

(19)



(11)

EP 1 922 487 B1

(12)

EUROPÄISCHE PATENTSCHRIFT

(45) Veröffentlichungstag und Bekanntmachung des Hinweises auf die Patenterteilung:
19.10.2016 Patentblatt 2016/42

(51) Int Cl.:
F04C 14/22 ^(2006.01)

(21) Anmeldenummer: **06764316.3**

(86) Internationale Anmeldenummer:
PCT/EP2006/065127

(22) Anmeldetag: **08.08.2006**

(87) Internationale Veröffentlichungsnummer:
WO 2007/028688 (15.03.2007 Gazette 2007/11)

(54) **VERDRÄNGERPUMPE MIT VARIABLEM FÖRDERVOLUMEN**

EXPELLER PUMP WITH VARIABLE DELIVERY VOLUME

POMPE VOLUMÉTRIQUE PRÉSENTANT UN VOLUME DE TRANSPORT VARIABLE

(84) Benannte Vertragsstaaten:
DE ES FR

(72) Erfinder: **DRASKOVITS, Günter**
73529 Schwäbisch Gmünd (DE)

(30) Priorität: **09.09.2005 DE 102005043252**

(56) Entgegenhaltungen:
EP-A1- 1 350 957 DE-A1- 10 240 409
JP-A- 2001 263 264

(43) Veröffentlichungstag der Anmeldung:
21.05.2008 Patentblatt 2008/21

(73) Patentinhaber: **Robert Bosch Automotive Steering GmbH**
73527 Schwäbisch Gmünd (DE)

EP 1 922 487 B1

Anmerkung: Innerhalb von neun Monaten nach Bekanntmachung des Hinweises auf die Erteilung des europäischen Patents im Europäischen Patentblatt kann jedermann nach Maßgabe der Ausführungsordnung beim Europäischen Patentamt gegen dieses Patent Einspruch einlegen. Der Einspruch gilt erst als eingelegt, wenn die Einspruchsgebühr entrichtet worden ist. (Art. 99(1) Europäisches Patentübereinkommen).

Beschreibung

[0001] Die Erfindung betrifft eine Verdrängerpumpe mit variablem Fördervolumen gemäß dem Oberbegriff von Anspruch 1.

[0002] Eine gattungsgemäße Verdrängerpumpe ist aus der DE 199 42 466 A1 bekannt.

[0003] In der Praxis wird in Arbeitssystemen mit hydraulischen Verbrauchern, beispielsweise einer Servolenkeinrichtung von Kraftfahrzeugen, üblicherweise mit Konstantpumpen gearbeitet. Die durch den Antrieb der Pumpe über die Brennkraftmaschine des Fahrzeugs drehzahlbedingt anfallenden Überschussmengen werden entspannt und auf die Saugseite der Pumpe zurückgeleitet, womit insbesondere bei höheren Drehzahlen erhebliche Verluste und Wärmebelastungen verbunden sind. Diese werden aber in Kauf genommen, um im Bedarfsfall jederzeit dem maximalen Verbraucherbedarf entsprechende, große Volumenströme zur Verfügung zu haben und damit eine verzögerungsfreie Beaufschlagung der jeweiligen hydraulischen Verbraucher sicherzustellen.

[0004] Bei der gattungsgemäßen Verdrängerpumpe kann durch eine Verschiebung des Kurvenrings bzw. des Hubrings innerhalb des Gehäuses die Exzentrizität zwischen dem Rotor und dem Kurvenring verstellt bzw. eingestellt werden. Somit kann das geometrische Fördervolumen der Arbeitskammern vergrößert bzw. verkleinert werden. Der Begriff "geometrisches" Fördervolumen bezeichnet das pro Umdrehung geförderte Volumen der Verdrängerpumpe. Bei einer verstellbaren Flügelzellenpumpe wird das geometrische Fördervolumen durch die Differenz zwischen der kleinsten und größten Zelle bestimmt. Das Volumen einer einzelnen Arbeitskammer bzw. Zelle ändert sich durch die Exzentrizität zwischen dem Rotor und dem Kurvenring und/oder durch das Drehen des Rotors.

[0005] Zur Verstellung des Kurvenringes ist gemäß der DE 199 42 466 A1 vorgesehen, dass zwischen dem Gehäuse und dem Kurvenring zwei zueinander abgegrenzte und im wesentlichen gegenüberliegende Druckkammern ausgebildet sind. Die Druckkammern können dabei mit einem Fluiddruck beaufschlagt werden. Der Kurvenring wird in Abhängigkeit der mit dem Fluiddruck beaufschlagten Druckkammer entsprechend verschoben, so dass das geometrische Fördervolumen verkleinert oder vergrößert wird. Dabei ist vorgesehen, dass der Kurvenring bei hohen Drehzahlen derart verschoben wird, dass sich das geometrische Fördervolumen verkleinert. Umgekehrt ist bei geringen Drehzahlen vorgesehen, dass der Kurvenring derart verschoben wird, dass sich das geometrische Fördervolumen vergrößert.

[0006] Die Versorgung der Druckkammern mit Fluid erfolgt über Fluidverbindungen, die jeweils wenigstens aus einer Bohrung im Gehäuse und einer korrespondierenden Bohrung im Außenring gebildet sind. Somit muss das Fluid, um in die entsprechende Druckkammer gelangen zu können bzw. aus der entsprechenden Druck-

kammer zurückströmen zu können, die Grenze zwischen zwei Bauteilen, nämlich dem Gehäuse und dem Außenring überwinden. Dadurch dringt Fluid aus bzw. es entsteht eine Leckflüssigkeit/Lecköl. Das Lecköl bewirkt in dem radialen Spalt zwischen dem Gehäuse und dem Außenring undefinierte Druckverhältnisse, welche zu Undichtigkeiten in anderen Bereichen der Pumpe führen können. Es besteht beispielsweise die Gefahr, dass das Lecköl an einer Dichtung zwischen dem Gehäuse und einem Gehäuse- bzw. Lagerdeckel austritt. Aufgrund des Lecköls muss die Dichtung zwischen dem Gehäuse und dem Gehäusedeckel eine Hochdruckabdichtung sein. Prinzipiell sind Niederdruckabdichtungen jedoch zu bevorzugen, da diese deutlich unkritischer und anspruchsloser sind.

[0007] In der gattungsgemäßen Schrift ist ein Steuerkolben vorgesehen, der in bekannter Weise über Bohrungen und Kanäle mit einem Druckkanal und einem Saugkanal der Pumpe verbunden ist. Der Steuerkolben dient dabei der Regelung der Exzentrizität des Kurvenrings zu dem Rotor, indem der Steuerkolben über die beschriebenen Fluidverbindungen der jeweiligen Druckkammer Fluid zuführt bzw. ein Abströmen von Fluid aus der anderen Druckkammer ermöglicht.

[0008] Die JP 2001 263264 A zeigt eine verstellbare Flügelzellenpumpe. Der Außenring weist mehrere Durchbrüche auf, um einen radialen Spalt zwischen Gehäuse und Außenring von Leckageflüssigkeit zu entlasten.

[0009] Der vorliegenden Erfindung liegt die Aufgabe zugrunde, eine Verdrängerpumpe zu schaffen, bei der undefinierte Druckverhältnisse in dem radialen Spalt zwischen dem Außenring und dem Gehäuse aufgrund von Leckflüssigkeiten der zu den Druckkammern führenden Fluidverbindungen vermieden werden, wobei die Verdrängerpumpe einen kostenoptimierten Aufbau mit möglichst wenig Dichtstellen aufweisen soll.

[0010] Erfindungsgemäß wird diese Aufgabe durch Anspruch 1 gelöst.

[0011] Dadurch, dass eine Entlastungsbohrung vorgesehen ist, um den radialen Spalt zwischen dem Gehäuse und dem Außenring von Leckflüssigkeit bzw. Lecköl, resultierend aus den Fluidverbindungen zu den Druckkammern, zu entlasten, werden undefinierte Druckverhältnisse vermieden. Eine Undichtigkeit an anderen Stellen der Pumpe, resultierend aus den undefinierten Druckverhältnissen in dem radialen Spalt zwischen dem Gehäuse und dem Außenring, wird somit vermieden. Des Weiteren können die an den radialen Spalt angrenzenden bzw. in Verbindung mit dem radialen Spalt stehenden Abdichtungen, beispielsweise die Abdichtung zwischen dem Gehäuse und einem Gehäuse- bzw. Lagerdeckel als Niederdruckabdichtungen ausgebildet werden, welche für die Funktionsweise der Pumpe unkritischer sind als Hochdruckabdichtungen. Die erfindungsgemäße Lösung ermöglicht es somit einerseits Kosten im Bereich der Abdichtung der Pumpe einzusparen, andererseits werden Probleme aufgrund der undefinierten Druckver-

hältnisse vermieden. Das unter Hochdruck stehende Fluid, welches über die entsprechende Fluidverbindung der druckzubeaufschlagenden Druckkammer zugeführt wird, kann zwar weiterhin in den radialen Spalt zwischen dem Gehäuse und dem Außenring eindringen, wird jedoch durch die Entlastungsbohrung wieder abgeführt. Da das unter Hochdruck stehende Fluid eine Grenze zwischen zwei Bauteilen, nämlich dem Gehäuse und dem Außenring überwinden muss, lässt sich das Eindringen einer gewissen Menge an Fluid in den Spalt zwischen den Bauteilen praktisch nicht vermeiden. Vermeiden lassen sich aufgrund der erfindungsgemäßen Lösung jedoch daraus resultierende undefinierte Druckverhältnisse.

[0012] Erfindungsgemäß führt die Entlastungsbohrung von dem radialen Spalt in einen Bereich, in dem das Druckniveau der Pumpensaugseite herrscht. Somit kann die Leckflüssigkeit in einfacher Weise aus dem radialen Spalt abströmen, ohne dass weitere Maßnahmen notwendig wären. Bei dem Bereich, in dem das Druckniveau der Pumpensaugseite herrscht, kann es sich beispielsweise um den Saugkanal bzw. die Saugbohrung oder einen damit verbundenen Bereich handeln.

[0013] Von Vorteil ist es, wenn ein Steuerkolben vorgesehen ist, der mit den Druckkammern über jeweils eine der Fluidverbindungen derart verbunden ist, dass die Druckkammern wechselseitig sowohl mit dem Betriebsdruck der Pumpe als auch mit einem Behälteranschluss verbindbar sind, wobei der Steuerkolben einen Bereich aufweist, der so gestaltet ist, dass dieser in jeder Position eine Verbindung zum Behälteranschluss gewährleistet und die Entlastungsbohrung den radialen Spalt mit diesem Bereich verbindet.

[0014] Die Entlastungsbohrung führt somit in vorteilhafter Weise in einen entlasteten Bereich des Steuerkolbens.

[0015] In Versuchen hat sich dies als besonders geeignet herausgestellt, um Leckflüssigkeit aus dem radialen Spalt abzuführen. Vorzugsweise kann der Bereich des Steuerkolbens, der so gestaltet ist, dass dieser in jeder Position eine Verbindung zum Behälteranschluss gewährleistet, als Taillierung des Steuerkolbens ausgebildet sein. Alternativ ist es jedoch auch möglich, dass der Bereich durch eine Nut im Gehäuse ausgebildet ist, welche den Steuerkolben derart umgibt, dass diese Nut in jeder Position eine Verbindung zum Behälteranschluss gewährleistet.

[0016] In einer Ausgestaltung der Erfindung kann ferner vorgesehen sein, dass eine dem radialen Spalt zugeordnete Öffnung der Entlastungsbohrung zwischen den zu den Druckkammern führenden Fluidverbindungen angeordnet ist. Eine zentrische bzw. mittige Anordnung der Öffnung zwischen den beiden Fluidverbindungen hat sich hierbei als besonders geeignet herausgestellt.

[0017] Eine Anordnung der dem radialen Spalt zugeordneten Öffnung der Entlastungsbohrung in einem Bereich, der an die Fluidverbindungen zu den Druckkam-

mern angrenzt bzw. den jeweiligen Öffnungen der Bohrungen der Fluidverbindungen zugeordnet ist, hat sich als besonders geeignet herausgestellt, um austretendes, unter Hochdruck stehendes Fluid aus dem radialen Spalt abzuführen und diesen somit zu entlasten. Da die beiden Fluidverbindungen jeweils wechselseitig mit dem Betriebsdruck der Pumpe beaufschlagt sind, hat sich die Anordnung der Entlastungsbohrung zentrisch bzw. mittig zwischen den Fluidverbindungen als besonders geeignet herausgestellt.

[0018] In einer alternativen Ausgestaltung der Erfindung können auch zwei oder mehr Entlastungsbohrungen vorgesehen sein, deren räumliche Anordnung bezüglich der in den radialen Spalt mündenden Öffnungen der Bohrungen der Fluidverbindungen entsprechend vorteilhaft gewählt werden kann.

[0019] Vorteilhafte Weiterbildungen und Ausgestaltungen ergeben sich aus den weiteren Unteransprüchen. Nachfolgend wird anhand der Zeichnung ein Ausführungsbeispiel der Erfindung prinzipiell dargestellt.

[0020] Es zeigt:

Fig. 1 einen Schnitt durch eine erfindungsgemäße Verdrängerpumpe gemäß der Linie I-I der Fig. 2;

Fig. 2 einen Schnitt durch die erfindungsgemäße Verdrängerpumpe gemäß der Linie II-II der Fig. 1;

Fig. 3 einen Schnitt durch die erfindungsgemäße Verdrängerpumpe gemäß der Linie III-III der Fig. 2; und

Fig. 4 einen Schnitt durch die erfindungsgemäße Verdrängerpumpe gemäß der Linie IV-IV der Fig. 1.

[0021] Die Figuren zeigen eine Ausführung einer erfindungsgemäßen Verdrängerpumpe 1 mit variablem Fördervolumen als einhubige Flügelzellenpumpe. Einhubige Flügelzellenpumpen sind hinsichtlich ihrer prinzipiellen Funktionsweise aus dem allgemeinen Stand der Technik hinlänglich bekannt, wozu nur beispielsweise auf die DE 199 42 466 A1 sowie die DE 102 40 499 A1 verwiesen wird. Nachfolgend werden daher lediglich die für die Erfindung wesentlichen Merkmale näher dargestellt. Die dargestellte Flügelzellenpumpe 1 ist zum Erzeugen eines Druckmittelstroms für eine Servolenkeinrichtung eines Kraftfahrzeugs ausgebildet.

[0022] Wie aus den Figuren ersichtlich ist, weist die Flügelzellenpumpe 1 ein Gehäuse 2 auf. In das Gehäuse 2 ist ein Außenring 3 (auch als Zwischenring bezeichnet) eingesetzt. In dem Außenring 3 ist ein Rotor 4 über eine Welle 5 gelagert. Der Rotor 4 ist von einem Kurvenring 6 umgeben. Der Kurvenring 6 sich auf einer Abflachung 7 bzw. einer Verdickung des Außenrings 3 abrollen und sich somit in einem elliptischem Raum 8, der im Außenring 3 gebildet ist, bewegen.

[0023] Der Kurvenring 6 ist innerhalb des elliptischen

Raumes 8 verstellbar bzw. verschiebbar. Zwischen dem Rotor 4 und dem Kurvenring 6 sind über Rotorelemente bzw. Flügel 9 abgegrenzte Arbeitskammern 10 ausgebildet. Durch ein Verschieben des Kurvenringes 6 verändert sich die Exzentrizität zwischen dem Rotor 4 und dem Kurvenring 6, wodurch das Volumen der Arbeitskammern 10 und somit das geometrische Fördervolumen der Flügelzellenpumpe 1 bestimmt wird.

[0024] Wenn der Rotor 4 angetrieben wird, werden die Flügel 9 in Schlitzen des Rotors 4 vorgeschoben und zurückgezogen. Hierfür wird in bekannter Weise ein Hinterflügelfluiddruck verwendet, der im wesentlichen auf die Enden der in den Schlitzen des Rotors 4 geführten Flügel 9 einwirkt.

[0025] In bekannter Weise wird die Fluidversorgung des Hinterflügelbereichs durch Bohrungen und Schlitze 11a, 11b in einer Steuerplatte 12 und einem Gehäuse- bzw. Lagerdeckel 14 sichergestellt. Die Steuerplatte 12 weist ferner nierenförmige Schlitze 13a, 13b auf, die den Fluidzu- und -abfluss zu den Arbeitskammern 10 regeln. Der Lagerdeckel 14 ist mit einer dem Rotoreinsatz (Rotor 4, Flügel 9 und Kurvenring 6) zugewandten ebenen Fläche 15, die die stirnseitige Abdichtung des Rotoreinsatzes sicherstellt, versehen. Der Lagerdeckel 14 weist zu der Steuerplatte 12 korrespondierende nierenförmige Schlitze 16a, 16b auf. Der Lagerdeckel 14 enthält in einer bevorzugten Ausführung die Hauptlagerung der Pumpe bestehend aus zwei Gleitlagerbuchsen. Wahlweise kann auch eine Lagerung aus Kugel- und Gleitlagern eingesetzt werden. Alternativ dazu kann die Hauptlagerung auch im Gehäuse 2 untergebracht werden.

[0026] Wie sich aus Fig. 1 ergibt, wird der Kurvenring 6 durch eine Druckfeder 17 in Richtung maximaler Auslenkung gedrückt. Die Druckfeder 17 wird seitlich montiert und die notwendige Gehäusebohrung bevorzugt mit einer Schraube 18 verschlossen.

[0027] Zwischen dem Außenring 3 und dem Kurvenring 6 sind zwei im Querschnitt sichelförmige Druckkammern 19, 20 ausgebildet. Die Druckkammern 19, 20 werden im unteren Bereich durch die Abflachung 7 und im oberen Bereich durch ein geeignetes Dichtelement 21 voneinander getrennt. Dadurch kann über Druckbeaufschlagung der beiden Druckkammern 19, 20 eine Verschiebung des Kurvenringes 6 herbeigeführt werden.

[0028] Wie den Figuren 1 und 2 ferner zu entnehmen ist, ist ein federbelasteter Steuerkolben 22 vorgesehen, der über Fluidverbindungen 23, 24 mit den Druckkammern 19, 20 verbunden ist. Zur Verschiebung des Kurvenringes 6 werden die Druckkammern 19, 20 über die Fluidverbindungen 23, 24 druckbeaufschlagt bzw. kann über die Fluidverbindungen 23, 24 Fluid aus der druckentlasteten Druckkammer 19, 20 abströmen. Die Fluidverbindungen 23, 24 sind im Ausführungsbeispiel jeweils aus einer Bohrung 23a, 24a im Gehäuse 2 und einer Bohrung 23b, 24b im Außenring 3 gebildet. Die Druckkammern 19, 20 können durch den Steuerkolben 22 wechselseitig sowohl mit dem Betriebsdruck der Pumpe als auch mit einem Behälteranschluss 32 bzw. einem Saug-

kanal 25 verbunden werden. Durch die entstehende Druckdifferenz in den Druckkammern 19, 20 wird die Verschiebung des Kurvenringes 6 erreicht.

[0029] Erfindungsgemäß ist eine Entlastungsbohrung 26 vorgesehen, um einen radialen Spalt 27 zwischen dem Gehäuse 2 und dem Außenring 3 von Leckflüssigkeit zu entlasten. Die Leckflüssigkeit entsteht dabei durch die Fluidverbindungen 23, 24, welche die Grenze zwischen zwei Bauteilen, nämlich dem Gehäuse 2 und dem Außenring 3, überwinden müssen. Die Bohrungen 23a und 23b, welche die Fluidverbindung 23 bilden, bzw. die Bohrungen 24a und 24b, welche die Fluidverbindung 24 bilden, korrespondieren bzw. fluchten zwar miteinander, so dass ein Fluidstrom möglichst wenig behindert wird, trotzdem lässt sich ein Einspritzen von Fluid in den radialen Spalt 27 zwischen dem Gehäuse 2 und dem Außenring 3 nicht vollständig verhindern. Die Entlastungsbohrung 26 führt von dem radialen Spalt 27 in einen entlasteten Bereich der Flügelzellenpumpe 1, in dem das Druckniveau der Pumpensaugseite herrscht. Bei diesem Bereich kann es sich beispielsweise um den Behälteranschluss 32, den Saugkanal 25 oder einen mit dem Saugkanal 25 verbundenen Bereich handeln. Im Ausführungsbeispiel ist vorgesehen, dass der Steuerkolben 22 einen Bereich 28 aufweist, der so gestaltet ist, dass dieser in jeder Position eine Verbindung 29 zum Behälteranschluss 32 gewährleistet und die Entlastungsbohrung 26 den radialen Spalt 27 mit diesem Bereich 28 verbindet. Der Bereich 28 ist dabei als Taillierung des Steuerkolbens 22 ausgebildet.

[0030] Wie aus Fig. 1 ersichtlich ist, ist eine dem radialen Spalt 27 zugeordnete Öffnung 26a der Entlastungsbohrung 26 zentrisch zwischen den beiden zu den Druckkammern 19, 20 führenden Fluidverbindungen 23, 24 bzw. den Öffnungen der in den radialen Spalt 27 führenden Bohrungen 23a und 24a bzw. 23b und 24b angeordnet.

[0031] Wie aus Fig. 2 ersichtlich ist, verläuft die Entlastungsbohrung 26 schräg von einem dem Lagerdeckel 14 zugewandten Bereich des Außenrings 3 zu dem Steuerkolben 22.

[0032] Eine zwischen dem Lagerdeckel 14 und dem Gehäuse 2 angeordnete Dichtung 30 kann als Niederdruckabdichtung ausgebildet sein.

[0033] Wie sich aus Fig. 3 ergibt, weist die Flügelzellenpumpe 1 ein Druckbegrenzungsventil 31 auf, welches beim Ansprechen den Steuerkolben 22 so bewegt, dass der Kurvenring 6 in Richtung reduzierter Förderung verschoben wird. In der bevorzugten Ausführung ist das Druckbegrenzungsventil 31 im Steuerkolben 22 integriert, so dass die druckabgewandte Seite des Druckbegrenzungsventils 31 mit der Taillierung 28 des Steuerkolbens 22 verbunden ist.

[0034] Fig. 3 zeigt außerdem einen Druckkanal 33, der in Verbindung mit dem federbelasteten Ende des Steuerkolbens 22 steht. Da die prinzipielle Funktionsweise des Steuerkolbens 22 aus dem Stand der Technik hinlänglich bekannt ist, wird hierauf nicht näher eingegan-

gen.

[0035] Die Verbindung 29 der Taillierung 28 mit dem Saugkanal 25 ergibt sich aus einer Zusammenschau der Fig. 3 mit der Fig. 4. Die Verbindung 29 kann über eine Bohrung hergestellt werden oder, wie im Ausführungsbeispiel vorgesehen, dadurch, dass die Verbindung 29 durch den Gießkern, durch welchen der Saugkanal 25 gebildet wird, entsteht.

Bezugszeichen

[0036]

1	Flügelzellenpumpe
2	Gehäuse
3	Außenring
4	Rotor
5	Welle
6	Kurvenring
7	Abflachung
8	elliptischer Raum
9	Flügel
10	Arbeitskammern
11a,b	Schlitze
12	Steuerplatte
13a,b	Schlitze
14	Lagerdeckel
15	ebene Fläche
16a,b	Schlitze
17	Druckfeder
18	Schraube
19	Druckkammer
20	Druckkammer
21	Dichtelement
22	Steuerkolben
23	Fluidverbindung
23a	Bohrung im Gehäuse
23b	Bohrung im Außenring
24	Fluidverbindung
24a	Bohrung im Gehäuse
24b	Bohrung im Außenring
25	Saugkanal
26	Entlastungsbohrung
26a	Öffnung (26)
27	radialer Spalt
28	entlasteter Bereich des Steuerkolbens (Taillierung)
29	Verbindung
30	Dichtung
31	Druckbegrenzungsventil
32	Behälteranschluss
33	Druckkanal

Patentansprüche

1. Verdrängerpumpe mit variablem Fördervolumen, insbesondere einhubige Flügelzellenpumpe, zum

Erzeugen eines Druckmittelstroms zu einem Verbraucher, mit einem Gehäuse, in welchem ein Rotor gelagert ist, mit einem den Rotor umschließenden Kurvenring und mit zwischen dem Rotor und dem Kurvenring durch Rotorelemente abgegrenzten Arbeitskammern, deren Volumen durch Veränderung der Exzentrizität zwischen Rotor und Kurvenring einstellbar ist, wobei der Kurvenring von einem in dem Gehäuse angeordneten Außenring umgeben ist, welcher den Kurvenring freigängig hält, wobei zwischen dem Außenring und dem Kurvenring zwei Druckkammern ausgebildet sind, welche zur Verschiebung des Kurvenrings über Fluidverbindungen druckbeaufschlagbar sind, wobei die Fluidverbindungen jeweils wenigstens aus einer Bohrung im Gehäuse und einer korrespondierenden Bohrung im Außenring gebildet sind, wobei eine Entlastungsbohrung (26) vorgesehen ist, um einen radialen Spalt (27) zwischen dem Gehäuse (2) und dem Außenring (3) von Leckflüssigkeiten der zu den Druckkammern (19,20) führenden Fluidverbindungen (23,24) zu entlasten,

dadurch gekennzeichnet, dass die Entlastungsbohrung (26) von dem radialen Spalt (27) in einen Bereich führt, in dem das Druckniveau der Pumpensaugseite herrscht.

2. Verdrängerpumpe nach Anspruch 1, **dadurch gekennzeichnet, dass** die Entlastungsbohrung (26) in einen mit einem Saugkanal (25) verbundenen Bereich der Pumpe (1) mündet.
3. Verdrängerpumpe nach den Ansprüchen 1 und 2, **dadurch gekennzeichnet, dass** die Entlastungsbohrung (26) in den Saugkanal (25) mündet.
4. Verdrängerpumpe nach Anspruch 1, **dadurch gekennzeichnet, dass** ein Steuerkolben (22) vorgesehen ist, der mit den Druckkammern (19,20) über jeweils eine der Fluidverbindungen (23,24) derart verbunden ist, dass die Druckkammern (19,20) wechselseitig sowohl mit dem Betriebsdruck der Pumpe (1) als auch mit einem Behälteranschluss (32) verbindbar sind, wobei der Steuerkolben (22) einen Bereich (28) aufweist, der so gestaltet ist, dass dieser in jeder Position des Steuerkolbens (22) eine Verbindung (29) zu einem Behälteranschluss (32) gewährleistet und die Entlastungsbohrung (26) den radialen Spalt (27) mit diesem Bereich (28) verbindet.
5. Verdrängerpumpe nach Anspruch 4, **dadurch gekennzeichnet, dass** der Bereich als Taillierung (28) des Steuerkolbens (22) ausgebildet ist.

6. Verdrängerpumpe nach einem der Ansprüche 1 bis 5,
dadurch gekennzeichnet, dass
 eine dem radialen Spalt (27) zugeordnete Öffnung (26a) der Entlastungsbohrung (26) zwischen den beiden zu den Druckkammern (19,20) führenden Fluidverbindungen (23,24) angeordnet ist.
7. Verdrängerpumpe nach Anspruch 6,
dadurch gekennzeichnet, dass
 die Öffnung (26a) der Entlastungsbohrung (26) zwischen den in den radialen Spalt (27) führenden Bohrungen (23a und 24a bzw. 23b und 24b) der beiden Fluidverbindungen (23,24) angeordnet ist.
8. Verdrängerpumpe nach Anspruch 6 oder 7,
dadurch gekennzeichnet, dass
 die Öffnung (26a) der Entlastungsbohrung (26) zentrisch zwischen den Bohrungen (23a und 24a bzw. 23b und 24b) der beiden Fluidverbindungen (23,24) angeordnet ist.

Claims

1. Positive displacement pump with a variable delivery volume, in particular single-stroke vane cell pump, for generating a pressure medium flow to a consumer, having a housing, in which a rotor is mounted, having a cam ring which encloses the rotor, and having working chambers which are delimited by rotor elements between the rotor and the cam ring, the volume of which working chambers can be set by way of a change in the eccentricity between the rotor and the cam ring, the cam ring being surrounded by an outer ring which is arranged in the housing and holds the cam ring such that it can move freely, two pressure chambers being configured between the outer ring and the cam ring, which pressure chambers can be pressurized via fluid connections in order to displace the cam ring, the fluid connections being formed in each case at least from a bore in the housing and a corresponding bore in the outer ring, a relief bore (26) being provided, in order to relieve a radial gap (27) between the housing (2) and the outer ring (3) of leakage liquids of the fluid connections (23, 24) which lead to the pressure chambers (19, 20), **characterized in that** the relief bore (26) leads from the radial gap (27) into a region, in which the pressure level of the pump suction side prevails.
2. Positive displacement pump according to Claim 1, **characterized in that** the relief bore (26) opens into a region of the pump (1) which is connected to a suction channel (25).
3. Positive displacement pump according to Claims 1 and 2, **characterized in that** the relief bore (26)

opens into the suction channel (25).

4. Positive displacement pump according to Claim 1, **characterized in that** a control piston (22) is provided which is connected to the pressure chambers (19, 20) via in each case one of the fluid connections (23, 24) in such a way that the pressure chambers (19, 20) can be connected alternately both to the operating pressure of the pump (1) and to a container connector (32), the control piston (22) having a region (28) which is designed in such a way that it ensures a connection (29) to a container connector (32) in every position of the control piston (22), and the relief bore (26) connects the radial gap (27) to the said region (28).
5. Positive displacement pump according to Claim 4, **characterized in that** the region is configured as a tapered portion (28) of the control piston (22).
6. Positive displacement pump according to one of Claims 1 to 5, **characterized in that** an opening (26a) of the relief bore (26) which is assigned to the radial gap (27) is arranged between the two fluid connections (23, 24) which lead to the pressure chambers (19, 20).
7. Positive displacement pump according to Claim 6, **characterized in that** the opening (26a) of the relief bore (26) is arranged between the bores (23a and 24a and 23b and 24b) of the two fluid connections (23, 24), which bores (23a and 24a and 23b and 24b) lead into the radial gap (27).
8. Positive displacement pump according to Claim 6 or 7, **characterized in that** the opening (26a) of the relief bore (26) is arranged centrally between the bores (23a and 24a and 23b and 24b) of the two fluid connections (23, 24).

Revendications

1. Pompe volumétrique présentant un volume de transport variable, en particulier pompe à palettes à course unique, pour la production d'un courant de fluide sous pression vers un consommateur, avec un corps dans lequel est monté un rotor, avec un anneau à courbes entourant le rotor et avec des chambres de travail délimitées par des éléments de rotor entre le rotor et l'anneau à courbes, dont le volume est réglable par changement de l'excentricité entre le rotor et l'anneau à courbes, dans laquelle l'anneau à courbes est entouré par un anneau extérieur disposé dans le corps, qui maintient l'anneau à courbes librement rotatif, dans laquelle deux chambres de refoulement sont formées entre l'anneau extérieur et l'anneau à courbes, qui peuvent être mises sous

pression par des liaisons fluidiques pour le déplacement de l'anneau à courbes, dans laquelle les liaisons fluidiques sont respectivement formées par au moins un alésage dans le corps et un alésage correspondant dans l'anneau extérieur, dans lequel il est prévu un alésage de délestage (26) destiné à délester une fente radiale (27) entre le corps (2) et l'anneau extérieur (3) de liquides de fuite des liaisons fluidiques (23, 24) conduisant aux chambres de refoulement (19, 20), **caractérisée en ce que** l'alésage de délestage (26) conduit de la fente radiale (27) à une région dans laquelle règne le niveau de pression du côté d'aspiration de la pompe.

2. Pompe volumétrique selon la revendication 1, **caractérisée en ce que** l'alésage de délestage (26) débouche dans une région de la pompe (1) raccordée à un canal d'aspiration (25). 5
3. Pompe volumétrique selon les revendications 1 et 2, **caractérisée en ce que** l'alésage de délestage (26) débouche dans le canal d'aspiration (25). 10
4. Pompe volumétrique selon la revendication 1, **caractérisée en ce qu'il est prévu un piston de commande** (22), qui est raccordé aux chambres de refoulement (19, 20) respectivement par une des liaisons fluidiques (23, 24), de telle manière que les chambres de refoulement (19, 20) puissent être raccordées alternativement aussi bien à la pression de service de la pompe (1) qu'à un raccord de réservoir (32), dans laquelle le piston de commande (22) présente une région (28), qui est configurée de telle manière qu'elle garantisse dans chaque position du piston de commande (22) une liaison (29) vers un raccord de réservoir (32) et que l'alésage de délestage (26) relie la fente radiale (27) à cette région (28). 15
5. Pompe volumétrique selon la revendication 4, **caractérisée en ce que** la région est réalisée sous la forme d'un taillage (28) du piston de commande (22). 20
6. Pompe volumétrique selon l'une quelconque des revendications 1 à 5, **caractérisée en ce qu'une ouverture** (26a) de l'alésage de délestage (26) associée à la fente radiale (27) est disposée entre les deux liaisons fluidiques (23, 24) conduisant aux chambres de refoulement (19, 20). 25
7. Pompe volumétrique selon la revendication 6, **caractérisée en ce que** l'ouverture (26a) de l'alésage de délestage (26) est disposée entre les alésages (23a et 24a ou 23b et 24b) des deux liaisons fluidiques (23, 24), qui conduisent dans la fente radiale (27). 30
8. Pompe volumétrique selon la revendication 6 ou 7, **caractérisée en ce que** l'ouverture (26a) de l'alésage de délestage (26) est disposée au centre entre les alésages (23a et 24a ou 23b et 24b) des deux liaisons fluidiques (23, 24). 35

sage de délestage (26) est disposé au centre entre les alésages (23a et 24a ou 23b et 24b) des deux liaisons fluidiques (23, 24). 40

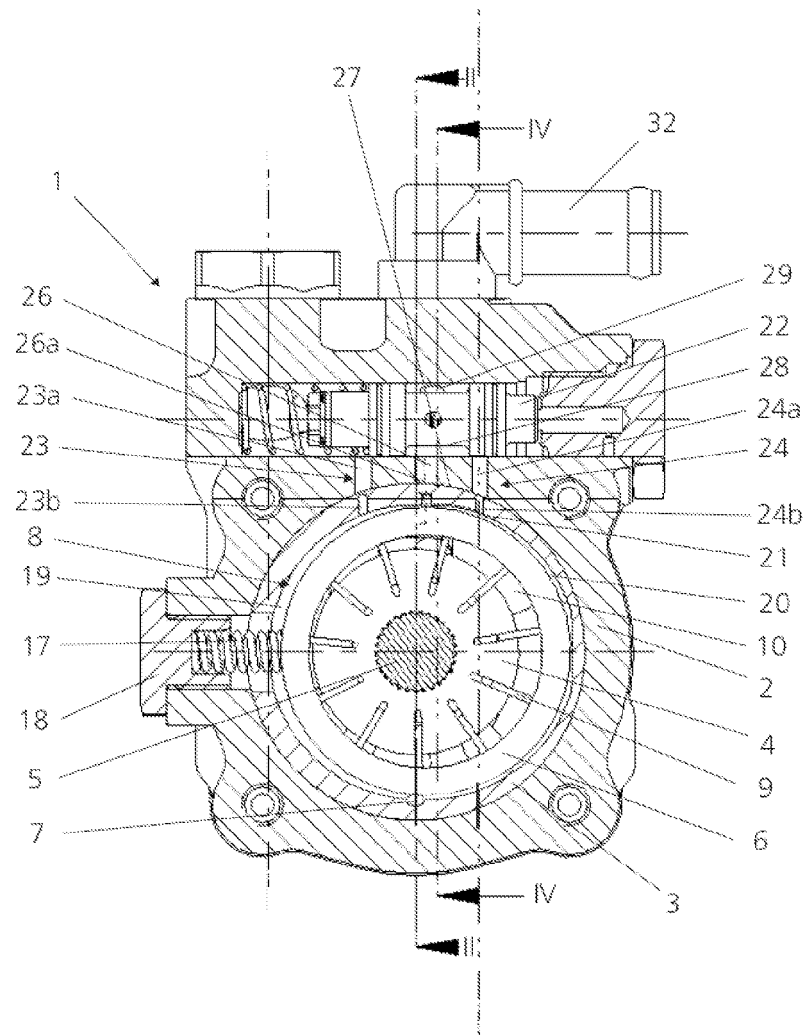


Fig. 1

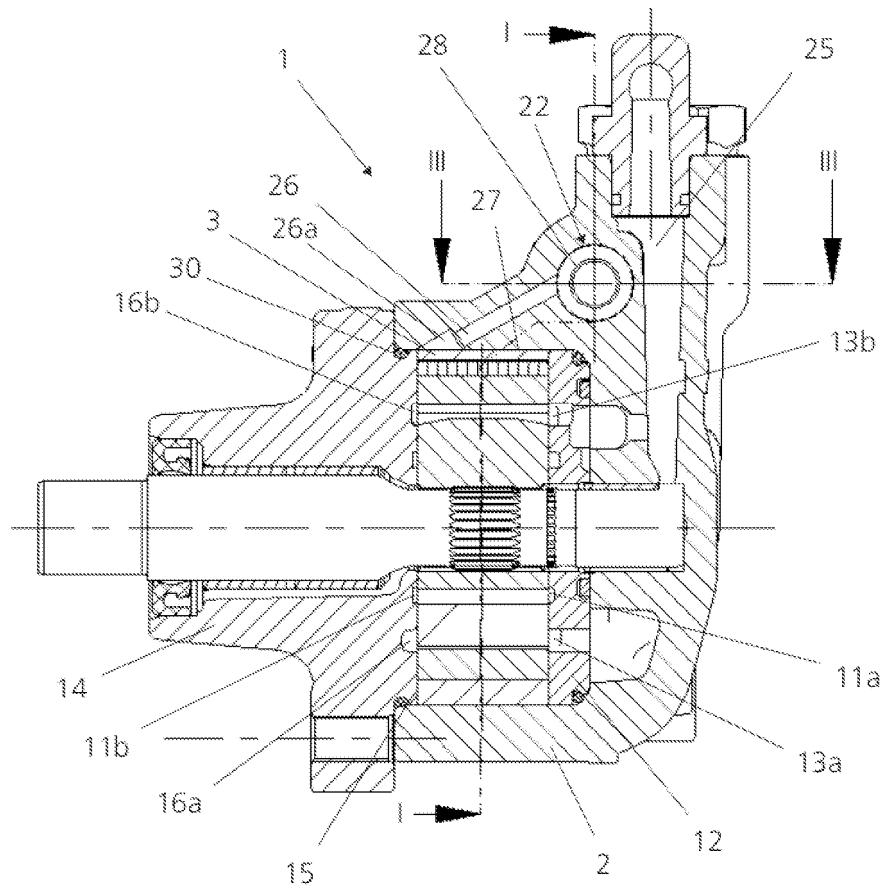
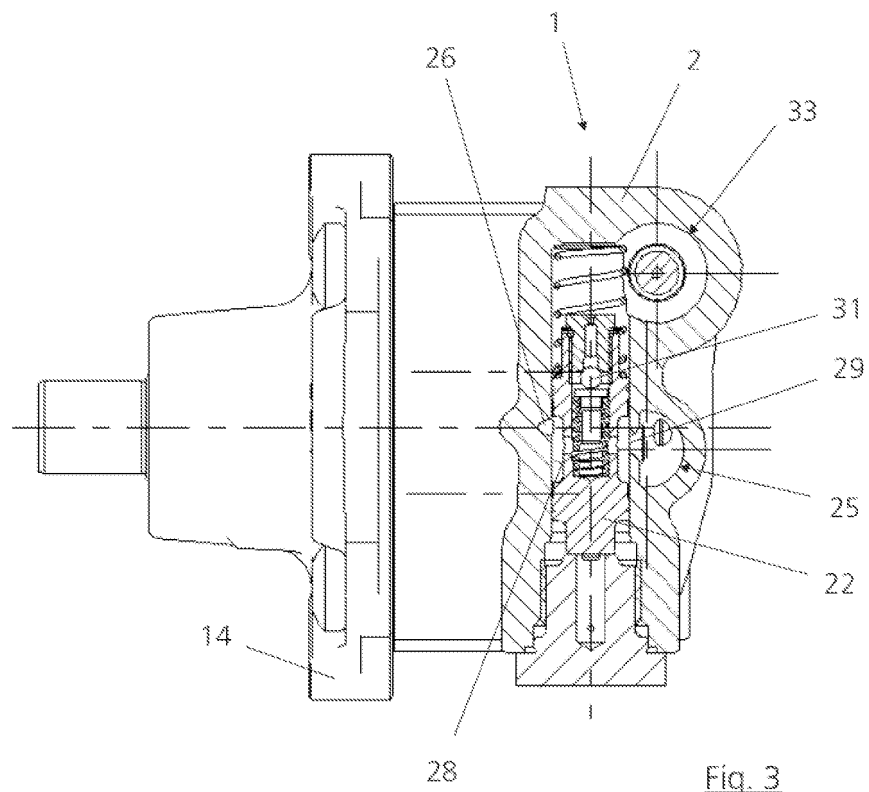


Fig. 2



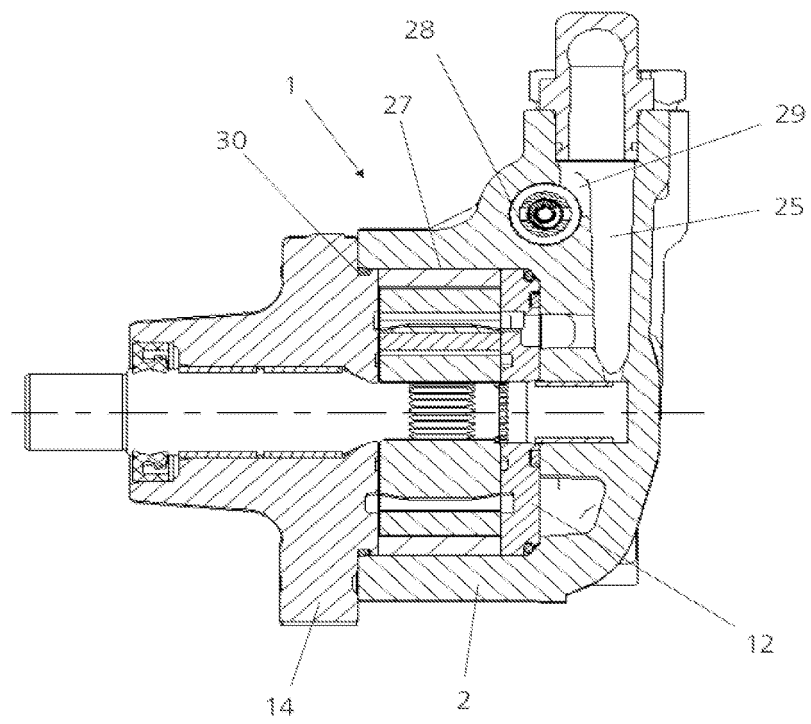


Fig. 4

IN DER BESCHREIBUNG AUFGEFÜHRTE DOKUMENTE

Diese Liste der vom Anmelder aufgeführten Dokumente wurde ausschließlich zur Information des Lesers aufgenommen und ist nicht Bestandteil des europäischen Patentdokumentes. Sie wurde mit größter Sorgfalt zusammengestellt; das EPA übernimmt jedoch keinerlei Haftung für etwaige Fehler oder Auslassungen.

In der Beschreibung aufgeführte Patentdokumente

- DE 19942466 A1 [0002] [0005] [0021]
- JP 2001263264 A [0008]
- DE 10240499 A1 [0021]