwendet wird.

7. Wälzkolbenverdichter nach Anspruch 1-6, dadurch gekennzeichnet, dass Saug- und Drucköffnung der Flüssigkeitspumpe (16) geodätisch oberhalb des Wellenbereiches für diese Pumpe angeordnet sind.

8. Wälzkolbenverdichter nach Anspruch 1-7, dadurch gekennzeichnet, dass eine gemeinsame Auffüllbohrung für die Flüssigkeitspumpe (16) und die Getrieberäume (12, 13) an dem Verdichter angeordnet ist.

Claims

1. A rolling piston compressor, preferably a rolling piston vacuum pump, the shafts of which are mounted at least at one end in a dividing wall (8, 9) or dividing housing between a displacement chamber and a transmission chamber (12, 13) sit-

uated laterally thereof and partly filled with oil and are provided with sealing members (14, 15), characterised in that the seal between the displacement chamber and the transmission chamber is effected in per se known manner by slide ring seals (14, 15), and in that a fluid pump (16) is disposed inside one of the transmission chambers (12) of the compressor on the shaft of a rolling piston and the pressure side of the fluid pump is directly connected with the slide ring seal chambers.

2. A rolling piston compressor according to Claim 1, characterised in that the fluid pump is disposed near to a bearing (10, 11) serving as an axial bearing.

3. A rolling piston compressor according to Claim 1 or 2, characterised in that a respective throttle is provided just in front of the sealing chambers in direct connection between the pressure side of the fluid pump (16) and the slide ring seal chambers.

4. A rolling piston compressor according to Claims 1 to 3, characterised in that when the rolling pistons (3, 4) are mounted at both ends, the two transmission chambers (12, 13) are connected with one another.

5. A rolling piston compressor according to Claims 1 to 4, characterised in that a heat exchanger (20) is provided in a connecting duct (19) of the compressor oil circuit, which duct extends outside the compressor housing (5).

6. A rolling piston compressor according to Claim 5, characterised in that a connecting tube provided with ribs is used as the heat exchanger (20).

7. A rolling piston compressor according to Claims 1 to 6, characterised in that the suction and pressure orifices of the fluid pump (16) are disposed geodetically above the shaft zone for this pump.

8. A rolling piston compressor according to Claims 1 to 7, characterised in that the compressor is provided with a common refilling bore for the fluid pump (16) and the transmission chambers (12, 13).

Revendications

1. Compresseur à pistons rotatifs, de préférence dépresseur Roots, dont les arbres sont montés, au moins d'un côté, dans une cloison (8, 9) ou un carter de séparation entre la chambre d'aspiration et la chambre d'engrenages (12, 13) disposée latéralement par rapport à celle-ci et partiellement remplie d'huile et sont munis d'organes d'étanchéité (14, 15), caractérisé en ce que l'étanchéité entre la chambre d'aspiration et la chambre d'engrenages est effectuée de façon connue en soi par des garnitures étanches à anneau glissant (14, 15) et en ce qu'une pompe à liquide (16), réalisée sous forme d'une pompe à canal latéral à autoamorçage, est disposée à l'intérieur d'une chambre d'engrenages (12) du compresseur sur l'arbre d'un piston rotatif et le

côté refoulement de la pompe à liquide est en communication directe avec les chambres des garnitures étanches à anneau glissant.

2. Compresseur à pistons rotatifs selon la revendication 1, caractérisé en ce que la pompe à liquide est disposée à proximité d'un palier (10, 11) qui sert de palier de butée.

3. Compresseur à pistons rotatifs selon la revendication 1 ou 2, caractérisé en ce qu'un étranglement est disposé, peu avant les chambres des garnitures étanches, dans la communication directe entre le côté refoulement de la pompe à liquide (16) et chacune des chambres des garnitures étanches à anneau glissant.

4. Compresseur à pistons rotatifs selon l'une quelconque des revendications 1 à 3, caractérisé en ce que lorsque les pistons rotatifs (3, 4) sont montés des deux côtés, les deux chambres d'engrenages (12, 13) sont en communication mutuelle.

5. Compresseur à pistons rotatifs selon l'une

quelconque des revendications 1 à 4, caractérisé en ce qu'un échangeur thermique (20) est disposé dans une conduite de jonction (19) du circuit d'huile du compresseur, conduite qui s'étend à l'extérieur du carter de compression (5).

6. Compresseur à pistons rotatifs selon la revendication 5, caractérisé en ce qu'il est utilisé, en tant qu'échangeur thermique (20), un tuyau de jonction munie d'ailettes.

7. Compresseur à pistons rotatifs selon l'une quelconque des revendications 1 à 6, caractérisé en ce que les orifices d'aspiration et de refoulement de la pompe à liquide (16) sont disposés géodésiquement au-dessus du niveau des arbres pour cette pompe.

8. Compresseur à pistons rotatifs selon l'une quelconque des revendications 1 à 7, caractérisé en ce qu'une forure commune de remplissage pour la pompe à liquide (16) et les chambres d'engrenages (12, 13) est prévue sur le compresseur.

25

30

35

40

45

50

55

60

65

5

Fig. 1

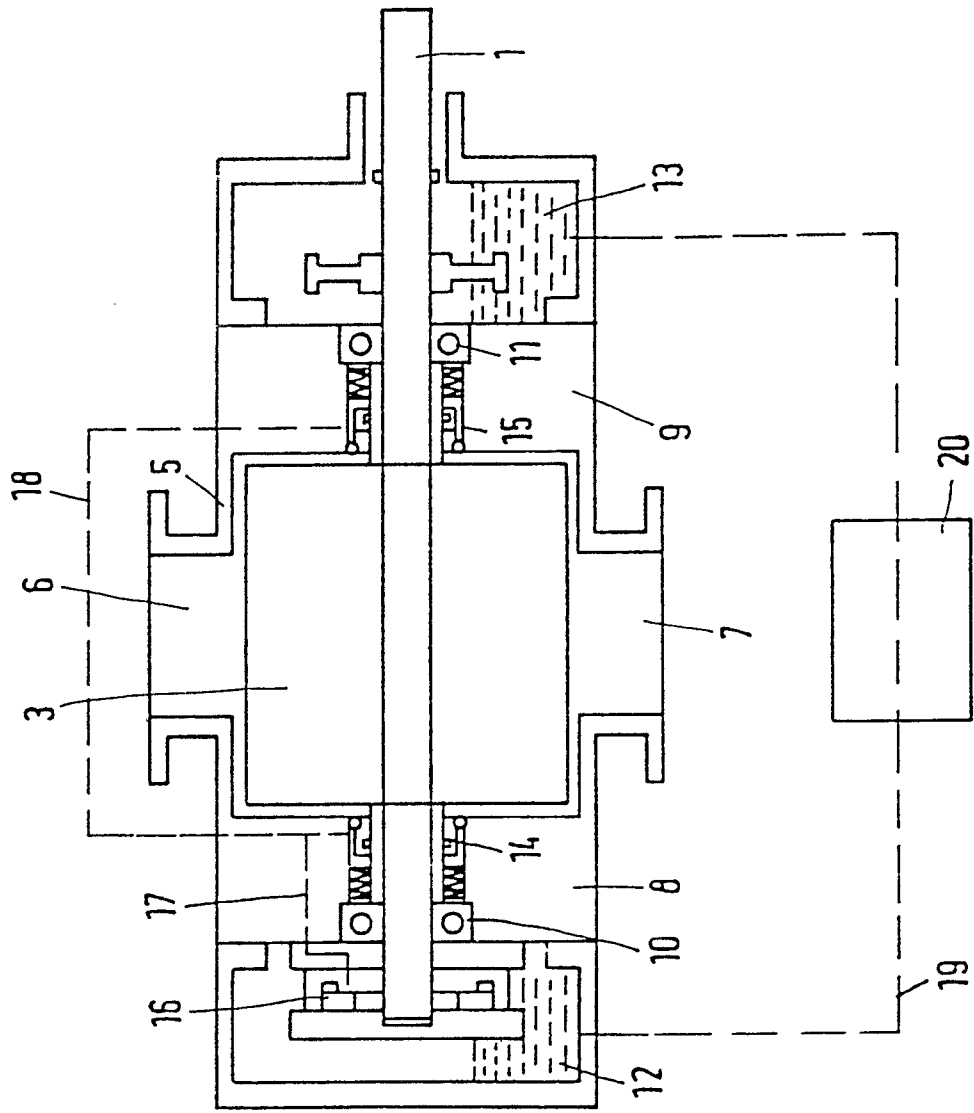
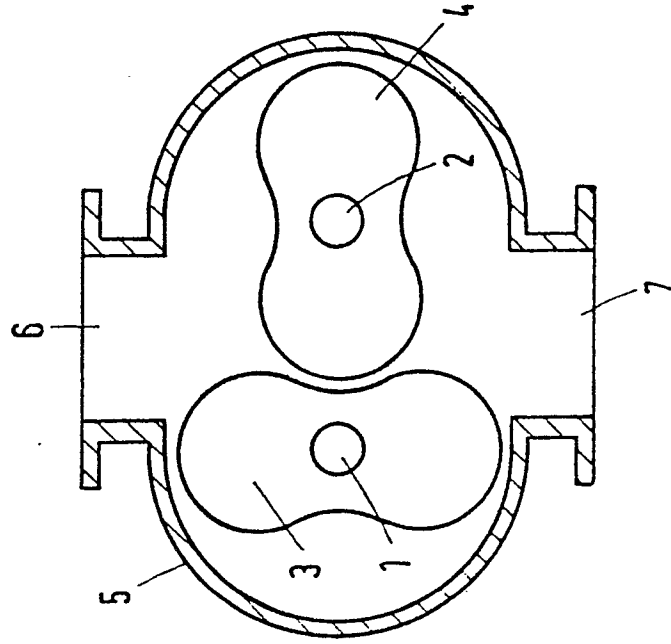


Fig. 2



0 107 691