

(19)



Europäisches Patentamt
European Patent Office
Office européen des brevets



(11)

EP 0 618 364 B1

(12)

EUROPÄISCHE PATENTSCHRIFT

(45) Veröffentlichungstag und Bekanntmachung des
Hinweises auf die Patenterteilung:
10.09.1997 Patentblatt 1997/37

(51) Int Cl.⁶: **F04C 11/00**

(21) Anmeldenummer: **94104534.6**

(22) Anmeldetag: **22.03.1994**

(54) **Hydrostatische Pumpe**

Hydrostatic pump

Pompe hydrostatique

(84) Benannte Vertragsstaaten:
CH FR GB IT LI NL SE

(30) Priorität: **23.03.1993 DE 4309318**

(43) Veröffentlichungstag der Anmeldung:
05.10.1994 Patentblatt 1994/40

(73) Patentinhaber: **"Test-Fuchs",
Ing. Fritz Fuchs Gesellschaft m.b.H.
3812 Gross Siegharts (AT)**

(72) Erfinder: **Schneider, Willi
D-85049 Ingolstadt (DE)**

(74) Vertreter: **Prüfer, Lutz H., Dipl.-Phys.
PRÜFER & PARTNER,
Patentanwälte,
Harthausen Strasse 25d
81545 München (DE)**

(56) Entgegenhaltungen:
**EP-A- 0 437 919 DE-A- 4 110 392
FR-A- 1 205 452 US-A- 2 312 886
US-A- 3 034 446 US-A- 3 272 130**

EP 0 618 364 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

Die Erfindung betrifft eine hydrostatische Pumpe, nach dem Oberbegriff des Anspruches 1, genauer eine Umlaufverdrängermaschine mit mindestens einem innenverzahnten und mindestens einem außenverzahnten Zahnrad.

Bei Umlaufverdrängermaschinen wird die Druckflüssigkeit bei gleichförmiger Drehung in Kammern, deren Volumen durch die Gestaltung der Begrenzungswände oder das Eindringen eines Zahns zyklisch verändert wird, gefördert. Der Umlaufverdränger bewirkt gleichzeitig den gegenseitigen Abschluß der Saug- und Druckräume. Bei Zahnradpumpen stehen mindestens zwei verzahnte Räder im Eingriff und bei einer Innenzahnradpumpe steht mindestens ein innenverzahntes mit mindestens einem außenverzahnten Rad in Eingriff. Innenzahnringpumpen bestehen aus zwei Rädern, wobei die Zähnezahzahl des Hohlrades um eins größer als die des Ritzels ist. Durch den Zahneingriff wird dem Förderstrom bei Zahnradpumpen eine Pulsation mit der Zahnfrequenz überlagert. Hydrostatische Innenzahnradpumpen haben den Vorzug sehr konzentrischer Bauweise, geringen Platzbedarfs, großer Förderleistung und guten Saugvermögens.

Bekannte Innenzahnradpumpen weisen gewöhnlich folgenden Aufbau auf. In einem Pumpengehäuse mit Ein- und Auslaß ist eine Antriebswelle vorgesehen. Auf der Antriebswelle ist das Ritzel (Innenrotor) eines Zahnradpaares (Rotorpaar) befestigt. Der Innenrotor steht mit einem innenverzahnten Hohlrad (Außenrotor) in Eingriff. Der Außenrotor wird von einem Führungsring geführt, der am Pumpengehäuse axial und radial fixiert ist.

Es sind auch Pumpen bekannt, bei denen mehrere Rotorpaare in axialer Richtung der Antriebswelle übereinander angeordnet sind. Diese Rotorpaare sind dann durch Zwischenscheiben voneinander getrennt. Zwischen den einzelnen Rotorpaaren und den Scheiben, die feststehend im Gehäuse montiert sind, entsteht durch die Rotation der Rotorpaare Reibung. Die genaue Einstellung bzw. Justierung der Rotationsebenen der Rotorpaare, der Dicke der Spalte zwischen den Rotorpaaren und den feststehenden Scheiben der axialen und radialen Führung der Außenrotoren, der Rotationssymmetrie der einzelnen Rotorpaare und der Antriebswelle und der jeweiligen Lagerspiele ist bei einem solchen Aufbau sehr aufwendig.

Die Pumpengehäuse sind aufgrund der Umgebung, in die sie eingebaut werden, normalerweise nicht der Rotationssymmetrie der rotierenden Bauteile, etc. angepaßt. Die Pumpen weisen über den Druck- und Temperaturbereich des Fluids Verformungen des Pumpengehäuses auf, die den Kraftfluß innerhalb der Pumpe wesentlich beeinflussen und zu negativen Einwirkungen auf die Lebensdauer der Lager und der Rotoren, auf das Pulsationsverhalten sowie auf den volumetrischen Wirkungsgrad führen können. Die Pumpen sind durch die auf ihre Aufgabe angepaßte Bauart ihres Gehäuses definiert und nicht für andersartige Einsatzlösungen zu benutzen. Die Variation des Volumenstromes bzw. der Pumpleistung innerhalb eines gegebenen Gehäuses durch den Einsatz von in der Dicke differierenden Rotoren bzw. Rotorpaaren ist nur in engen Grenzen möglich. Das Testen und Einstellen der Pumpenleistung kann nur durch individuelles Testen und Anpassen mit dem bzw. an das Pumpengehäuse erfolgen. Die Reparatur und die Wartung einer solchen Pumpe erfordert aufgrund des aufwendigen Ein- und Ausbaus und der Einstellung bzw. Justierung der Bestandteile einen erheblichen Zeit- und Arbeitsaufwand.

Aus der US-A-3,272,130 ist eine hydrostatische Pumpe nach dem Oberbegriff des Patentanspruches 1 bekannt. Die Innenrotoren sind auf einer Antriebswelle drehfest durch einen Keil angebracht. Die Außenrotoren sind an dem Gehäuse angebracht.

Aus der EP-A-0 437 919 ist eine hydrostatische Pumpe mit einem Gehäuse bekannt, in dem Flügelzellenpumpen durch Scheiben getrennt sind. Die Flügelzellenpumpen sind in das Gehäuse eingesetzt.

Es ist Aufgabe der vorliegenden Erfindung, eine hydrostatische Pumpe nach dem Oberbegriff des Anspruches 1 vorzusehen, die einen mehrstufigen Aufbau aufweist, die einfacher im Aufbau ist und zwecks Reparatur, Wartung und Ersatzarbeiten einfacher montierbar und demontierbar ist.

Diese Aufgabe wird gelöst durch eine hydrostatische Pumpe nach Patentanspruch 1.

Bevorzugte Ausgestaltungen der Erfindung sind in den Unteransprüchen angegeben.

Weitere Vorteile und Zweckmäßigkeiten der Erfindung ergeben sich aus der Beschreibung von Ausführungsbeispielen anhand der Figuren.

Von den Figuren zeigen:

Fig. 1 eine Schnittansicht einer ersten Ausführungsform, der Pumpe die in ein Gerät eingebaut ist;

Fig. 2 eine Draufsicht auf die erste Ausführungsform der Pumpe ohne Gerät;

Fig. 3 eine Seitenansicht einer ersten Ausführungsform eines Einsatzes;

Fig. 4 eine Schnittansicht der ersten Ausführungsform der Pumpe in nichteingebautem Zustand;

Fig. 5 eine Schnittansicht auf die in Fig. 4 mit A-A gekennzeichnete Ebene; und

Fig. 6 eine Schnittansicht auf die in Fig. 4 mit B-B gekennzeichnete Ebene.

Fig. 1 zeigt eine Schnittansicht einer ersten Ausführungsform der hydrostatischen Pumpe mit einem Gehäuse 1, welches einen Einlaß 2 und einen Auslaß 3 aufweist, und das in ein Gerät 90, z. B. ein Getriebe eines Hubschraubers, eingebaut ist. Die erforderliche Abdichtung zwischen Pumpe und Gerät erfolgt durch Dichtungen 91.

Das Gehäuse 1 weist eine becherförmige Ausnehmung auf, in die ein in seiner Außenform der Innenform der Ausnehmung entsprechender Einsatz 4, der einen Boden 5 und einen auf der dem Boden 5 abgewandten Seite eine Öffnung aufweisenden zylinderförmigen Innenraum aufweist, eingesetzt ist. Der Einsatz weist einen bei dieser Ausführungsform in mehreren Öffnungen ausgebildeten Eingang 6, der den Innenraum mit dem Einlaß 2 verbindet und einen ebenfalls in mehreren Öffnungen ausgebildeten Ausgang 7, der den Innenraum mit dem Auslaß 3 verbindet, auf. Der Boden 5 des Einsatzes 4 weist auf seiner dem zylinderförmigen Innenraum abgewandten Seite eine Aufnahme für ein erstes Lager 10 auf. Zentrisch in der Aufnahme ist ein Durchgangsloch, dessen Mittachse um einen Abstand a parallel zur Zylinderachse des zylinderförmigen Innenraums des Einsatzes 4 versetzt ist, vorgesehen. In die Aufnahme ist das erste Lager 10 eingesetzt. Der Außenkäfig 11 des ersten Lagers 10 ist direkt am Boden 5 und der Innenkäfig 12 des Lagers 10 ist direkt am Wellenbund einer Antriebswelle 8, die durch das Durchgangsloch geführt ist, fixiert. Die Antriebswelle 8 wird so im Boden 5 des Einsatzes 4 gelagert.

Die in Fig. 1 dargestellte erste Ausführungsform der Zahnradpumpe weist ein erstes Rotorpaar 21, 22, ein zweites Rotorpaar 31, 32 und ein drittes Rotorpaar 41, 42 auf, die jeweils von einem Außenrotor 21, 31, 41 und einem Innenrotor 22, 32, 42 gebildet werden. Die durch das Durchgangsloch in der Aufnahme für das erste Lager geführte Antriebswelle 8 ragt (in Fig. 1 von oben) in den zylinderförmigen Innenraum. Sie ist in Richtung des Bodens 5 des Einsatzes 4 in Richtung der Öffnung des Innenraumes des Einsatzes 4 nacheinander durch Öffnungen einer ersten Endscheibe 20, des ersten Innenrotors 22, einer ersten Zwischenscheibe 30, des zweiten Innenrotors 32, einer zweiten Zwischenscheibe 40, des dritten Innenrotors 42 und einer zweiten Endscheibe 50 geführt. Die Scheiben 20, 30, 40, 50, die alle senkrecht zur Achse der Antriebswelle den gleichen Umriß aufweisen (wie in Fig. 6 gezeigt), sind radial und gegen Rotation in einer zur Achse der Antriebswelle senkrechten Ebene am Einsatz 4 durch eine Fixierung (wie ebenfalls in Fig. 6 gezeigt) gehalten. Die Außenrotoren 21, 31, 41 sind radial an ihrem ganzen Umfang durch Führungsbereiche 23, 33, 43 des Einsatzes 4 fixiert. Die Innenrotoren 22, 32, 42 sind jeweils durch Bolzen, von denen in Fig. 1 nur der Bolzen 24 dargestellt ist, drehfest mit der Antriebswelle 8 verbunden (siehe auch Fig. 5). Die Außenverzahnung der Innenrotoren 22, 32, 42 wirkt in bekannter Weise mit der Innenverzahnung der Außenrotoren 21, 31, 41 so zusammen, daß ein Raum mit sich änderndem Volumen, der in bekannter Weise zur Förderung des Fluids genutzt wird, entsteht. Die Abtrennung der Einlaßseite der Pumpe von der Druckseite der Pumpe erfolgt durch die Scheiben 20, 30, 40, 50 und die Rotorpaare.

Ein Deckel 51, dessen Außendurchmesser dem Innendurchmesser des zylinderförmigen Innenraums entspricht, weist eine Aufnahme für ein zweites Lager 60 auf. Zentrisch in der Aufnahme ist ein Durchgangsloch zur Durchführung der Antriebswelle 8 ausgebildet. Die Antriebswelle 8 ist in Richtung auf die Öffnung des Innenraums gesehen nach der Endscheibe 50 durch das Durchgangsloch in dem Deckel 51 geführt. In die in dem Deckel 51 ausgebildete Aufnahme ist das zweite Lager 60 mit einem Außenkäfig 61 und einem Innenkäfig 62 eingesetzt. Auf die Antriebswelle 8 ist eine Lagerbuchse 52, auf die durch einen Bolzen 53 die Drehbewegung der Antriebswelle 8 übertragen wird, gesetzt, die mit dem Innenkäfig 62 des Lagers 60 drehfest verbunden ist. Der Außenkäfig 61 des Lagers 60 wird vom Deckel 51 gehalten. Derart wird die Antriebswelle 8 im Deckel 51 gelagert.

Die Lagerbuchse 52 ist auf der Antriebswelle 8 in axialer Richtung der Antriebswelle 8 beweglich. Damit ist auch der mit ihr über das Lager 60 verbundene Deckel 51 in axialer Richtung der Welle beweglich. Somit sind alle Bauteile der Pumpe, durch die die Antriebswelle 8 in Richtung auf die Öffnung des Innenraums gesehen nach dem Durchgangsloch im Boden 5 geführt wurde, in axialer Richtung der Welle beweglich.

Die einander gegenüberliegenden Flächen der Scheiben 20, 30, 40, 50 einerseits und der rotierenden Innen- und Außenrotoren 21, 22, 31, 32, 41, 42 andererseits müssen planparallel mit entsprechenden Spalten j ($j = 1 \dots J$) mit einer jeweiligen Dicke D_j zwischen den Flächen justiert werden. Da alle einander zugewandten Flächen der Scheiben, der Rotorpaare, des Bodens und des Deckels plan verlaufen, ist die Einstellung der Summe über alle Spaltdicken D_j durch einfaches Fixieren des Abstandes des Deckels 51 von der dem Innenraum zugewandten Oberfläche des Bodens 5 möglich.

Bei der in Fig. 1 gezeigten Ausführungsform erfolgt die Einstellung des Abstandes des Deckels vom Boden wie folgt:

Die den Rotorpaaren abgewandte Fläche des Deckels 51 ist in einem Bereich entlang des äußeren Umfanges planparallel zu der den Rotorpaaren zugewandten ebenfalls planen Oberfläche des Deckels 51. Auf dieser planparallelen Oberfläche ist ein Distanzelement 56, zum Beispiel eine Einstellscheibe mit vorbestimmter Dicke, deren Außendurchmesser dem Innendurchmesser des Innenraums entspricht, angeordnet und durch ein Sicherungselement 57, einen Sicherungsring oder ähnliches, der mit einer Nut, die in der Wand des zylinderförmigen Innenraums parallel zu der planparallelen Oberfläche ausgebildet ist, in Eingriff steht, gesichert. Derart ist zwar nur die Summe der Spalt-

dicken D_j festgelegt, aber beim Betrieb der Pumpe wird durch die Gleichverteilung des Drucks des Fluids auf die einander zugewandten Oberflächen der Rotorpaare einerseits und der Rotorpaare und der Scheiben andererseits eine Gleichverteilung auf die jeweiligen Spaltdicken zwangsläufig hergestellt.

Die axiale Spieleinstellung des ersten und des zweiten Lagers 10, 60 erfolgt über die Dicke einer Einstellscheibe 54, die auf das über die Lagerbuchse 52 hinausstehende Ende der Antriebswelle 8 geschoben wird, und die Begrenzung des Spiels erfolgt über einen Sicherungsring 55, der mit einer Nut am Ende der Antriebswelle in Eingriff steht. Die Lager 10, 60 der Antriebswelle sind gegeneinander angestellt, das heißt sie nehmen jeweils nur Kräfte in einer Achsrichtung der Welle auf.

In dem Einsatz 4 sind damit alle für die Leistung der Pumpe relevanten Teile vorgesehen und in einfacher Weise justiert. Der Einsatz 4 mit allen für die Leistung der Pumpe relevanten Teile ist in die Ausnehmung des Gehäuses 1 patronenartig eingesetzt und axial durch das Verriegelungselement 9 gesichert. Gegen Verdrehen ist der Einsatz durch eine nicht dargestellte Verdrehsicherung gesichert.

In Fig. 2 ist eine Draufsicht auf die erste Ausführungsform der Pumpe, die in dieser Darstellung nicht in das Gerät 90 eingebaut ist, zu sehen. Die äußere Begrenzungslinie des Verriegelungselementes 9 deutet den Außenumfang des Einsatzes 4 an. Deutlich zu erkennen ist, daß der Einsatz 4 nicht zentrisch im Gehäuse 1 sitzt.

In Fig. 3 ist eine Seitenansicht einer ersten Ausführungsform des Einsatzes 4 dargestellt. Deutlich zu erkennen sind der Eingang 6 und der Ausgang 7, die in mehreren Öffnungen ausgebildet sind, und die den Innenraum des eingesetzten Einsatzes 4 mit dem Einlaß 2 beziehungsweise dem Auslaß 3 verbinden. Die Führungsbereiche 23, 33, 43 des Einsatzes 4, die die Außenrotoren 21, 31, 41 radial fixieren, sind in Fig. 3 deutlich zu erkennen. Der Umfang der durch die Führungsbereiche geführten Außenrotoren ist gestrichelt angedeutet.

Wie in Fig. 3 ebenfalls deutlich zu erkennen ist, ist der Einsatz 4 leicht als Drehteil zu fertigen. Im Falle der Wartung, der Reparatur oder auch der Leistungsvariation der Pumpe ist der Einsatz 4 somit leicht aus dem Gehäuse 1, das auf die jeweilige Einsatzumgebung angepaßt ist, zu entnehmen und durch einen anderen Einsatz 4 zu ersetzen.

In Fig. 4 ist eine Schnittansicht der ersten Ausführungsform der Pumpe im nichteingebauten Zustand dargestellt. Die in Fig. 4 durch die Linie AA angedeutete Schnittebene ist in Fig. 5 und die in Fig. 4 durch die Linie BB angedeutete Schnittebene ist in Fig. 6 dargestellt.

Aus den Fig. 5 und 6 läßt sich leicht das Zusammenwirken der Innen- und der Außenrotoren der jeweiligen Rotorpaare und der Zwischen- beziehungsweise Endscheiben zur Erzeugung eines in seinem Volumen veränderlichen Raumes und zur Abtrennung der Ansaug- von der Druckseite vorstellen. In den Figuren ist ebenfalls deutlich der Abstand a des Parallelversatzes der Achse der Antriebswelle 8 gegenüber der Zylinderachse des Innenraumes des Einsatzes 4 zu erkennen. Der Abstand a entspricht einer halben Zahnhöhe in radialer Richtung der Innenrotoren 22, 32, 42.

Der Innenrotor 22 steht in Eingriff mit dem Außenrotor 21. Der Außenrotor 21 wird vom Führungsbereich 23 des Einsatzes 4 radial geführt. In der Draufsicht unterhalb des Innenrotors 22 und des Außenrotors 21 ist die Zwischenscheibe 30 zu erkennen. In Fig. 6 ist zu sehen, daß die Zwischenscheibe 30 ebenso wie alle anderen Scheiben radial vom Einsatz 4 geführt und gegen Verdrehen in der Rotationsebene der Rotoren durch eine Fixierung 30a gesichert ist.

Der Raum mit dem veränderlichen Volumen nimmt auf der Einlaßbeziehungsweise Ansaugseite zu förderndes Fluid auf und wird in seinem Volumen durch die Rotation des Rotorpaares während er sich zwischen den großflächigeren Abschnitten der Scheiben (in Fig. 5 und 6 oben) befindet, verringert und gibt das geförderte Fluid auf der Auslaßbeziehungsweise Druckseite durch weitere Verringerung des Volumens wieder ab. Wie in den Fig. 5 und 6 gut zu erkennen ist das veränderliche Volumen des Raumes zwischen den kleinflächigeren Bereichen der Scheiben 20, 30, 40, 50 (in Fig. 5 und 6 unten) nahezu null. Es wird also kein Fluid von der Druckseite auf die Ansaugseite zurückgefordert.

Die Innenrotoren 22, 32, 42 sind relativ zueinander bezüglich der Achse der Antriebswelle um $360^\circ/\text{Anzahl der Rotorpaare}$ also um 120° versetzt.

Die Förderleistung der Pumpe hängt im wesentlichen von der Rotoranzahl und der Rotordicke ab. Bei der beschriebenen Ausführungsform kann die Pumpenleistung einfach durch Austausch des Einsatzes 4 gegen einen anderen Einsatz 4, der Rotorpaare mit einer entsprechend anderen Pumpenleistung enthält, geändert werden. Außerdem kann die Pumpenleistung im gleichen Einsatz 4 durch Änderung der Dicke der Rotorpaare (max. Dicke = Höhe der Führungsbereiche 23, 33, 43), d. h. durch Einsatz in der Dicke veränderter Rotorpaare unter gleichzeitiger Anpassung der Scheiben 20, 30, 40, 50, variiert werden. Ebenso ist bei Wartung, Reparatur und ähnlichem ein einfacher Wechsel des Einsatzes 4 möglich.

Zum Einstellen und Testen der Pumpenleistung ist es nicht notwendig den Einsatz in ein bestimmtes Gehäuse 1 einzusetzen, sondern dies kann in jedem anderen Gehäuse, das den Einsatz 4 aufnehmen kann, geschehen.

Durch die Führungsbereiche 23, 33, 43 des Einsatzes 4 ist keine Justierung beziehungsweise Einstellung der radialen und axialen Fixierung der Außenrotoren notwendig. Sämtliche Einstell- und Justiervorgänge der Spaltdicken zwischen den Scheiben und den Rotorpaaren und der Rotationsebenen der Rotorpaare erfolgen durch ein Distanzelement und ein Sicherungselement in axialer Richtung der Antriebswelle 8. Dadurch ist es möglich alle an der Ein-

stellung beteiligten Bauteile mit einer axialen Maßtoleranz zu fertigen. Diese Toleranz muß nur innerhalb der möglichen Dicke des Distanzelementes liegen.

Die Materialien i ($i = 1 \dots I$) aus denen die Rotorpaare 21, 22, 31, 32, 41, 42, die Scheiben 20, 30, 40, 50, der Deckel 51, der Einsatz 4 und das Distanzelement 56 gefertigt sind, weisen jeweils einen Wärmeausdehnungskoeffizienten λ_i auf, der so gewählt ist, daß unter Berücksichtigung der jeweiligen Dicke d_i der Materialien i und der Summe der Dicke D_j der einzelnen Spalte j ($j = 1 \dots J$) in axialer Richtung der Antriebswelle (8) die relative Änderung der temperaturabhängigen Viskosität $\eta(T)$ des Fluids gegenüber der Viskosität $\eta(T_0)$ bei einer vorbestimmten Temperatur T_0 ungefähr proportional zur relativen temperaturabhängigen Änderung der Summe aller Spaltdicken $D_j(T)$ gegenüber der Summe aller Spaltdicken $D_j(T_0)$ bei der Temperatur T_0 ist. Diese Auswahl der Wärmeausdehnungskoeffizienten verhindert, daß durch die abnehmende Viskosität bei einer Temperaturerhöhung des Fluids die Leckverluste durch die Spalte zu stark ansteigen und damit der Wirkungsgrad der Pumpe mit steigender Temperatur überproportional abnimmt.

Bei dieser ersten Ausführungsform sind der Einsatz 4, die Antriebswelle 8, die Scheiben 20, 30, 40, 50, die Rotoren 21, 22, 31, 32, 41, 42 und der Deckel 51 aus zum Teil gehärteten Stählen hergestellt. Bei anderen Ausführungsformen der Erfindung sind insbesondere einige Scheiben und/oder einige Rotoren aus Keramik hergestellt.

Zur Erfüllung hoher Notlaufanforderungen, das heißt eine hohe Lebensdauer bei fehlender Schmierung, - sind die relevanten Flächen durch Härten entsprechend vergütet.

Bei der ersten Ausführungsform nehmen die Lager 10, 60 nur axiale Kräfte auf. Dies wird unter anderem dadurch erreicht, daß die Antriebswelle 8 durch ein mit dem Außenzahnrad 8a der Antriebswelle 8 zusammenwirkendes Innenzahnrad angetrieben wird. Bei anderen Ausführungsformen der Erfindung sind die Lager 10, 60 so ausgebildet, daß sie auch Radial- und/oder Kippkräfte aufnehmen.

Patentansprüche

1. Hydrostatische Pumpe mit

einem Gehäuse (1) mit einem Einlaß (2) und einem Auslaß (3) und mit einer becherförmigen Ausnehmung, mindestens zwei sich in einer Ebene quer zu der Zylinderachse in dem zylinderförmigen Innenraum erstreckenden und jeweils aus einem Außenrotor (21, 31, 41) und einem Innenrotor (22, 32, 42) bestehenden Rotorpaaren, wobei die Innenrotoren radial auf einer parallel zu der Zylinderachse verlaufenden Antriebswelle (8) befestigt sind und eine Scheibe (30, 40) in axialer Richtung der Antriebswelle (8) zwischen den Rotorpaaren, die am Einsatz radial und gegen Verdrehen (30a) fixiert ist, vorgesehen ist,

dadurch gekennzeichnet,

daß ein in seiner Außenform der Innenform der becherförmigen Ausnehmung entsprechender Einsatz (4) mit einem Boden (5) und einem auf der dem Boden (5) abgewandten Seite eine Öffnung aufweisenden zylinderförmigen Innenraum vorgesehen ist,

daß der Einsatz (4) einen den zylinderförmigen Innenraum mit dem Einlaß (2) verbindenden Eingang (6) und einen den zylinderförmigen Innenraum mit dem Auslaß verbindenden Ausgang (7) aufweist, daß der Einsatz (4) patronenartig in die becherförmige Ausnehmung eingeführt und durch ein Verriegelungselement (9) gehalten ist, und

daß eine Scheibe (30, 40) die Rotorpaare mit Spalten dazwischen voneinander trennt und an dem Einsatz (4) fixiert.

2. Hydrostatische Pumpe nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet,

daß die Pumpe als Gerotorpumpe, die Außenrotoren (21, 31, 41) als innenverzahnte Hohlräder und die Innenrotoren (22, 32, 42) als außenverzahnte Ritzel ausgebildet sind,

daß die Antriebswelle (8) um einen Abstand (a), der einer halben Zahnhöhe der Innenrotoren bzw. einer halben Kammhöhe der Außenrotoren in radialer Richtung entspricht, parallel zu der Zylinderachse versetzt ist, und

daß die Innenrotoren (22, 32, 42) so an der Antriebswelle (8) befestigt sind, daß eine Drehbewegung der Antriebswelle (8) auf die Innenrotoren übertragen wird und die Innenrotoren axial entlang der Antriebswelle (8) beweglich sind.

3. Hydrostatische Pumpe nach Anspruch 2, dadurch gekennzeichnet,

daß der Boden (5) des Einsatzes (4) auf der dem Innenraum abgewandten Seite eine Aufnahme für ein erstes Lager (10) und zentrisch in der Aufnahme ein Durchgangsloch, dessen Mittennachse um den Abstand (a) parallel zur Zylinderachse versetzt ist, aufweist,

daß in der Aufnahme ein erstes Lager (10) zur Lagerung der Antriebswelle (8), die durch das Durchgangsloch geführt ist, im Boden (5) vorgesehen ist,

daß auf der dem Boden (5) abgewandten Seite der Rotorpaare ein Deckel (51), der auf der den Rotorpaaren abgewandten Seite eine Aufnahme für ein zweites Lager (60) und zentrisch in der Aufnahme ein Durchgangsloch, dessen Mittennachse um den Abstand (a) parallel zur Zylinderachse versetzt ist, aufweist, auf die Antriebswelle (8) gesetzt ist,

daß in der Aufnahme des Deckels das zweite Lager (60) zur Lagerung der Antriebswelle (8) im Deckel (51) vorgesehen ist, daß der Deckel (51) durch ein Sicherungselement (57) mit dem Einsatz (4) verbunden ist, und daß in axialer Richtung der Antriebswelle (8) ober- und unterhalb der Rotorpaare Spalte vorgesehen sind.

4. Hydrostatische Pumpe nach Anspruch 2 oder 3, dadurch gekennzeichnet, daß in axialer Richtung ober- und unterhalb des obersten beziehungsweise des untersten Rotorpaares (21, 22, 41, 42) je eine weitere Scheibe (20, 50) mit einem Spalt vorgesehen ist.

5. Hydrostatische Pumpe nach einem der Ansprüche 2 bis 4, dadurch gekennzeichnet, daß der relative Winkelversatz bezüglich der Achse der Antriebswelle der Verzahnung der Innen- und Außenrotoren der Rotorpaare $360^\circ/(\text{Anzahl der Rotorpaare})$ beträgt.

6. Hydrostatische Pumpe nach einem der Ansprüche 3 bis 5, dadurch gekennzeichnet, daß zum Einstellen der Spalte ein Distanzelement (56) zwischen dem Deckel (51) und dem Sicherungselement (57) vorgesehen ist.

7. Hydrostatische Pumpe nach einem der Ansprüche 4 bis 6, dadurch gekennzeichnet, daß die Wärmeausdehnungskoeffizienten λ_i der jeweiligen Materialien, aus denen die jeweiligen Rotorpaare (21, 22, 31, 32, 41, 42), die Scheiben (20, 30, 40, 50), der Deckel (51), der Einsatz (4) und das Distanzelement (56) gefertigt sind, so gewählt sind, daß unter Berücksichtigung der jeweiligen Dicke d_i der Materialien die relative Änderung der temperaturabhängigen Viskosität $\eta(T)$ des Fluids gegenüber der Viskosität $\eta(T_0)$ bei einer vorbestimmten Temperatur T_0 gemäß dem Ausdruck

$$\frac{\sum_i \lambda_i \cdot d_i \cdot (T - T_0)}{\sum_j D_j(T_0)} \sim \frac{\eta(T_0) - \eta(T)}{\eta(T_0)}$$

ungefähr proportional zur relativen Änderung der temperaturabhängigen Summe aller Spaltdicken $D_j(T)$ gegenüber der Summe aller Spaltdicken $D_j(T_0)$ bezüglich der Temperatur T_0 ist.

Claims

1. A hydrostatic pump having:

a housing (1) with an inlet (2) and an outlet (3) and with a cup-shaped cutout, at least two pairs of rotors which extend within the cylindrical interior in a plane transversely with respect to the cylinder axis and each comprise an external rotor (21, 31, 41) and an internal rotor (22, 32, 42), the internal rotors being secured radially to a drive shaft (8) running parallel to the cylinder axis, and a plate (30, 40), which is fixed radially to the insert in a manner preventing twisting (30a), being provided in the axial direction of the drive shaft (8) between the pairs of rotors,

characterized

in that an insert (4), corresponding in its external shape to the internal shape of the cup-shaped cutout, and having a base (5) and a cylindrical interior with an opening on the side remote from the base (5), is provided, in that the insert (4) has an input (6) connecting the cylindrical interior to the inlet (2) and an output (7) connecting the cylindrical interior to the outlet,

in that the insert (4) is introduced into the cup-shaped cutout in the manner of a cartridge and held by a locking element (9), and

in that a plate (30, 40) separates the pairs of rotors from one another with gaps therebetween and fixes them to the insert (4).

2. A hydrostatic pump according to Claim 1, characterized in that the pump is constructed as a gerotor pump, the external rotors (21, 31, 41) are constructed as internally toothed hollow gears and the internal rotors (22, 32, 42) are constructed as externally toothed pinions,

in that the drive shaft (8) is offset parallel to the cylinder axis by an amount (a) corresponding to half the tooth depth of the internal rotors or half the mesh depth of the external rotors in the radial direction, and

in that the internal rotors (22, 32, 42) are secured to the drive shaft (8) such that a rotation of the drive shaft (8) is transmitted to the internal rotors and the internal rotors are movable axially along the drive shaft (8).

3. A hydrostatic pump according to Claim 2, characterized in that the base (5) of the insert (4) has on the side remote from the interior a receiver for a first bearing (10) and has, centred in the receiver, a through hole whereof the centre axis is offset parallel to the cylinder axis by the amount (a),

in that a first bearing (10) is provided in the receiver for bearing the drive shaft (8), which is guided through the through hole, in the base (5),

in that, on the side of the pairs of rotors remote from the base (5), a cover (51), which has on the side remote from the pairs of rotors a receiver for a second bearing (60) and, centred in the receiver, a through hole whereof the centre axis is offset parallel to the cylinder axis by the amount (a), is set on the drive shaft (8),

in that the second bearing (60) is provided in the receiver of the cover for bearing the drive shaft (8) in the cover (51), in that the cover (51) is connected to the insert (4) by a securing element (57), and

in that gaps are provided in the axial direction of the drive shaft (8) above and below the pairs of rotors.

4. A hydrostatic pump according to Claim 2 or 3, characterized in that a respective further plate (20, 50) having a gap is provided in the axial direction above and below the topmost and bottommost pair of rotors (21, 22, 41, 42) respectively.

5. A hydrostatic pump according to one of Claims 2 to 4, characterized in that the relative angular offset in relation to the axis of the drive shaft of the toothing of the internal and external rotors of the pairs of rotors is $360^\circ/(\text{number of pairs of rotors})$.

6. A hydrostatic pump according to one of Claims 3 to 5, characterized in that to adjust the gaps a spacer element (56) is provided between the cover (51) and the securing element (57).

7. A hydrostatic pump according to one of Claims 4 to 6, characterized in that the heat expansion coefficients λ_i of the respective materials from which the respective pairs of rotors (21, 22, 31, 32, 41, 42), the plates (20, 30, 40, 50), the cover (51), the insert (4) and the spacer element (56) are made are selected such that, taking into account the respective thickness d_i of the materials, the relative change in the temperature-dependent viscosity $\eta(T)$ of the fluid with respect to the viscosity $\eta(T_0)$ at a predetermined temperature T_0 in accordance with the equation

$$\frac{\sum_i \lambda_i \cdot d_i \cdot (T - T_0)}{\sum_j D_j(T_0)} \sim \frac{\eta(T_0) - \eta(T)}{\eta(T_0)}$$

is approximately proportional to the relative change in the temperature-dependent sum of all the gap thicknesses

$D_j(T)$ with respect to the sum of all the gap thicknesses $D_j(T_o)$ relative to the temperature T_o .

Revendications

- 5 1. Pompe hydrostatique comportant un carter (1) muni d'une admission (2) et d'un échappement (3), ainsi que d'un évidement en forme de godet, au moins deux paires de rotors s'étendant dans un même plan transversalement à l'axe du cylindre s'étendant dans l'espace intérieur de forme cylindrique, et constituées de respectivement un rotor extérieur (21, 31, 41) et d'un rotor intérieur (22, 32, 42), les rotors intérieurs étant fixés radialement sur un arbre d'entraînement (8) s'étendant parallèlement à l'axe du cylindre, avec présence entre les paires de rotors en direction axiale de l'arbre d'entraînement (8), d'un disque (30, 40) qui est fixé radialement sur l'insert et assuré contre toute torsion (30a), caractérisée par la présence d'un insert (4) dont la forme extérieure correspond à la forme intérieure de l'évidement en forme de godet, qui comporte un fond (5), et un espace intérieur de forme cylindrique muni d'un orifice sur le côté opposé au fond (5), en ce que ledit insert (4) présente une entrée (6) reliant l'espace intérieur de forme cylindrique à l'admission (2), et une sortie (7) reliant l'espace intérieur de forme cylindrique à l'échappement, en ce que ledit insert (4) est introduit à la manière d'une cartouche dans l'évidement en forme de godet, et maintenu en place par un élément de verrouillage (9), et en ce qu'un disque (30, 40) sépare les paires de rotors l'un de l'autre par des interstices et est fixé sur l'insert (4).
- 20 2. Pompe hydrostatique selon la revendication 1, caractérisée en ce que la pompe est réalisée sous la forme d'une pompe à rotors engrenés, les rotors extérieurs (21, 31, 41) étant réalisés sous la forme de roues creuses à dentures intérieures, et les rotors intérieurs (22, 32, 42) sous la forme de pignons à dentures extérieures, l'arbre d'entraînement (8) étant décalé d'une distance (a) qui correspond à une demi-hauteur des dents des rotors intérieurs, à savoir une demi-hauteur des entre-dents des rotors extérieurs en direction radiale, parallèlement à l'axe cylindrique, et en ce que les rotors intérieurs (22, 32, 42) sont fixés sur l'arbre d'entraînement (8) de telle manière qu'un mouvement de rotation dudit arbre d'entraînement (8) est transmis aux rotors intérieurs, et que lesdits rotors intérieurs sont mobiles le long de l'arbre d'entraînement (8).
- 30 3. Pompe hydrostatique selon la revendication 2, caractérisée en ce que le fond (5) de l'insert (4) présente, sur le côté opposé à l'espace intérieur, un logement pour un premier palier (10) et centralement dans ce logement, un orifice de passage dont l'axe central est décalé, parallèlement à l'axe cylindrique, de la distance (a), en ce que dans le logement est prévu, dans le fond (5), un premier palier (10) destiné à supporter l'arbre d'entraînement (8) qui passe à travers l'orifice de passage, en ce que sur le côté opposé au fond (5) des paires de rotors est posé, sur l'arbre d'entraînement (8), un couvercle (51) qui présente sur le côté opposé aux paires de rotors un logement pour un deuxième palier (60), et centralement à l'intérieur du logement, un orifice de passage dont l'axe central est décalé de la distance (a) parallèlement à l'axe cylindrique, en ce que dans le logement du couvercle est prévu le deuxième palier (60) destiné à supporter l'arbre d'entraînement (8) dans le couvercle (51), en ce que ledit couvercle (51) est relié avec l'insert (4) par un élément de fixation (57), et en ce qu'en direction axiale de l'arbre d'entraînement (8) sont prévus des interstices en dessous et au-dessus des paires de rotors.
- 40 4. Pompe hydrostatique selon la revendication 2 ou 3, caractérisée en ce qu'en direction axiale, au-dessus et en dessous, respectivement de la paire de rotors la plus haute et de la paire de rotors la plus basse (21, 22, 41, 42), est prévu respectivement un autre disque (20, 50) présentant un interstice.
- 45 5. Pompe hydrostatique selon l'une des revendications 2 à 4, caractérisée en ce que le décalage angulaire relatif, par rapport à l'axe de l'arbre d'entraînement, de la denture des rotors intérieurs et extérieurs des paires de rotors, est égal à $360^\circ/(\text{nombre des paires de rotors})$.
- 50 6. Pompe hydrostatique selon l'une des revendications 3 à 5, caractérisée en ce que pour régler l'interstice, un élément d'écartement (56) est prévu entre le couvercle (51) et l'élément de fixation (57).
- 55 7. Pompe hydrostatique selon l'une des revendications 4 à 6, caractérisée en ce que les coefficients de dilatation thermique λ_i des matières respectives dont sont fabriquées les paires de rotors respectives (21, 22, 31, 32, 41, 42), les disques (20, 30, 40, 50), le couvercle (51), l'insert (4) et l'élément d'écartement (56) sont choisis de telle manière qu'en tenant compte de l'épaisseur d_i respective des matières, la variation relative de la viscosité $\eta(T)$ thermo-dépendante du fluide, par rapport à la viscosité $\eta(T_o)$ à une température prédéterminée T_o , conformément à la formule :

$$\frac{\sum_i \lambda_i \cdot d_i \cdot (T - T_0)}{\sum_j D_j(T_0)} \sim \frac{\eta(T_0) - \eta(T)}{\eta(T_0)}$$

est approximativement proportionnelle à la variation relative de la somme thermo-dépendante de toutes les largeurs d'interstice ($D_j(T)$), par rapport à la somme de toutes les largeurs d'interstice $D_j(T_0)$ concernées par la température T_0 .

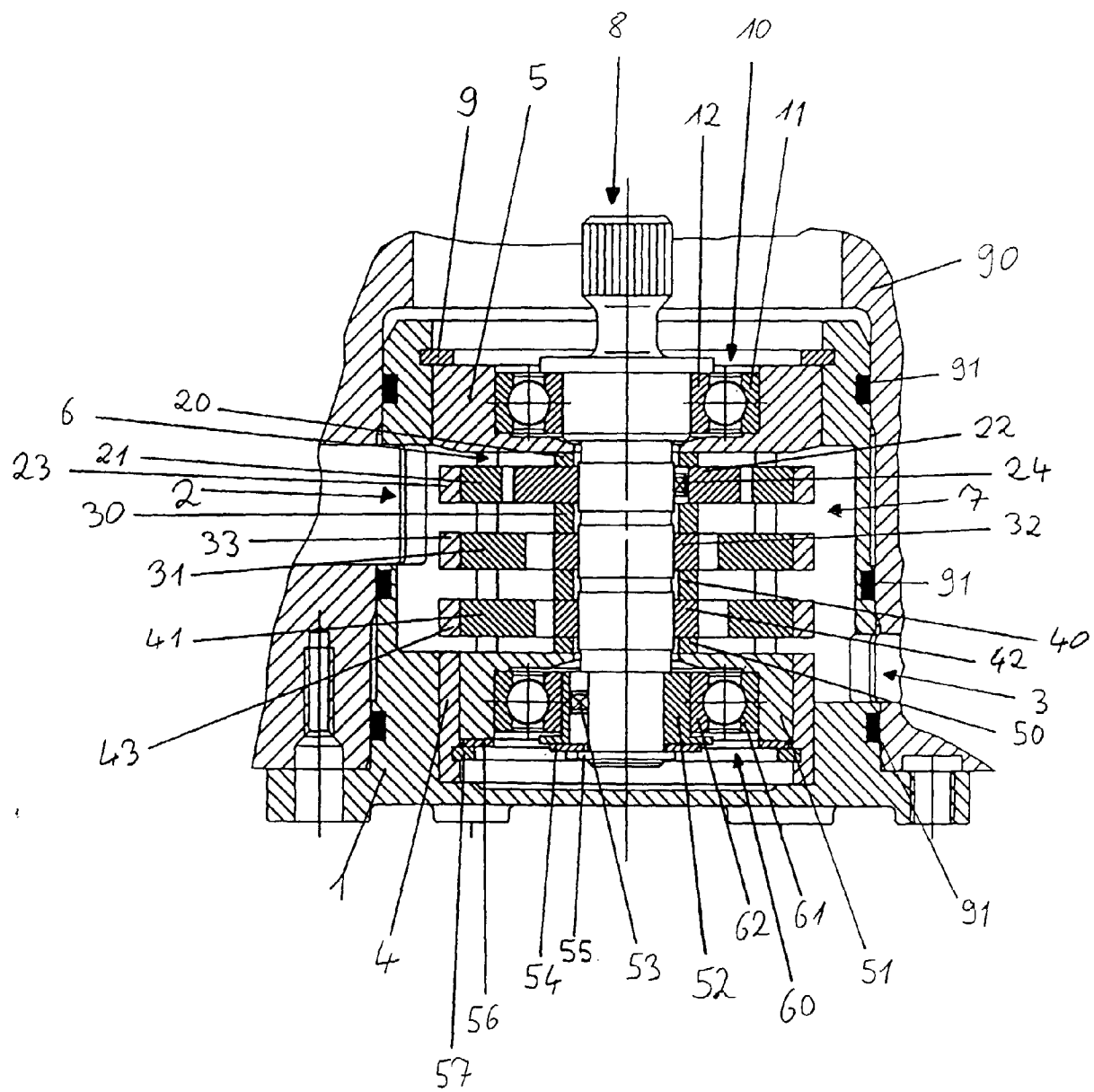


Fig. 1

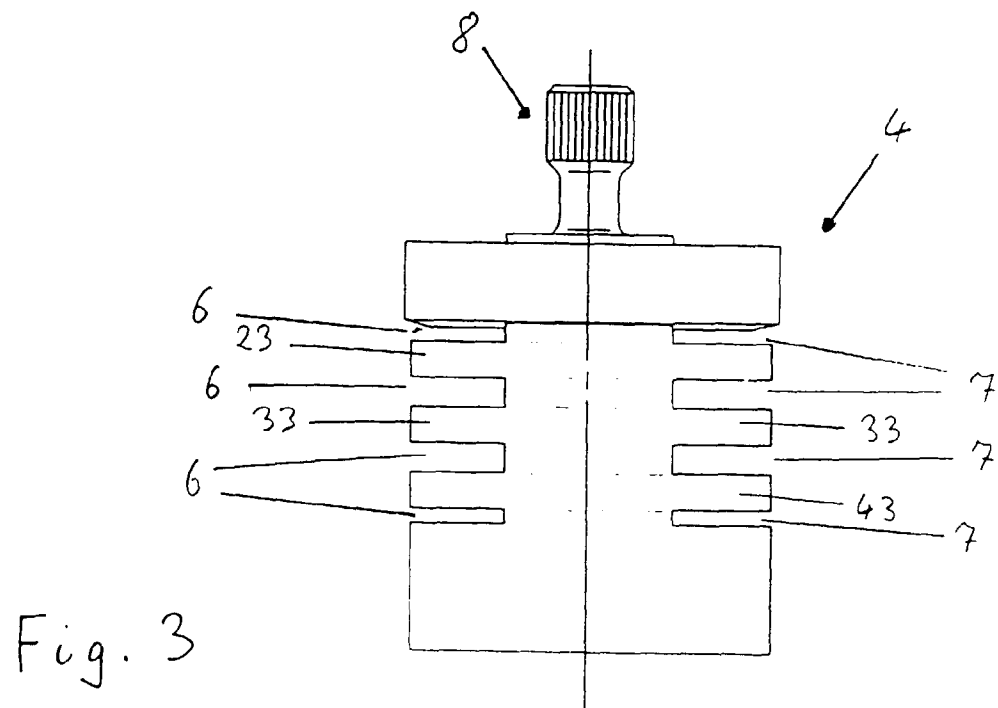
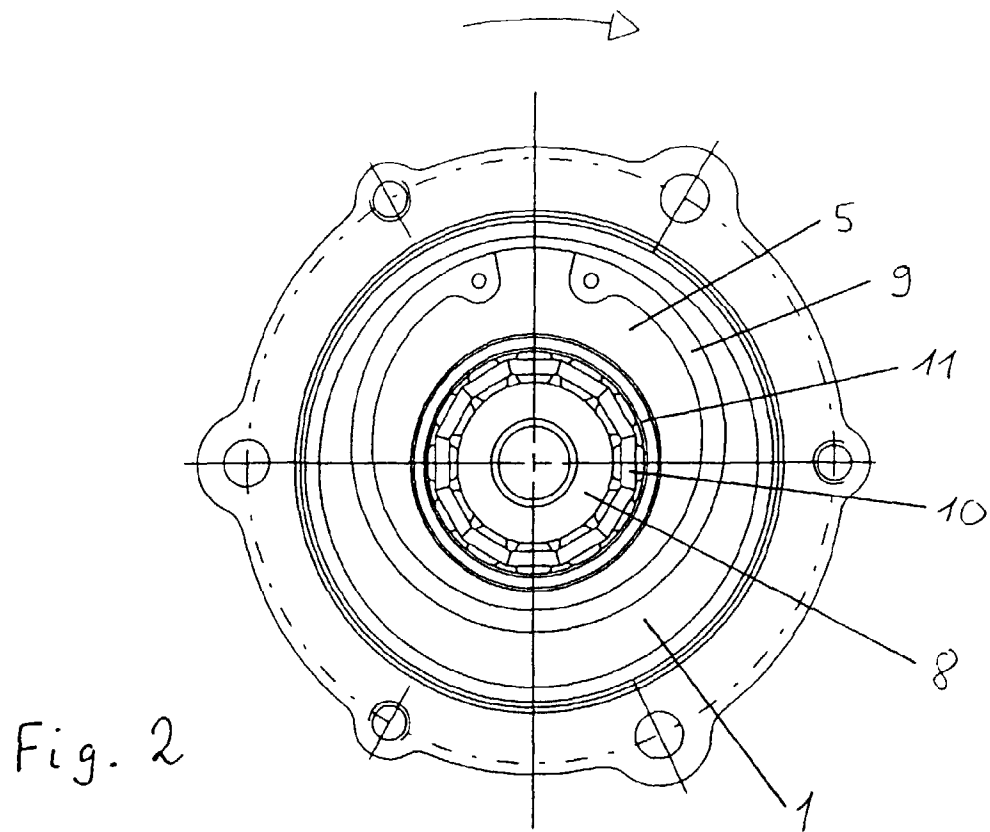


Fig. 4

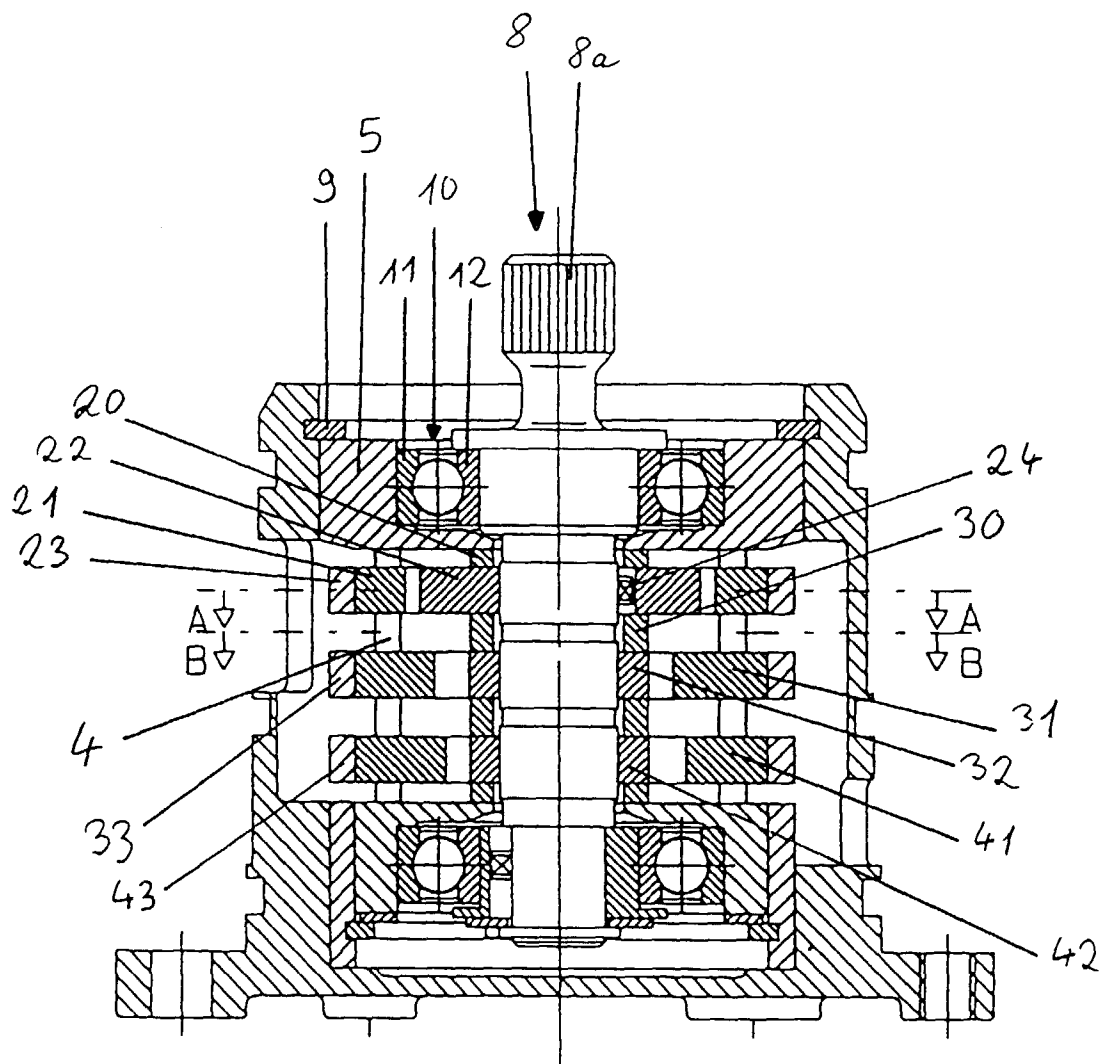
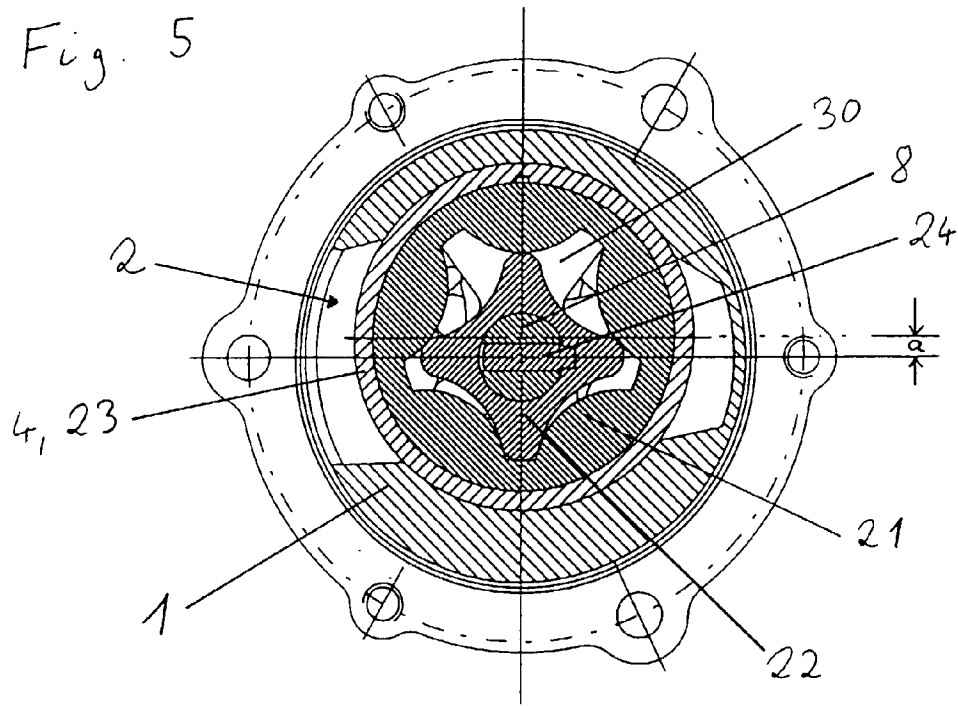
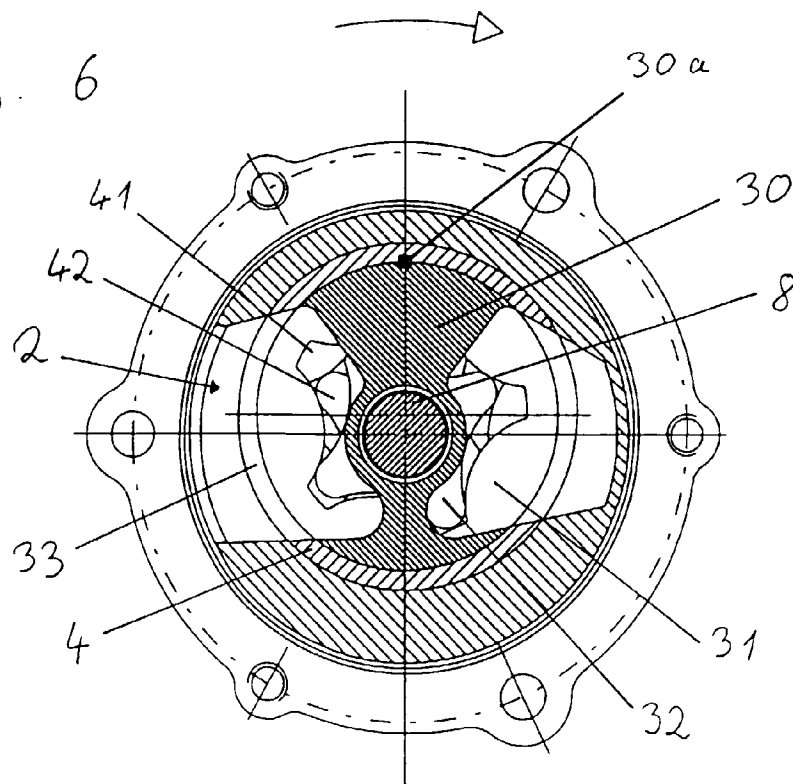


Fig. 5



Schnitt A-A

Fig. 6



Schnitt B-B