



12

## EUROPÄISCHE PATENTSCHRIFT

Veröffentlichungstag der Patentschrift :  
**06.03.91 Patentblatt 91/10**

Int. Cl.<sup>5</sup> : **F04B 1/20**

Anmeldenummer : **88120650.2**

Anmeldetag : **09.12.88**

**Axialkolbenpumpe.**

Priorität : **18.12.87 DE 3743125**

Veröffentlichungstag der Anmeldung :  
**21.06.89 Patentblatt 89/25**

Bekanntmachung des Hinweises auf die  
Patenterteilung :  
**06.03.91 Patentblatt 91/10**

Benannte Vertragsstaaten :  
**DE FR GB IT SE**

Entgegenhaltungen :  
**DE-B- 1 098 780**  
**DE-B- 1 291 632**  
**DE-C- 3 233 579**  
**FR-A- 2 082 604**  
**FR-E- 15 964**  
**US-A- 4 550 645**

Patentinhaber : **BRUENINGHAUS HYDRAULIK GmbH**  
**An den Kelterwiesen 14**  
**W-7240 Horb 1 (DE)**

Erfinder : **Berthold, Heinz**  
**Griesweg 11**  
**W-7240 Horb (DE)**  
Erfinder : **Pecnik, Ivan**  
**Haldenstrasse 17**  
**W-7270 Nagold (DE)**

Vertreter : **Körber, Wolfhart, Dr.rer.nat. et al**  
**Patentanwälte Dipl.-Ing. H. Mitscherlich**  
**Dipl.-Ing. K. Gunschmann Dr.rer.nat. W.**  
**Körber Dipl.Ing. J. Schmidt-Evers Dipl.-Ing. W.**  
**Melzer Steinsdorfstrasse 10**  
**W-8000 München 22 (DE)**

EP 0 320 822 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 bezieht sich auf eine Axialkolbenpumpe gemäß DE-C-3233579, von der auch der Oberbegriff des Anspruchs 1 ausgeht.

Beim Einsatz einer Axialkolbenpumpe im offenen Kreislauf ergeben sich im Bereich der Ansaugöffnung der Axialkolbenmaschine Kavitationsschwierigkeiten, wenn nicht dafür gesorgt wird, daß eine befriedigende Menge des anzusaugenden hydraulischen Mediums bereitgestellt wird. Zur Lösung dieses Problems ist es bekannt, die Ansaugöffnung im Anschlußteil der Axialkolbenpumpe größer auszubilden als die druckseitige Abgabeöffnung. Durch diese Ausgestaltung ist die Förderrichtung der Axialkolbenmaschine vorbestimmt, und es ist deshalb nicht möglich, die Förderrichtung zu wechseln. Um eine solche Axialkolbenpumpe auch für beide Förderrichtungen einsetzen zu können, ist man dazu übergegangen, für die Axialkolbenpumpe zwei zueinander spiegelbildlich ausgestaltete Anschlußteile vorzusehen. Durch Austausch der Anschlußteile kann eine solche Axialkolbenpumpe an die gewünschte Förderrichtung angepaßt werden. Eine solche Ausgestaltung ist, eben weil zwei Anschlußteile vorzusehen sind, nicht nur sehr aufwendig, sondern es bedarf auch hinsichtlich des jeweils nicht eingesetzten Anschlußteils eines Lageraufwandes, um es bei Bedarf zur Verfügung zu haben.

Der Erfindung liegt die Aufgabe zugrunde, eine Axialkolbenpumpe der eingangs bezeichneten Art so auszugestalten, daß sie mit geringerem Aufwand an die jeweils andere Förderrichtung anpaßbar ist.

Diese Aufgabe wird durch die kennzeichnenden Merkmale des Anspruchs 1 gelöst.

Bei der erfindungsgemäßen Ausgestaltung läßt sich die Axialkolbenpumpe durch Drehen des Steuerteils um 180° an die jeweils gewünschte Förderrichtung anpassen. Es bedarf somit keines zusätzlichen Anschlußteils, wie es bei der bekannten Ausgestaltung der Fall ist. Beim Verdrehen des Anschlußteils kommt es zwar zu einer Verlagerung der Ansaug- und Abgabeöffnungen bezüglich der Axialkolbenpumpe bzw. der sie aufnehmenden Maschine, jedoch läßt sich dieses Problem durch den Einsatz von flexiblen Anschlußleitungen oder passenden Anschlußleitungsabschnitten in einfacher Weise lösen.

Das Umrüsten der erfindungsgemäßen Axialkolbenpumpe ist deshalb sehr einfach, weil es lediglich einer Lösung und Entfernung der vorhandenen Befestigungsschrauben für das Anschlußteil bedarf. Danach läßt sich das Anschlußteil in einfacher Weise um 180° drehen, wobei ein vorteilhafterweise vorhandener im Querschnitt runder Zentrieransatz zwischen dem Anschlußteil und dem Gehäuse der Axialkolbenpumpe als Drehlager dienen kann.

Die erfindungsgemäße Ausgestaltung eignet sich für solche Axialkolbenpumpen, bei denen der Wech-

sel der Förderrichtung durch Änderung der Drehrichtung der Antriebswelle oder bei Axialkolbenpumpen verstellbarer Fördermenge durch eine Verstellung der Verstelleinrichtung über den Nullpunkt hinaus erfolgt.

Die Ausgestaltungen nach den Ansprüchen 2 bis 4 ermöglichen die Anpaßbarkeit auch solcher Axialkolbenpumpen, deren Steuerscheiben hinsichtlich der Steueröffnungen (Steuernieren) in ansich bekannter Weise unsymmetrisch ausgebildet sind oder in ansich bekannter Weise sogenannte Druckausgleichskanäle aufweisen.

Gemäß der Ausbildung nach Anspruch 5 wird eine einfache und praktische Kanalführung zur Beaufschlagung der Verstellvorrichtung der Axialkolbenpumpe vorgeschlagen, die in beiden Montagestellungen des Anschlußteils funktionsfähig und vorteilhaft ist.

Die Ausgestaltungen nach den Ansprüchen 6 und 7 beziehen sich auf eine integrierte hydraulische Verstellvorrichtung für eine Axialkolbenpumpe kleiner bzw. kompakter und auch einfacher Bauweise auch hinsichtlich betreffender Einzelteile.

Bei einer Ausbildung gemäß Anspruch 10 erfolgt das Ausschwenken der Schiefscheibe durch die Triebwerkskräfte der Axialkolbenpumpe, so daß es keines zusätzlichen Ausschwenkmechanismus bedarf. Außerdem ist die Schiefscheibe einfach und leicht montierbar bzw. demontierbar. Dabei gewährleisten die Merkmale des Anspruchs 11 eine einfache und kostengünstige Herstellung, wobei die Lagerkörper aus fertigen Kugeln durch Nacharbeit wie Drehen hergestellt werden können.

Die Ansprüche 12 und 13 beziehen sich auf mechanische Anschläge, insbesondere zur Verhinderung des Überschwingens der Schwenkscheibe beim Einschenken mit hohen Stellgeschwindigkeiten.

Bei der Ausgestaltung gemäß Anspruch 14 wird die jeweils höher belastete Lagerstelle von der Gleitbahn der Schiefscheibe ausgehend, intermittierend und von der Höhe des Betriebsdruckes abhängig durch die Kolben mit Drucköl versorgt und somit vorteilhaft geschmiert. Diese Ausgestaltung ermöglicht einen reibungsarmen und verschleißarmen Betrieb mit schnellen Stellzeiten.

Nachfolgend wird die Erfindung anhand von in einer Zeichnung dargestellten bevorzugten Ausführungsbeispielen näher erläutert. Es zeigt :

Fig. 1 eine erfindungsgemäß ausgestaltete Axialkolbenpumpe der Schiefscheibenbauart im axialen Schnitt ;

Fig. 2 die Axialkolbenpumpe in der Unteransicht ;  
Fig. 3 eine Steuerscheibe der Axialkolbenpumpe in der Draufsicht ;

Fig. 4 den Schnitt IV-IV in Fig. 3 ;

Fig. 5 die Anschlußplatte der Axialkolbenpumpe in der Draufsicht.

Die in Fig. 1 allgemein mit 1 bezeichnete Axialkolbenpumpe weist ein zweiteiliges, aus einem topfför-

migen Gehäuseteil 2 und einer Anschlußplatte 3 bestehendes Gehäuse auf, in dem eine sich längs der Mittelachse 4 erstreckende Antriebswelle 5 in Wälzlager 6, 7 gelagert ist, von denen das eine dem topfförmigen Gehäuseteil 2 und das andere der Anschlußplatte 3 zugeordnet ist. Auf der Antriebswelle 5 ist auf einem mit 8 bezeichneten Vielkeilabschnitt eine Zylindertrommel 9 gelagert, die auf einem Teilkreis gleichmäßig verteilt eine Mehrzahl Zylinderbohrungen 11 aufweist, in denen Kolben 12 aufgenommen sind. Die Kolben 12 weisen Kugelköpfe 13 auf, die in Gleitschuhe 14 einpassen, die an der Gleitfläche 15 einer Schiefscheibe 16 anliegen. Die Anlage an der Gleitfläche 15 wird durch eine Rückzugplatte 17 aufrechterhalten, die beim vorliegenden Ausführungsbeispiel mit einer kugelabschnittförmigen Ausnehmung 18 auf einem kugelkopfförmigen Trägerstück 19 gelagert ist. Das Trägerstück 19 ist längs verschieblich auf der Antriebswelle 5 gelagert.

Die Schiefscheibe 16 ist um eine Schwenkachse 22 in einem Schwenklager gelagert, das durch zwei längs der Schwenkachse 22 hintereinander liegende, allgemein mit 23 bezeichnete Auflager gebildet ist, bestehend aus zwei pilzkopfförmigen Lagerstücken 24, die mit ihren im Querschnitt runden Zapfen 25 in Bohrungen 26 im Boden des topfförmigen Gehäuseteils 2 eingesetzt sind und in sphärische Ausnehmungen 27 auf der Rückseite der Schiefscheibe 16 einpassen. Die den Kolben zugewandten sphärischen konvexen Flächen der Lagerstücke 24 und die sphärischen konkaven Flächen der Ausnehmungen 27 bilden somit gehäuseseitige und schiefscheibenseitige Lagerflächen 28. Beim vorliegenden Ausführungsbeispiel sind in den Ausnehmungen 27 pfannenförmige Lagerschalen 29 eingesetzt, die jeweils mit einem radial vorspringenden Kragen 31 am Umfangsrand der Ausnehmungen 27 anliegen und somit gegen Kippbewegungen gesichert sind.

Die Schwenkachse 22 der Schiefscheibe 16 befindet sich in einem Abstand  $a$  von der Wirklinie der aus den Kräften der wirksamen Kolben 12 resultierenden Kolbenkraft 32, wobei dieser Abstand  $a$  sich über die Mittelachse 4 hinaus erstreckt. Die resultierende Kolbenkraft 32 wird von den sich auf der jeweiligen Druckseite befindlichen Kolben 12 erzeugt. Aufgrund des Abstands  $a$  wird im Betrieb der Axialkolbenpumpe 1 die Schiefscheibe 16 mit einem Drehmoment gemäß Fig. 1 entgegen Uhrzeigersinn belastet. Hierdurch ist die Anlage der Schiefscheibe 16 an ihre Verstellung bewirkenden hydraulischen Stellkolben 33 gewährleistet, die parallel zur Antriebswelle 5 im Boden- bzw. Flanschteil des topfförmigen Gehäuseteils 2 angeordnet und in Zylinderbohrungen 34 achsparallel zur Antriebswelle 5, d.h. in Richtung des Doppelpfeils 35 hydraulisch verschiebbar sind. Die Verstellkolben 33 sind der wirksamen resultierenden Kolbenkraft 32 gegenüberliegend angeordnet, d.h. sie befinden sich bezüglich der Schwenkachse 22 auf

der anderen Seite der Axialkolbenpumpe 1, wobei sie einen gleichen Abstand von der Mittelachse 4 aufweisen, ziemlich nahe beieinander und symmetrisch zu einer rechtwinklig zur Schwenkachse 22 verlaufenden Querachse 36 angeordnet sind, vgl. Fig. 2. In der dargestellten Position gemäß Fig. 1 befindet sich die Schiefscheibe 16 in ihrer Position maximalen Kolbenhubs. Durch ein Ausfahren der Stellkolben 33 kann die Schiefscheibe 16 um die Schwenkachse 22 in wahlweise Schwenkstellungen bzw. Fördermengeinstellungen verstellt werden. Zur Begrenzung der maximalen Schwenkstellung sind Anschläge 37 zu beiden Seiten der axialen Querebene 36 den Stellkolben 33 etwa gegenüberliegend angeordnet, die durch seitlich von außen in das Gehäuseteil 2 eingesetzte Bolzen oder Schrauben 38 mit Anschlagzapfen gebildet sind. Bei Anlage an den Anschlägen 37 ist die Axialkolbenmaschine 1 auf minimalen Kolbenhub und minimale Fördermenge eingestellt.

Die Schwenklager 23 sind durch jeweils einen von der Ausnehmung 27 ausgehenden und die Lagerschale 29 sowie die Schiefscheibe 16 durchquerenden Schmierkanal 39 mit dem ölführenden System der Axialkolbenmaschine 1 verbunden und somit ölgeschmiert. Beim vorliegenden Ausführungsbeispiel mündet der Schmierkanal 39 in der Gleitfläche 15 der Schiefscheibe 16 in der Nähe des Teilkreises, auf dem die Kolben 12 angeordnet sind und zwar in einem Bereich, den die Gleitschuhe 14 mit einer Ausnehmung 41 in deren Gleitfläche 42 bestreichen. Die Ausnehmung 41 steht mittels ansich bekannten axialen Kanälen 43, 44 in den Gleitschuhen 14 und den Kolben 12 mit den Arbeitsräumen 45 der Kolbenzylinder in Verbindung. Auf diese Weise wird im Betrieb der Axialkolbenpumpe 1 die jeweils höher belastete Lagerstelle des Schwenklagers 23 beim Überstreichen der Gleitschuhe 14 intermitierend mit unter Arbeitsdruck stehendem Schmieröl versorgt.

Die Zylindertrommel 9 liegt mit ihrer der Schiefscheibe 16 abgewandten Stirnseite an einer Steuerplatte 46 an, die zwischen der Zylindertrommel 9 und der Anschlußplatte 3 angeordnet und um die Mittelachse 4 drehfest an der Anschlußplatte 3 gehalten ist. Die in Fig. 3 im einzelnen dargestellte Steuerplatte 46 weist zwei im wesentlichen nierenförmige, sie durchsetzende Steueröffnungen 47, 48 auf, an die sich in der Anschlußplatte 3 ebenfalls nierenförmige Saug- bzw. Druckkanäle 51, 52 anschließen, von denen der Saugkanal 51 einen gegenüber dem Druckkanal 52 im Querschnitt vergrößerten Endquerschnitt, nämlich eine große Ansaugöffnung 53, hier ein Anschluß für eine nicht dargestellte Ansaugleitung, aufweist. Beim vorliegenden Ausführungsbeispiel ist die Steuerniere 48 auf der Druckseite durch Verstärkungsstege 50 unterbrochen.

An den Enden der Steuernieren 47, 48, die der jeweiligen und in Fig. 3 beispielhaft durch den Pfeil 54 dargestellten Drehrichtung entgegengesetzt sind,

sind ansich bekannte Druckausgleichskerben 55, 56 angeordnet, deren Zweck es ist, die schlagartige Wirkung der Druckveränderungen in den Arbeitsräumen 45 zu verringern, wenn die in der Zylindertrommel 9 vorhandenen, von den Arbeitsräumen 45 ausgehenden Steuerkanäle 57 mit der Hochdruck- oder Niederdruck enthaltenden Steuerniere 47, 48 in Verbindung gelangen.

Beim vorliegenden Ausführungsbeispiel weist die Steuerplatte 46 auf beiden Seiten Druckausgleichskerben 55 auf und zwar an ein und demselben Ende wenigstens der Hochdruck-Steuerniere 48. D.h., auf der Rückseite der Steuerplatte 46 gemäß Fig. 3 sind ebenfalls Druckausgleichskerben 55, 56 hinter den sichtbaren Druckausgleichskerben 55, 56 vorhanden. Die Druckausgleichskerben 55, 56 gehen vom betreffenden Ende der Steuerniere 47, 48 aus und konvergieren keilförmig, wie es im Teilschnitt gemäß Fig. 4 dargestellt ist. Die Druckausgleichskerbe(n) 55 sind ggf. auf beiden Seiten der Steuerplatte 46, vorzugsweise am der Drehrichtung 54 entgegengesetzten Ende der Niederdruck-Steuerniere 47 angeordnet.

Die Drehsicherung der Steuerplatte 46 erfolgt durch eine Zapfenverbindung mit einem vorzugsweise von der Anschlußplatte 3 ausgehenden Zapfen (Fig. 5), der in ein Sackloch oder Durchgangsloch in der Steuerplatte 46 einfaßt. Die Anordnung ist so getroffen, daß die Steuerplatte 46 wahlweise mit ihrer einen oder anderen Stirnseite an die Anschlußplatte 3 angesetzt werden kann und zwar ist sie im wesentlichen um eine mit der Querachse 36 gemäß Fig. 2 parallelen Querachse 58 klappbar, so daß die Steuernieren 47, 48 immer mit den ebenfalls nierenförmigen Saug- bzw. Druckkanälen 51, 52 in der Anschlußplatte 3 korrespondieren. Dabei ist vorzugsweise die Anordnung des Zapfens 60 und eines den Zapfen 60 jeweils aufnehmenden, hier durchgehenden Zapfenlochs 61 so getroffen, daß die beiden wahlweisen Montagepositionen der Steuerplatte 46 sich bezüglich der durch die Anschlußplatte 3 vorgegebene Position unterscheiden, und zwar ist die eine Montageposition gegenüber der anderen Montageposition in Umfangsrichtung versetzt, was durch den in Fig. 4 dargestellten, einen Versatz des Zapfenlochs 61 zur Querachse 58 darstellenden Winkel  $b$  verdeutlicht ist. D.h., die Steuernieren 47, 48 liegen bezüglich der durch die Steuerkanäle 57 vorgegebenen Anordnung nicht symmetrisch und zwar aus funktionellen Gründen zwecks Erreichung eines bestimmten Vorlaufs, was ansich bekannt ist. Der Winkel  $b_1$  in Fig. 3 zeigt den Winkerversatz in der umgeklappten Montagestellung der Steuerplatte 46.

Beim vorliegenden Ausführungsbeispiel ist die Steuerplatte 46 parallel ausgestaltet.

Im Betrieb wird die Zylindertrommel 9 durch die Antriebswelle 5 in Rotation versetzt. Dabei geraten die Zylinderbohrungen 11 über die Steuerkanäle 57 wechselseitig mit den Steuernieren 47, 48 in Verbin-

dung, wodurch aufgrund der Bewegung der Kolben 12 die Pumpwirkung sich in bekannter Weise ergibt. Die Strömungsrichtung des hydraulischen Mediums ist in Fig. 1 durch die Pfeile 62 und 63 verdeutlicht. Die Abdichtung zwischen der Zylindertrommel 9 und der Steuerplatte 46 ist durch eine Druckfeder 64 gewährleistet, die zwischen einem Innenring 65 der Zylindertrommel 9 und einem Druckring eingespannt ist. Zwischen dem Druckring und dem Trägerstück 19 erstrecken sich wenigstens ein axiales Druckelement beim vorliegenden Ausführungsbeispiel in Form von drei auf dem Umfang verteilten Druckstiften 66, die in einer Führung der Zylindertrommel 9 axial verschiebbar sind. Durch die Druckfeder 64 werden somit die Zylindertrommel 9 gegen die Steuerplatte 46 und das Trägerstück 19 gegen die Rückzugplatte 17 und folglich auch die Schiefscheibe 16 gegen das Auflager 23 elastisch beaufschlagt. Ein vergleichbarer Zweck könnte in vorteilhafter Weise auch durch z.B. in den Zylinderbohrungen 11 angeordneten Druckfedern erreicht werden, die die Kolben 12 in Richtung auf die Schiefscheibe 16 beaufschlagen.

Die Anschlußplatte 3 ist so ausgestaltet, daß sie um die Mittelachse 4 wahlweise um  $180^\circ$  verdreht montierbar ist. Dies gilt insbesondere für die beim vorliegenden Ausführungsbeispiel vier Stück auf einem Teilkreis gleichmäßig verteilten Befestigungsschrauben 67 und die sich auf die Steueranordnung beziehenden Ausgestaltungen wie die nierenförmigen Saug- bzw. Druckkanalabschnitte 51, 52, die Zapfenverbindung zwischen der Anschlußplatte 3 sowie der Steuerplatte 46 und der allgemein mit 68 bezeichneten Zentrierung mit einem im Querschnitt runden Ansatz 69 an der Anschlußplatte 3, der etwa schließend in den im Querschnitt ebenfalls runden Hohlraum 71 des Gehäuses einfaßt. Die Anschlußplatte 3 kann somit nach Lösen und Entfernen der Befestigungsschrauben 67 um  $180^\circ$  gedreht und wieder befestigt werden. Durch ein gleichzeitiges Umklappen der Steuerplatte 46 in die andere bzw. richtige Funktionsstellung läßt sich die Axialkolbenmaschine 1 in einfacher Weise an eine Umkehrung der Förderrichtung anpassen und zwar läßt sich die im Querschnitt größere Ansaugöffnung 53 in die durch die Umkehrung der Strömungsrichtung vorgegebene Position anordnen, nämlich wahlweise auf der einen oder anderen Seite der Axialkolbenmaschine 1, so daß ein störungsfreies Ansaugen bzw. eine störungsfreie Füllung der ansaugenden Kolbenzylinder erreicht wird.

Beim vorliegenden Ausführungsbeispiel ist die Anschlußplatte 3 aus gezogenem Profilmaterial vorzugsweise quadratischen Querschnitts hergestellt. Hierdurch ist eine kostengünstige Herstellung möglich. Die Befestigungsschrauben 67 sind in einander gegenüberliegender Position in den Eckenbereich der Anschlußplatte 3 angeordnet.

Die Montage bzw. Demontage der Schiefscheibe 16 ist sehr einfach, weil sie nach Entfernung der

Anschlußplatte 3 sowohl einzeln als auch auf der Antriebswelle 5 als Baueinheit vormontiert von der offenen Seite des Gehäuses her in das Gehäuseteil 2 eingesetzt und in entgegengesetzter Richtung wieder entnommen werden kann.

Beim vorliegenden Ausführungsbeispiel ist zur Fördermengeneinstellung der Axialkolbenpumpe 1 ein allgemein mit 72 bezeichnetes Ventil vorgesehen, mit dem es möglich ist, die Fördermengeneinstellung in Abhängigkeit des vorhandenen Arbeitsdruckes so zu regeln, daß mit steigendem Arbeitsdruck die Fördermenge verringert und mit sinkendem Arbeitsdruck die Fördermenge vergrößert wird (Druckregelung) oder die Fördermenge auch nur druckabhängig begrenzt wird.

Hierzu ist das Ventil 72 in einer den Druckkanal 52 mit den Arbeitsräumen 73 der allgemein mit 74 bezeichneten Verstellzylinder verbindenden Leitung angeordnet, um die Beaufschlagung der Verstellkolben 33 zu regeln oder zu steuern. Dieser aus mehreren Abschnitten und mit 75 bezeichnete Verbindungskanal ist im Bereich der Anschlußplatte 3 mit dem Druckkanal 52 verbunden. Um auch bei den vorhandenen beiden um 180° zueinander verdrehten Anbaupositionen der Anschlußplatte 3 die hydraulische Versorgung der Verstellzylinder 74 bzw. die Abnahme des Arbeitsdruckes zu gewährleisten, sind in der Anschlußplatte 3 zwei von außen angebohrte und verschlossene Verbindungskanalzweige 76, 77 (Fig. 5) vorgesehen, von denen der eine Verbindungskanalzweig 76 in der einen Montageposition und der andere Verbindungskanalzweig 77 in der um 180° verdrehten anderen Montageposition der Anschlußplatte 3 an der mit 78 bezeichneten Schnittstelle (Fig. 1) des Verbindungskanals 75 korrespondiert. Diese Schnittstelle 78 befindet sich in der Teilungsfuge zwischen dem Gehäuseteil 2 und der Anschlußplatte 3, und sie ist in nicht dargestellter Weise zur Teilungsfuge hin abgedichtet.

Von dieser Schnittstelle 78 aus verläuft der Verbindungskanal 75 zunächst axial im Gehäuseteil 2 in den Bereich des daran seitlich und vorzugsweise symmetrisch an einer Anbaufläche 79 angesetzten und in nicht dargestellter Weise befestigten Ventils 72, dessen Ventilgehäuse allgemein mit 81 bezeichnet ist. Beim vorliegenden Ausführungsbeispiel weist das Ventil 72 einen Ventilschieber 82 mit einem zu beiden Seiten Steuerkanten aufweisenden Bund auf, der mit einem von der den Schieber 82 aufnehmenden Bohrung 86 zu den Arbeitsräumen 73 erstreckenden Verbindungskanalabschnitt 87 eine variable Ventilöffnung bildet. Der Schieber 82 ist an seinem in Fig. 1 oberen Ende durch eine Feder 89 in eine die Ventilöffnung schließende Stellung beaufschlagt. Beim Vorhandensein eines bzw. eines bestimmten Arbeitsdruckes wird der Schieber 82 entgegen der Feder 89 hochgedrückt, wodurch der Durchgang am Verbindungskanalabschnitt 87 geöffnet und die Ver-

stellkolben 33 über Verbindungskanalzweige 91, 92 (Fig. 2) zwecks Verringerung bzw. Begrenzung der Fördermenge hydraulisch ausgefahren werden. Die Verbindungskanalabschnitte 91, 92 sind jeweils über eine Umfangsnut 93 und einen radialen und axialen Verbindungskanalabschnitt 94, 95 (Fig. 1) im Verstellkolben 33 mit den Arbeitsräumen 73 der Verstellzylinder 74 verbunden.

Die Entlüftung der Verstellzylinder 74 und des die Feder 89 sowie ein Druckstück 96 aufnehmenden Hohlraums 97 ist durch Entlüftungskanalabschnitte 98, 99, 100 gewährleistet, die mit dem Gehäuse-Hohlraum 71 des Pumpengehäuses verbunden sind. Beim vorliegenden Ausführungsbeispiel wird der Entlüftungskanalabschnitt 98 vom hinter dem Bund liegenden Bohrungsabschnitt 86 gebildet, d.h. dieser Entlüftungskanalabschnitt 98 geht von der Ventilöffnung aus, und er ist bei einer Beaufschlagung der Verstellkolben 33 durch den Bund verschlossen.

Die Vorspannkraft der Feder 89 ist durch eine Stellschraube 101 einstellbar, an die die Feder 89 sich über einen Federsteller 102 abstützt. Die Stellschraube 101 ist durch eine Mutter 103 sicherbar.

Es ist im Rahmen der Erfindung möglich, das Ventil 72 so auszugestalten und die Anordnung so zu treffen, daß es die Schiefscheibe 16 zwischen lediglich zwei Stellungen, nämlich zwischen der Maximal- und Minimaleinstellung, zu verstellen vermag.

Im Rahmen der Erfindung ist es auch möglich, eine Steuerscheibe als Steuerplatte 46 einzusetzen, deren Steuernieren 47, 48 symmetrisch bezüglich der auch in Fig. 5 bezeichneten Querebene 36 angeordnet sind. Hierzu ist zu bemerken, daß die im Querschnitt größere Ansaugöffnung 53, die im Querschnitt kleinere Abgabeöffnung 104, die Ansaug- und Druckkanäle 51, 52 und die Steuernieren 47, 48 in Fig. 1 zwecks Verbesserung des Verständnisses um 90° verdreht dargestellt sind, was durch eine Bruchlinie verdeutlicht ist. In Wirklichkeit liegen die vorgenannten Ausgestaltungsmerkmale zu beiden Seiten der Querebene 36 (siehe Fig. 5), die auch die Schnittebene gemäß Fig. 1 darstellt, und in der auch die Querrachse 58 liegt.

Je nach Verwendungsfall der Axialkolbenpumpe 1 ist es auch nicht unbedingt notwendig, Druckausgleichskerben in der Steuerscheibe 46 vorzusehen. In einem solchen Fall kann die Anpassung der Axialkolbenmaschine 1 bezüglich der Umsetzung der Steuerscheibe 46 auch dadurch erfolgen, daß die Steuerscheibe bzw. Steuerplatte 46 um die Mittelachse 4 um im wesentlichen 180° verdreht wird im Gegensatz zur Umklappung beim vorbeschriebenen Ausführungsbeispiel. Auch eine solche Ausgestaltung ist somit funktionsfähig, um die Axialkolbenpumpe 1 an die Umkehrung der Förderrichtung anzupassen.

Beim Ausführungsbeispiel gemäß Fig. 1 wird die Umkehrung der Förderrichtung durch Drehrichtungs-

wechsel der Antriebswelle 5 erreicht. Eine Förderrichtungsumkehrung kann jedoch auch dadurch erreicht werden, daß die vorhandene Verstellvorrichtung der Axialkolbenpumpe im Gegensatz zum Ausführungsbeispiel gemäß Fig. 1 über den Nullpunkt hinaus verstellbar ist.

## Ansprüche

1. Axialkolbenpumpe konstanter oder verstellbarer Fördermenge, insbesondere der Schiefscheibenbauart, mit einem zweiteiligen Gehäuse, nämlich einem die Kolben direkt oder indirekt aufnehmenden Gehäuseteil und einem Anschlußteil, durch das sich der Druckkanal und der Saugkanal erstrecken, wobei der Saugkanal eine gegenüber dem Druckkanal im Querschnitt vergrößerte Ansaugöffnung aufweist, dadurch gekennzeichnet, daß das Anschlußteil (3) wahlweise in zwei zueinander um im wesentlichen um 180° um die Mittelachse (4) der Axialkolbenpumpe (1) verdrehten Positionen an das Gehäuseteil (82) anbaubar ist.

2. Axialkolbenpumpe nach Anspruch 1, wobei die Kolben in einer drehbaren Zylindertrommel angeordnet sind, und zwischen der Zylindertrommel und dem Anschlußteil eine Steuerscheibe mit Steueröffnungen angeordnet ist, dadurch gekennzeichnet, daß die Steuerscheibe (46) wahlweise in zwei Montagestellungen montierbar ist, die zueinander im wesentlichen um 180° um die Mittelachse (4) der Axialkolbenpumpe (1) verdreht oder um eine im wesentlichen mittig zu den Steueröffnungen (47, 48) verlaufende Querachse (58) verdreht sind.

3. Axialkolbenpumpe nach Anspruch 2, dadurch gekennzeichnet, daß die Steueröffnungen (47, 48) in der Steuerscheibe (46) bezüglich der Querachse (58) in Umfangsrichtung geringfügig versetzt sind (Winkel  $b_1$ ).

4. Axialkolbenmaschine nach Anspruch 2 oder 3, dadurch gekennzeichnet, daß die Steuerscheibe (46) auf beiden Stirnseiten an den der Drehrichtung (54) der Axialkolbenpumpe (1) entgegengerichteten Enden Druckausgleichskanäle (55, 56) aufweist.

5. Axialkolbenpumpe nach wenigstens einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß die Schiefscheibe (16) durch einen Verstellzylinder (74) verstellbar ist, der durch einen sich durch das Gehäuseteil (2) und das Anschlußteil (3) erstreckenden Verbindungskanal (75) innerhalb des Anschlußteils (3) mit dem Druckkanal (52) verbunden ist, wobei der Verbindungskanal (75) im Bereich des Anschlußteils (3) zwei Verbindungskanalabschnitte (76, 77) aufweist, von denen der eine Verbindungskanalzweig (76) in der einen Anbaustellung und der andere Verbindungskanalzweig (77) in der anderen Anbaustellung des Anschlußteils (3) mit dem sich im Gehäuseteil (2) erstreckenden Abschnitt des Verbin-

dungskanals in der Teilungsfuge (78) korrespondiert.

6. Axialkolbenpumpe nach Anspruch 5 dadurch gekennzeichnet, daß der Verstellzylinder (74) in den Flansch bzw. Boden des Gehäuseteils (2) integriert ist.

7. Axialkolbenpumpe nach Anspruch 5 oder 6, dadurch gekennzeichnet, daß zwei Verstellzylinder (74) vorgesehen sind, deren Verstellkolben (33) auf einem gedachten Teilkreis nebeneinander angeordnet sind.

8. Axialkolbenpumpe nach wenigstens einem der Ansprüche 5 bis 7, dadurch gekennzeichnet, daß der wenigstens eine Verstellzylinder (74) durch ein vom Arbeitsdruck beaufschlagtes Steuer- oder Regelventil (72) gesteuert oder geregelt wird.

9. Axialkolbenpumpe nach Anspruch 8, dadurch gekennzeichnet, daß das Steuer- oder Regelventil (72) seitlich am Gehäuseteil (2) dem Verstellzylinder (74) gegenüberliegend, insbesondere in einer zu zwei vorhandenen Verstellzylindern (74) symmetrischen Position angeordnet ist.

10. Axialkolbenpumpe nach wenigstens einem der Ansprüche 1 bis 9, dadurch gekennzeichnet, daß die Schiefscheibe (16) auf zwei einen Abstand voneinander aufweisenden Lagerstücken (24) mit in Richtung auf die Kolben freien, sphärischen Lagerflächen (28) lose zwischen den Lagerstücken (24) und den Kolben (12) angeordnet ist, wobei die sich durch die Lagerstücke (24) erstreckende Schwenkachse (22) einen Abstand (a) von der korrespondierenden Krafttrichtung (32) der Kolben (12) aufweist und der wenigstens eine Verstellkolben (33) lose gegen die den Kolben (12) abgewandten Seite der Schiefscheibe (16) drückt.

11. Axialkolbenpumpe nach Anspruch 10, dadurch gekennzeichnet, daß die Lagerstücke (24) pilzkopfartig geformt sind und mit ihren Zapfen (25) in Löchern (26) eingesteckt sind, die im Gehäuseteil (2) oder Anbauteilen desselben ausgebildet sind.

12. Axialkolbenpumpe nach wenigstens einem der Ansprüche 5 bis 11, dadurch gekennzeichnet, daß die maximale Schwenkstellung der Schiefscheibe (16) durch den gegen einen Anschlag völlig eingeschobenen Verstellkolben (33) begrenzt ist.

13. Axialkolbenpumpe nach wenigstens einem der Ansprüche 5 bis 12, dadurch gekennzeichnet, daß der Schiefscheibe (16) auf der Seite, auf der der wenigstens eine Verstellzylinder (74) angeordnet ist, wenigstens ein Anschlag (37) zur Begrenzung ihrer minimalen Schwenkstellung zugeordnet ist, der vorzugsweise durch eine von außen in das Gehäuseteil (2) eingeschraubte Schraube (38) gebildet ist.

14. Axialkolbenpumpe nach wenigstens einem der Ansprüche 10 bis 13, dadurch gekennzeichnet, daß die Köpfe der Kolben (12) schwenkbar in Gleitschuhen (13) gelagert sind, die an der Triebsscheibe (16) anliegen, daß sich jeweils ein von der Ausnehmung (27) durch die Schiefscheibe (16) erstrecken-

der, an deren Schieffläche (15) austretender Schmierkanal vorgesehen ist, die mit Schmierkanälen korrespondiert, der sich längs durch die Kolben (12) und die Gleitschuhe (13) erstrecken.

## Claims

1. An axial piston pump of fixed or adjustable displacement, in particular of the swash plate type, having a two-part housing, namely a housing part accommodating the pistons either directly or indirectly and a connecting piece through which the pressure passage and the suction passage extend, wherein the suction passage has a larger cross-sectional suction opening than the pressure passage, characterised in that the connecting piece (3) can be mounted on the housing part (82) in two alternative positions which, in relation to one another, are turned substantially through 180° about the centre axis (4) of the axial piston pump (1).

2. An axial piston pump according to claim 1 wherein the pistons are arranged in a rotatable cylinder drum and a control disc having control openings is arranged between the cylinder drum and the connecting piece, characterised in that the control disc (46) can be mounted as desired in two mounting positions which, in relation to one another, are turned substantially through 180° about the centre axis (4) of the axial piston pump (1) or are turned about a transverse axis (58) extending substantially centrally of the control openings (47, 48).

3. An axial piston pump according to claim 2, characterised in that the control openings (47, 48) in the control disc (46) are slightly offset (angle  $b_1$ ) in the circumferential direction relative to the transverse axis (58).

4. An axial piston machine according to claim 2 or claim 3, characterised in that the control disc (46) has pressure balancing passages (55, 56) on both front faces at the ends opposite the direction of rotation (54) of the axial piston pump (1).

5. An axial piston pump according to at least one of the preceding claims, characterised in that the swash plate (16) can be adjusted by an adjusting cylinder (74) which is connected to the pressure passage (52) within the connecting piece (3) by a connecting passage (75) extending through the housing part (2) and the connecting piece (3), wherein the connecting passage (75) has, in the region of the connecting piece (3), two connecting passage sections (76, 77), of which the one connecting passage branch (76) in one mounting position and the other connecting passage branch (77) in the other mounting position of the connecting piece (3) corresponds in the joint (78) with the section of the connecting passage extending in the housing part (2).

6. An axial piston pump according to claim 5,

characterised in that the adjusting cylinder (74) is integrated in the flange or floor of the housing part (2).

7. An axial piston pump according to claim 5 or claim 6, characterised in that two adjusting cylinders (74) are provided of which the adjusting pistons (33) are arranged next to one another on an imaginary pitch circle.

8. An axial piston pump according to at least one of claims 5 to 7, characterised in that the at least one adjusting cylinder (74) can be controlled or regulated by a control or regulating valve (72) acted on by the working pressure.

9. An axial piston pump according to claim 8, characterised in that the control or regulating valve (72) is arranged laterally on the housing part (2), opposite the adjusting cylinder (74), in particular in a position symmetrical with respect to two adjusting cylinders (74).

10. An axial piston pump according to at least one of claims 1 to 9, characterised in that the swash plate (16) is arranged on two bearing parts (24) spaced apart and having free spherical bearing surfaces (28) facing the pistons, loosely between the bearing parts (24) and the pistons (12), wherein the swivel axis (22) extending through the bearing parts (24) is at a distance (a) from the corresponding direction of force (32) of the piston (12) and the at least one adjusting piston (33) presses loosely against the side of the swash plate (16) remote from the pistons (12).

11. An axial piston pump according to claim 10, characterised in that the bearing parts (24) are mushroomshaped and are inserted with their stems (25) in holes (26) in the housing part (2) or parts built thereon.

12. An axial piston pump according to at least one of claims 5 to 11, characterised in that the maximum tilting position of the swash plate (16) is limited by the adjusting piston (33) being pushed right up against a stop.

13. An axial piston pump according to at least one of claims 5 to 12, characterised in that associated with the swash plate (16) on the side on which the at least one adjusting cylinder (74) is arranged, is at least one stop (37) to limit its minimum tilt position which is preferably formed by a screw (38) screwed from the outside into the housing part (2).

14. An axial piston pump according to at least one of claims 10 to 13, characterised in that the heads of the pistons (12) are pivotably mounted in slippers (13) which abut against the drive disc (16), in that a respective lubricating passage is provided which extends from the recess (27) through the swash plate (16) and emerges at its inclined surface (15), and which corresponds with lubricating passages which extend longitudinally through the pistons (12) and the slippers (13).



## Revendications

1. Pompe à pistons axiaux, à débit constant ou réglable, en particulier du type à plateau oblique, avec un carter en deux parties, à savoir une partie recevant les pistons, directement ou indirectement, et une partie de raccordement à travers laquelle s'étendent le canal de refoulement et le canal d'aspiration, le canal d'aspiration présentant une ouverture d'aspiration de section agrandie par rapport au canal de refoulement, **caractérisée** en ce que la partie de raccordement (3) peut être montée, au choix, sur la partie (2) du carter, en deux positions décalées angulairement, l'une par rapport à l'autre, d'essentially 180° autour de l'axe médian (4) de la pompe à pistons axiaux (1).

2. Pompe à pistons axiaux selon la revendication 1, dans laquelle les pistons sont disposés dans un barillet tournant, et un plateau de commande, avec des ouvertures de commande, est disposé entre le barillet et la partie de raccordement, **caractérisée** en ce que le plateau de commande (46) est susceptible d'être monté, au choix, dans deux positions de montage décalées angulairement, l'une par rapport à l'autre, d'essentially 180° autour de l'axe médian (4) de la pompe à pistons axiaux (1), ou bien autour d'un axe transversal (58) s'étendant essentiellement au milieu entre les ouvertures de commande (47, 48).

3. Pompe à pistons axiaux selon la revendication 2, caractérisée en ce que les ouvertures de commande (47, 48) dans le plateau de commande (46) sont légèrement décalées (angle b,) dans le sens périphérique, par rapport à l'axe transversal (58).

4. Pompe à pistons axiaux selon la revendication 2 ou 3, caractérisée en ce que le plateau de commande (46) présente sur ses deux faces, aux extrémités opposées au sens de rotation (54) de la pompe à pistons axiaux (1), des canaux d'égalisation de pression (55, 56).

5. Pompe à pistons axiaux selon au moins une des revendications précédentes, caractérisée en ce que le plateau oblique (16) est réglable au moyen d'un vérin de réglage (74) qui est relié par un canal de liaison (75) s'étendant à travers la partie (2) du carter et la pièce de raccordement (3), avec le canal de refoulement (52) à l'intérieur de la pièce de raccordement (3), le canal de liaison (75) présentant dans la région de la pièce de raccordement (3) deux sections (76, 77) du canal de liaison, dont l'une, la branche (76) du canal de liaison, correspond dans le plan de jonction (78), et dans une position donnée de montage de la pièce de raccordement (3), à la section du canal de liaison qui s'étend dans la partie (2) du carter, et l'autre branche (77) du canal de liaison correspond, dans le plan de jonction (78) et dans l'autre position de montage de la pièce de raccordement (3), à ladite section du canal de liaison qui s'étend dans la partie (2) du carter.

6. Pompe à pistons axiaux selon la revendication 5, caractérisée en ce que le vérin de réglage (74) est intégré dans la bride ou dans le fond de la partie (2) du carter.

7. Pompe à pistons axiaux selon la revendication 5 ou 6, caractérisée en ce que sont prévus deux vérins de réglage (74) dont les pistons de réglage (33) sont disposés côte à côte sur un cercle gradué imaginaire.

8. Pompe à pistons axiaux selon au moins une des revendications 5 à 7, caractérisée en ce qu'au moins un vérin de réglage (74) est commandé ou réglé par une vanne de commande ou de régulation (72) alimentée à la pression de travail.

9. Pompe à pistons axiaux selon la revendication 8, caractérisée en ce que la vanne de commande ou de régulation (72) est disposée latéralement sur la partie (2) du carter faisant face au vérin de réglage (74), en particulier en une position symétrique par rapport aux deux vérins de réglage (74) existants.

10. Pompe à pistons axiaux selon au moins une des revendications 1 à 9, caractérisée en ce que le plateau oblique (16) est disposé sur deux pièces d'appui (24) présentant une distance entre elles, avec, en direction des pistons, des surfaces d'appui (28) libres, sphériques, sans serrage entre les pièces d'appui (24) et les pistons (12), l'axe d'oscillation (22) s'étendant à travers les pièces d'appui (24) présentant une distance (a) par rapport à la ligne de force (32) correspondante des pistons (12), tandis qu'au moins un piston de réglage (33) appuie, sans serrage, contre la face du plateau oblique (16) opposée à celle dirigée vers les pistons (12).

11. Pompe à pistons axiaux selon la revendication 10, caractérisée en ce que les pièces d'appui (24) sont formées à la manière d'une tête de champignon et qu'elles sont logées, au moyen de leurs tourillons (25), dans des trous (26) ménagés dans la partie (2) du carter ou dans des pièces annexées à ladite partie du carter.

12. Pompe à pistons axiaux selon au moins une des revendications 5 à 11, caractérisée en ce que la position maximale d'oscillation du plateau oblique (16) est limitée par le fait qu'un piston de réglage (33) est complètement inséré contre une butée.

13. Pompe à pistons axiaux selon au moins une des revendications 5 à 12, caractérisée en ce qu'au plateau oblique (16) est associée, sur la face où est disposé au moins un vérin de réglage (74), au moins une butée (37) pour limiter sa position minimale d'oscillation, cette butée étant de préférence constituée par une vis (38) vissée de l'extérieur dans la partie (2) du carter.

14. Pompe à pistons axiaux selon au moins une des revendications 10 à 13, caractérisée en ce que les têtes des pistons (12) sont montées oscillantes dans des patins (13) reposant sur le plateau d'entraînement (16), et en ce qu'il est prévu chaque fois un



canal de graissage s'étendant à partir de l'évidement (27) à travers le plateau oblique (16), et débouchant dans les faces obliques (15) de celui-ci, ce canal correspondant avec des canaux de graissage qui s'étendent longitudinalement à travers les pistons (12) et les patins (13).

5

10

15

20

25

30

35

40

45

50

55

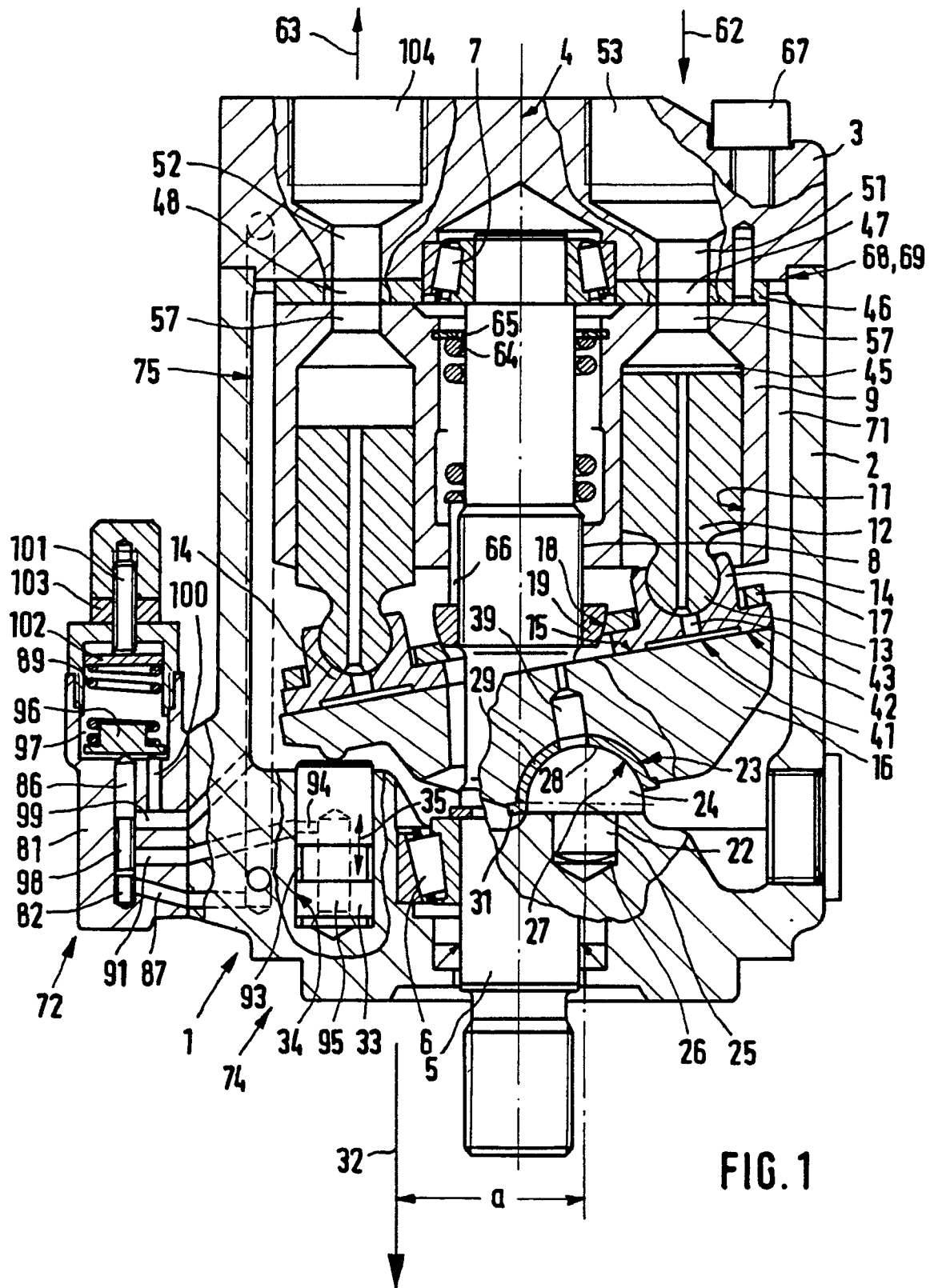


FIG. 1

