



(11) **EP 1 523 622 B1**

(12) **EUROPÄISCHE PATENTSCHRIFT**

(45) Veröffentlichungstag und Bekanntmachung des Hinweises auf die Patenterteilung:
12.09.2007 Patentblatt 2007/37

(21) Anmeldenummer: **03740448.0**

(22) Anmeldetag: **09.07.2003**

(51) Int Cl.:
F04B 1/20^(2006.01) F04B 11/00^(2006.01)

(86) Internationale Anmeldenummer:
PCT/EP2003/007422

(87) Internationale Veröffentlichungsnummer:
WO 2004/009996 (29.01.2004 Gazette 2004/05)

(54) **KOLBENMASCHINE MIT PULSATIONSMINDENDER VORRICHTUNG**

PISTON ENGINE COMPRISING A PULSATION-REDUCING DEVICE

MACHINE A PISTONS EQUIPEE D'UN DISPOSITIF REDUISANT LES PULSATIONS

(84) Benannte Vertragsstaaten:
DE FR GB IT SE

(30) Priorität: **19.07.2002 DE 10232983**

(43) Veröffentlichungstag der Anmeldung:
20.04.2005 Patentblatt 2005/16

(73) Patentinhaber: **Brueninghaus Hydromatik GmbH**
89275 Elchingen (DE)

(72) Erfinder: **ZEISER, Horst**
89347 Bubesheim (DE)

(74) Vertreter: **Körfer, Thomas**
Mitscherlich & Partner
Patent- und Rechtsanwälte
Sonnenstrasse 33
80331 München (DE)

(56) Entgegenhaltungen:
DE-A- 10 034 857 US-A- 5 507 151
US-A- 5 762 479 US-B1- 6 361 285

- **PATENT ABSTRACTS OF JAPAN vol. 2002, no. 07, 3. Juli 2002 (2002-07-03) & JP 2002 070728 A (CALSONIC KANSEI CORP), 8. März 2002 (2002-03-08)**

EP 1 523 622 B1

Anmerkung: Innerhalb von neun Monaten nach der Bekanntmachung des Hinweises auf die Erteilung des europäischen Patents kann jedermann beim Europäischen Patentamt gegen das erteilte europäische Patent Einspruch einlegen. Der Einspruch ist schriftlich einzureichen und zu begründen. Er gilt erst als eingelegt, wenn die Einspruchsgebühr entrichtet worden ist. (Art. 99(1) Europäisches Patentübereinkommen).

Beschreibung

[0001] Die Erfindung betrifft eine Kolbenmaschine mit einer Vorrichtung zur Minderung von Strömungspulsationen.

[0002] Beim Betrieb von hydrostatischen Kolbenmaschinen kommt es bauartbedingt zu einer Pulsation des Drucks durch ungleichförmige Förderung des verwendeten Druckmittels, welches sich über das Leitungssystem ausbreitet.

[0003] Aus der DE 100 34 857 A1 ist eine Vorrichtung zum Mindern der Pulsation bekannt, bei der in dem Umsteuerbereich des Steuerspiegels eine Druckausgleichsleitung ausmündet, welche mit der hochdruckseitigen Steuerniere über eine gesteuerte Drossel verbunden ist. Die gesteuerte Drossel besteht aus einem Kolben, welcher eine Steuerkante aufweist, wobei die Gleichgewichtsposition des Kolbens durch eine Druckfeder sowie in entgegengesetzter Richtung durch eine Druckkraft eingestellt wird, wobei die Druckkraft durch den in der Hochdrucksterniere herrschenden Druck erzeugt wird. Mit diesem System läßt sich im Vergleich zu herkömmlichen Steuerkerben eine verbesserte Anpassung an den jeweiligen Betriebszustand der Kolbenmaschine erreichen.

[0004] Nachteilig an der vorstehend beschriebenen Kolbenmaschine ist, daß sich die Strömungspulsationen, welche zwar nur gemindert auftreten, sich jedoch nicht vollständig vermeiden lassen, auf den Steuerkolben übertragen, und somit der Steuerkolben seinerseits zu einer Schwingung angeregt werden kann. Dies hat einen unmittelbaren Einfluß auf die Effektivität des Druckausgleichs, der durch die variable Drossel ermöglicht werden soll. Weiterhin ist nachteilig, daß aufgrund der Bewegung des Steuerkolbens, der durch die Pulsation des Drucks in der Hochdrucksterniere unvermeidlich ist, ein erheblicher Verschleiß an der Pulsationsminderungsvorrichtung auftritt.

[0005] Es ist Aufgabe der Erfindung, eine Kolbenmaschine mit Pulsationsminderung zu schaffen, welche einfach und kostengünstig zu realisieren ist und die keine zusätzlichen Bauteile und keinen zusätzlichen Bauraum erfordert.

[0006] Die Aufgabe wird durch die Kolbenmaschine mit den Merkmalen des Anspruchs 1. gelöst.

[0007] Die erfindungsgemäße Kolbenmaschine hat den Vorteil, daß zum Erzeugen einer Pulsationsminderung lediglich eine Druckausgleichsleitung vorzusehen ist, welche zwischen einer Arbeitsleitung und einer in einem Umsteuerbereich eines Steuerspiegels angeordneten Öffnung angeordnet ist. Bei der Anordnung der Druckausgleichsleitung ist lediglich zu berücksichtigen, daß die Ausmündung in der Arbeitsleitung an einer Stelle vorzusehen ist, welche ein phasenrichtiges Abgreifen der in der Arbeitsleitung fortschreitenden Druckwelle ermöglicht. Durch dieses phasenrichtige Abgreifen ist es einerseits möglich, einen Druckanstieg in einem Zylinderraum bei einer als Pumpe betriebenen Kolbenma-

schine zu erreichen. Andererseits ist es ebenso möglich, durch das Abgreifen einer gezielten Phase der in der Arbeitsleitung fortschreitenden Druckwelle eine Druckverringerung in einem Zylinder während des Überstreichens des Umsteuerbereichs zu erreichen, wenn eine Kolbenmaschine als Motor betrieben wird. Damit wird durch eine einfache Auswahl des Punktes, in dem die Druckausgleichsleitung in der Arbeitsleitung mündet, erreicht, daß für eine Pumpe das Druckmaximum und für einen Motor dagegen ein Druckminimum reduziert wird. Die fortschreitende Druckwelle in der Arbeitsleitung wird durch das phasenrichtige Abgreifen in ihrer Amplitude verringert, wodurch die Körperschallübertragung auf nachfolgende Bauteile und damit letztlich deren Schallabstrahlung verringert wird.

[0008] Durch die in den Unteransprüchen aufgeführten Maßnahmen sind vorteilhafte Weiterbildungen der erfindungsgemäßen Kolbenmaschine möglich.

[0009] Die erfindungsgemäße Kolbenmaschine ist in der Zeichnung schematisch dargestellt und wird in der nachfolgenden Beschreibung näher erläutert. Es zeigen:

Fig. 1 eine schematische Darstellung einer Axialkolbenmaschine nach dem Stand der Technik;

Fig. 2 eine Draufsicht auf einen Steuerspiegel einer als Pumpe betriebenen Axialkolbenmaschine;

Fig. 3 eine Draufsicht auf einen Steuerspiegel einer als Motor betriebenen Kolbenmaschine;

Fig. 4 eine Draufsicht auf den Steuerspiegel der Axialkolbenmaschine aus Fig. 1 zu einem späteren Zeitpunkt;

Fig. 5 eine Draufsicht auf den Steuerspiegel der Axialkolbenmaschine aus Fig. 3 zu einem späteren Zeitpunkt;

Fig. 6 eine Draufsicht auf einen Steuerspiegel der Axialkolbenmaschine aus Fig. 1 mit einem zusätzlichen Druckspeicher; und

Fig. 7 eine Draufsicht auf einen Steuerspiegel einer Axialkolbenmaschine aus Fig. 3 mit einem zusätzlichen Druckspeicher.

[0010] In Fig. 1 ist ein Schnitt durch eine an sich bekannte Axialkolbenmaschine 1 dargestellt. Im Inneren eines nicht dargestellten Gehäuses der Axialkolbenmaschine 1 ist eine Zylindertrommel 2 angeordnet, wobei die Zylindertrommel 2 drehbar bezüglich einer Mittelachse 12 gelagert ist. In der Zylindertrommel 2 sind Zylinderöffnungen 3, 4 vorgesehen, wobei die Zylinderöffnungen 3, 4 parallel zu der Mittelachse 12 angeordnet sind und gleichmäßig über den Umfang verteilt sind. In den Zylinderbohrungen 3, 4 sind Kolben 5, 6 angeordnet, die in den Zylinderöffnungen 3, 4 verschiebbar gelagert sind.

[0011] Die Zylinderbohrungen 3, 4 weisen an einem stirnseitigen Ende der Zylindertrommel 2 jeweils eine Zylinderöffnung 7, 8 auf, wobei während der Drehung der Zylindertrommel 2 die Zylinderöffnungen 7, 8 nacheinander eine erste Steuerniere 9 und eine zweite Steuerniere 10 überstreichen, wobei die Steuernieren 9, 10 in einem Steuerspiegel 11 angeordnet sind, welcher drehfest mit dem Gehäuse der Axialkolbenmaschine 1 verbunden ist. Die Steuernieren 9, 10, welche sich entlang eines Kreissegments erstrecken, sind mit jeweils einer in der Fig. 1 nicht dargestellten Arbeitsleitung verbunden.

[0012] An ihren von den Steuernieren 9, 10 abgewandten Enden weisen die Kolben 5, 6 jeweils einen näherungsweise kugelförmigen Fortsatz 13, 14 auf, dessen Kugelgeometrie mit einer Ausnehmung 15, 16 eines Gleitschuhs 17, bzw. 18, korrespondiert. Im dargestellten Ausführungsbeispiel stützen sich die Gleitschuhe 17, 18 auf einer Schwenkscheibe 25 ab. Um die Kontaktfläche zwischen den Gleitschuhen 17, 18 und der Schwenkscheibe 25 mit Schmiermittel zu versorgen, weisen sowohl die kugelförmigen Fortsätze 14, 13 als auch die Gleitschuhe 17, 18 jeweils eine Druckölbohrung 21, 22 bzw. 23, 24 auf. Damit sind aus dem Druckmittelreservoir sowohl die Kontaktstellen zwischen den Gleitschuhen 17, 18 und der Schwenkscheibe 25 als auch zwischen den Kugelköpfen 13, 14 und den korrespondierenden Ausnehmungen 15, 16 der Gleitschuhe 17, 18 ausreichend geschmiert.

[0013] Zum Betrieb als Axialkolbenpumpe wird die Zylindertrommel 2 um ihre Mittelachse 12 gedreht, wobei aufgrund der Neigung der Schwenkscheibe 25 bezüglich der Mittelachse 12 die in der Zylindertrommel 2 angeordneten Kolben 5, 6 eine Hubbewegung ausführen, wobei sie während einer Saughubbewegung mit einer Niederdrucksteuerniere verbunden sind, während einer Hochdruckhubbewegung dagegen mit einer Hochdrucksteuerniere.

[0014] In Fig. 2 ist eine Draufsicht auf einen Steuerspiegel 11 einer Axialkolbenpumpe dargestellt, wobei die Drehrichtung der Zylindertrommel 2 durch einen Pfeil angegeben ist. Die Zylindertrommel 2 weist gleichmäßig über ihren Umfang verteilt neun Zylinderbohrungen auf, deren Zylinderöffnungen in Fig. 2 gestrichelt dargestellt und mit dem Bezugszeichen 35.1 bis 35.9 gekennzeichnet sind. In dem Steuerspiegel 11 ist eine Hochdrucksteuerniere 9 als erste Steuerniere sowie eine Saugsteuerniere 10 als zweite Steuerniere angeordnet. Zwischen der Steuerniere 9 und der Steuerniere 10 ist jeweils ein Bereich vorgesehen, in dem die Zylinderöffnungen 35.1 bis 35.9 weder zu der einen noch zu der anderen Steuerniere 9, 10 Kontakt haben. Diese Bereiche sind als Umsteuerbereich 30 bzw. Umsteuerbereich 31 gekennzeichnet.

[0015] In dem Umsteuerbereich 30, welcher von den Zylinderöffnungen 35.1 bis 35.9 während des Wechsels von der Niederdruck- auf die Hochdruckseite überstrichen wird, ist eine Öffnung angeordnet, welche ein erstes Ende 32 einer Druckausgleichsleitung 33 bildet. Die

Druckausgleichsleitung 33 weist ein zweites Ende 34 auf, welches in eine Arbeitsleitung 27 mündet. Die in Fig. 2 dargestellte Axialkolbenmaschine 1 saugt über eine Arbeitsleitung 28 Druckmittel aus einem Tankvolumen 29 an und befördert es, wie durch den Pfeil angegeben, in die Arbeitsleitung 27.

[0016] Durch die endliche Anzahl von Kolben 3, 4 und dem ungleichförmigen Geschwindigkeitsverlauf während eines Pumhubes kommt es beim Betrieb einer Axialkolbenmaschine 1 zu Ungleichförmigkeiten in der Förderstrommenge. Diese Ungleichförmigkeiten in der Förderstrommenge resultieren in einer Druckpulsation, wie sie schematisch in der Arbeitsleitung 27 dargestellt ist. Ausgehend von der Hochdrucksteuerniere 9 schreitet eine Druckwelle entlang der Arbeitsleitung 27 fort. Eine Länge L der Arbeitsleitung 27 zwischen der Hochdrucksteuerniere 9 und dem zweiten Ende 34 der Druckausgleichsleitung 33 ist dabei so bemessen, daß die fortschreitende Druckwelle in der Arbeitsleitung 27 in dem Moment, an dem das zweite Ende 34 der Druckausgleichsleitung 33 ein Maximum aufweist, zu dem das erste Ende 32 in dem Umsteuerbereich 30 in Kontakt mit einer weiteren Zylinderöffnung tritt.

[0017] Im dargestellten Ausführungsbeispiel kommt als nächstes die Zylinderöffnung 35.6 in Überdeckung mit der Öffnung an dem ersten Ende 32 der Druckausgleichsleitung 33. Befindet sich zu dem Zeitpunkt, an dem die Zylinderöffnung 35.6 in Überdeckung mit der Öffnung des ersten Endes 32 der Druckausgleichsleitung 33 ist, an dem zweiten Ende 34 der Druckausgleichsleitung 33 ein Druckmaximum in der Arbeitsleitung 27, so findet ein Druckausgleich statt, in dem der Druck in der Zylinderbohrung, welche mit der Zylinderöffnung 35.6 verbunden ist, über die Druckausgleichsleitung 33 erhöht wird. Wegen des in die Druckausgleichsleitung 33 einströmenden Druckmittels ist die Amplitude der in der Arbeitsleitung 27 fortschreitenden Druckwelle im weiteren Verlauf erniedrigt. Damit wird eine Druckpulsationsminderung erreicht.

[0018] Im Folgenden wird die Funktion nur schematisch anhand eines die Allgemeinheit nicht einschränkenden Beispiels erläutert.

[0019] Im dargestellten Ausführungsbeispiel mit neun Bohrungen in der Zylindertrommel 2 ist bei der gezeigten Anordnung des ersten Endes 32 der Druckausgleichsleitung 33 zu dem Zeitpunkt, zu dem die Überdeckung zwischen der Öffnung an dem ersten Ende 32 der Druckausgleichsleitung 33 und der Zylinderöffnung 35.6 beginnt, das Verhältnis zwischen den Winkeln α , β , welche die Zylinderöffnungen 35.9 bzw. 35.8 mit der Mittelachse der Arbeitsleitung 27 einschließen 1:4. Ein Druckmaximum in der Arbeitsleitung 27 entsteht jeweils dann, wenn eine Zylinderöffnung 35.1 bis 35.9 mit der Mittelachse der Arbeitsleitung 27 einen bestimmten Winkel einschließt, der sich entsprechend der Kolbenzahl pro Umdrehung zyklisch wiederholt. Demnach ist zu dem dargestellten Zeitpunkt das Druckmaximum in der Arbeitsleitung 27 von der Seite der Hochdrucksteuerniere 9 aus

um etwa eine $\frac{1}{4}$ -Wellenlänge λ fortgeschritten.

[0020] Daraus ergibt sich für den dargestellten, bevorzugten Fall von neun Zylinderbohrungen, die gleichmäßig über eine Zylindertrommel 2 verteilt angeordnet sind, eine Länge L zwischen der Hochdrucksteuerniere 9 und dem zweiten Ende 34 der Druckausgleichsleitung 33, die gleich $\frac{1}{4}\lambda$ ist. Die Wellenlänge λ ergibt sich dabei aus der Frequenz der Pulsationen, welche sich wiederum aus der Anzahl der Zylinderbohrungen und der Drehzahl der Zylindertrommel 2 ermitteln läßt. Um einen Restdruck zu entspannen, mündet in den Umsteuerbereich 31 zudem ein Verbindungskanal 39 aus, dessen zweites Ende in die Steuerniere 10 mündet.

[0021] In Fig. 3 ist eine entsprechende Vorrichtung für eine Axialkolbenmaschine 2 dargestellt, welche als Hydromotor betrieben wird. Über die Arbeitsleitung 28 wird ein Hochdruck, welcher beispielsweise durch die in Fig. 2 dargestellte Axialkolbenmaschine erzeugt wird, dem Hydromotor zugeführt. Die Drehrichtung ist, wie durch den Pfeil gekennzeichnet, entgegen dem Uhrzeigersinn. Beim Überstreichen des Umsteuerbereichs 31 durch die Zylinderöffnungen 35.1 bis 35.9 wird der durch die Füllung auf der Hochdruckseite erzeugte Hochdruck in der Zylinderbohrung über die Druckausgleichsleitung 33 zum Teil in die Arbeitsleitung 27 entspannt. Das zweite Ende 34 der Druckausgleichsleitung 33 ist dabei so mit der Arbeitsleitung 27 verbunden, daß zum Zeitpunkt, zu dem die Zylinderöffnung 35.1 in Kontakt mit der Öffnung an dem ersten Ende 32 der Druckausgleichsleitung 33 tritt, an dem zweiten Ende 34 der Druckausgleichsleitung 33 ein Druckminimum herrscht. Durch das teilweise Angleichen zwischen dem Druck in dem Zylinder und dem Druck in der Arbeitsleitung 27 ergibt sich wiederum, wie vorstehend bereits für das Beispiel einer Axialkolbenpumpe ausführlich dargestellt wurde, eine Verringerung der Amplitude der Druckschwankungen in der Arbeitsleitung 27 und damit eine verringerte Schallabstrahlung der nachfolgend an der Arbeitsleitung angeschlossenen Bauteile. Weiterhin ist für einen langsamen Druckaufbau in Drehrichtung vor der Steuerniere 10 eine Vorsteuerkerbe 40 ausgebildet.

[0022] In Fig. 4 ist die Axialkolbenmaschine 2 aus Fig. 2 noch einmal für einen späteren Zeitpunkt dargestellt. Die Druckwelle, welche sich in der Arbeitsleitung 27 ausbreitet, ist entsprechend dem Drehwinkel der Zylindertrommel 2 um $\frac{3}{4}\lambda$ weiterschritten, wobei sich dementsprechend an dem Ende der Arbeitsleitung 27, welches zu der Hochdrucksteuerniere hin orientiert ist, ein Druckmaximum befindet, welches durch den zu der Zylinderöffnung 35.8 gehörenden Kolben verursacht wird. Dieses am Anfang der Arbeitsleitung 27 entstehende Druckmaximum bewegt sich mit Schallgeschwindigkeit entlang der Arbeitsleitung 27, wobei es an dem zweiten Ende 34 der Druckausgleichsleitung 33 zu dem Zeitpunkt angelangt sein muß, zu dem die in Drehrichtung nächstfolgende Zylinderöffnung 35.5 in Überdeckung mit der Öffnung an dem ersten Ende 32 der Druckausgleichsleitung 33 gelangt ist.

[0023] Aus dem verbleibenden Drehwinkel γ zwischen der Zylinderöffnung 35.5 und der Öffnung an dem ersten Ende 32 der Druckausgleichsleitung 33 im Verhältnis zu dem Zwischenwinkel δ zwischen zwei aufeinanderfolgenden Zylinderöffnungen, beispielsweise 35.2 und 35.3, ergibt sich der minimale Abstand zwischen dem zweiten Ende 34 der Druckausgleichsleitung 33 und der Hochdrucksteuerniere 9 in Einheiten der Wellenlänge λ entsprechend vorgenannter Definitionen. Ist ein Verbinden des zweiten Endes 34 der Druckausgleichsleitung 33 an dem so berechneten Punkt der Arbeitsleitung 27 nicht möglich, so ist, jeweils um λ verschoben, ein identisch wirkender Anschlußpunkt möglich.

[0024] In Fig. 5 ist der entsprechende Fall für die Axialkolbenmaschine aus Fig. 3 für einen späteren Zeitpunkt dargestellt. Im dargestellten Beispiel ist der verbleibenden Winkel φ , welchen der Zylinder mit der Zylinderöffnung 35.2 bis zu der Öffnung am ersten Ende 32 der Druckausgleichsleitung 33 zurücklegen muß, zugrunde zu legen. Der minimale Abstand zwischen der Mündungsöffnung an dem zweiten Ende 34 der Druckausgleichsleitung und der Auslaßsteuerniere 9 der Axialkolbenmaschine 1 wird daher aus dem Quotienten des verbleibenden Winkels φ und des Zwischenwinkel δ zwischen zwei aufeinanderfolgenden Zylinderöffnungen 35.2 und 35.3 bestimmt, wobei wegen des Abgriffs des Druckminimums im Gegensatz zu dem vorstehend für eine Pumpe beschriebenen Fall eine Verschiebung um $\lambda/2$ zu berücksichtigen ist.

[0025] Bei der Bestimmung der Länge L kann berücksichtigt werden, daß eine Druckschwankung, welche sich in der Arbeitsleitung 27 fortpflanzt, ebenfalls eine Laufzeit entlang der Druckausgleichsleitung 33 hat. Zu berücksichtigen ist eine geänderte Phasenlage dabei, indem die Phasenverschiebung entlang der Druckausgleichsleitung als Längenänderung der Länge L berücksichtigt wird.

[0026] In Fig. 6 und 7 sind zwei weitere Ausführungsbeispiele für erfindungsgemäße Pulsationsminderungen dargestellt, wobei jeweils zusätzlich zu der bereits ausgeführten Pulsationsminderung durch einen phasenrichtigen Abgriff einer Druckschwankung in der Arbeitsleitung 27 ein Speicherelement 38 vorgesehen ist. Mit Hilfe des Speicherelements 38 ist es zusätzlich möglich, den Betriebsbereich, in dem die Pulsationsminderung wirksam ist, zu vergrößern. An der Einmündung der Druckausgleichsleitung 33 in die Arbeitsleitung 27 an dem zweiten Ende 34 kann alternativ eine definierte Querschnittsfläche vorzugesehen werden.

Patentansprüche

1. Kolbenmaschine mit einer drehbar gelagerten Zylindertrommel (2), in der über den Umfang verteilt mehrere Zylinderbohrungen (3,4) angeordnet sind, in denen verschiebliche Kolben (5,6) angeordnet sind, wobei die Zylinderbohrungen (3,4) an einer Seite Zy-

linderöffnungen (7, 8, 35.1, 35.2,...35.9) aufweisen, die entsprechend dem Drehwinkel der Zylindertrommel (2) zeitweilig in Verbindung mit je einer von zwei Steuernieren (9, 10) stehen, die mit jeweils einer Arbeitsleitung (27, 28) verbunden sind, wobei zwischen den Steuernieren (9, 10) jeweils ein Umsteuerbereich (30, 31) ausgebildet ist und wobei zumindest in einen Umsteuerbereich (30, 31) ein erstes Ende (32) einer Druckausgleichsleitung (33) ausmündet,

dadurch gekennzeichnet,

daß ein zweites Ende (34) der Druckausgleichsleitung (33) in die auslaßseitige Arbeitsleitung (27) mündet, wobei die Länge (L) der auslaßseitigen Arbeitsleitung (27) zwischen der auslaßseitigen Steuerniere (9) und dem zweiten Ende (34) der Druckausgleichsleitung (33) im Falle einer Hydropumpe so bemessen ist, dass die fortschreitende Druckwelle in der Arbeitsleitung (27) in dem Moment, an dem das zweite Ende (34) der Druckausgleichsleitung (33) ein Maximum aufweist, das erste Ende (32) in dem Umsteuerbereich (30) in Kontakt mit einer weiteren Zylinderöffnung tritt bzw.

dass die Länge (L) im Falle eines Hydromotors so bemessen ist, dass zu dem Zeitpunkt, zu dem die weitere Zylinderöffnung (35.1) in Kontakt mit der Öffnung an dem ersten Ende (32) der Druckausgleichsleitung (33) tritt, an dem zweiten Ende (34) der Druckausgleichsleitung 33 ein Druckminimum herrscht.

2. Kolbenmaschine nach Anspruch 1,

dadurch gekennzeichnet,

daß die Kolbenmaschine eine Hydropumpe ist und **daß** die Länge (L) zwischen der auslaßseitigen Steuerniere (9) und dem zweiten Ende (34) der Druckausgleichsleitung etwa $\frac{1}{4} \cdot \lambda$ beträgt, wobei λ die Wellenlänge der Druckwelle bedeutet, gegebenenfalls zuzüglich ein ganzzahliges Vielfaches der Wellenlänge (λ) der Druckwelle.

3. Kolbenmaschine nach Anspruch 1,

dadurch gekennzeichnet,

daß die Kolbenmaschine ein Hydromotor ist und **daß** die Länge (L) zwischen der auslaßseitigen Steuerniere (9) und dem zweiten Ende (34) der Druckausgleichsleitung etwa $\frac{3}{4} \cdot \lambda$ beträgt, wobei λ die Wellenlänge der Druckwelle bedeutet, gegebenenfalls zuzüglich ein ganzzahliges Vielfaches der Wellenlänge (λ) der Druckwelle.

4. Kolbenmaschine nach Anspruch 1,

dadurch gekennzeichnet,

daß die Kolbenmaschine als Hydropumpe arbeitet und

daß die Länge (L) der auslaßseitigen Arbeitsleitung (27) zwischen der auslaßseitigen Steuerniere (9) und dem zweiten Ende (34) der Druckausgleichslei-

tung (33) ein Bruchteil der Wellenlänge (λ) ist, wobei der Bruchteil in etwa dem Quotient aus dem Winkel (γ) zwischen dem ersten Ende (32) der Druckausgleichsleitung (33) und derjenigen Zylinderöffnung (35.5) des nächsten zur Überdeckung mit dem ersten Ende (32) der Druckausgleichsleitung (33) gelangenden Zylinders im Zeitpunkt eines entstehenden Druckmaximums in der auslaßseitigen Arbeitsleitung (27) und dem Zwischenwinkel (δ) zwischen zwei benachbarten Zylinderbohrungen entspricht, gegebenenfalls zuzüglich ein ganzzahliges Vielfaches der Wellenlänge (λ) der Druckwelle.

5. Kolbenmaschine nach Anspruch 1

dadurch gekennzeichnet,

daß die Kolbenmaschine als Hydromotor arbeitet und

daß die Länge (L) der auslaßseitigen Arbeitsleitung (27) zwischen der auslaßseitigen Steuerniere (9) und dem zweiten Ende (34) der Druckausgleichsleitung (33) ein Bruchteil der Wellenlänge (λ) ist, wobei der Bruchteil in etwa dem Quotient aus demjenigen Winkel (φ) zwischen dem ersten Ende (32) der Druckausgleichsleitung (33) und derjenigen Zylinderöffnung (35.2) des nächsten mit dem ersten Ende (32) der Druckausgleichsleitung (33) zur Überdeckung gelangenden Zylinders im Zeitpunkt eines entstehenden Druckminimums und dem Zwischenwinkel (δ) zwischen zwei benachbarten Zylinderbohrungen entspricht, gegebenenfalls zuzüglich ein ganzzahliges Vielfaches der Wellenlänge (λ) der Druckwelle.

6. Kolbenmaschine nach einem der Ansprüche 1 bis 5,

dadurch gekennzeichnet,

daß die Länge der Druckausgleichsleitung (33) ein ganzzahliges Vielfaches der Wellenlänge (λ) der Druckwelle ist.

7. Kolbenmaschine nach einem der Ansprüche 1 bis 5,

dadurch gekennzeichnet,

daß die durch die Länge der Druckausgleichsleitung (33) verursachte Phasenverschiebung an dem ersten Ende (32) durch eine Korrektur der Länge (L) zwischen der auslaßseitigen Steuerniere (9) und dem zweiten Ende (34) der Druckausgleichsleitung (33) berücksichtigt ist.

8. Kolbenmaschine nach einem der Ansprüche 1 bis 7,

dadurch gekennzeichnet,

daß an der Druckausgleichsleitung (33) ein Druckspeicherelement (38) angeschlossen ist.

9. Kolbenmaschine nach einem der Ansprüche 1 bis 8,

dadurch gekennzeichnet,

daß an dem zweiten Ende (34) der Druckausgleichsleitung (33) eine Drosselstelle ausgebildet ist.

Claims

1. Piston machine comprising a rotatably mounted cylindrical drum (2), disposed in which is a plurality of cylindrical bores (3, 4), which are distributed over the circumference and in which displaceable pistons (5, 6) are disposed, wherein the cylindrical bores (3, 4) at one side have cylindrical openings (7, 8, 35.1, 35.2, ... 35.9), which in accordance with the angle of rotation of the cylindrical drum (2) are temporarily in communication in each case with one of two kidney-shaped control ports (9, 10), which are connected in each case to a working line (27, 28), wherein between the kidney-shaped control ports (9, 10) in each case a switchover region (30, 31) is formed and wherein a first end (32) of a pressure compensation line (33) opens out at least into one switchover region (30, 31),
characterized in
that a second end (34) of the pressure compensation line (33) opens into the outlet-side working line (27), wherein the length (L) of the outlet-side working line (27) between the outlet-side kidney-shaped control port (9) and the second end (34) of the pressure compensation line (33) in the case of a hydraulic pump is so dimensioned that the advancing pressure wave in the working line (27) at the moment, at which the second end (34) of the pressure compensation line (33) has a maximum, the first end (32) in the switchover region (30) comes into contact with a further cylindrical opening and/or
that the length (L) in the case of a hydraulic motor is so dimensioned that at the instant, when the further cylindrical opening (35.1) comes into contact with the opening at the first end (32) of the pressure compensation line (33), a pressure minimum prevails at the second end (34) of the pressure compensation line 33.

2. Piston machine according to claim 1,
characterized in
that the piston machine is a hydraulic pump and
that the length (L) between the outlet-side kidney-shaped control port (9) and the second end (34) of the pressure compensation line is approximately $\frac{1}{4} \lambda$,
 wherein λ signifies the wavelength of the pressure wave, optionally plus an integral multiple of the wavelength (λ) of the pressure wave.

3. Piston machine according to claim 1,
characterized in
that the piston machine is a hydraulic motor and
that the length (L) between the outlet-side kidney-shaped control port (9) and the second end (34) of the pressure compensation line is approximately $\frac{3}{4} \lambda$,
 wherein λ signifies the wavelength of the pressure wave, optionally plus an integral multiple of the wavelength (λ) of the pressure wave.

4. Piston machine according to claim 1,
characterized in
that the piston machine operates as a hydraulic pump and
that the length (L) of the outlet-side working line (27) between the outlet-side kidney-shaped control port (9) and the second end (34) of the pressure compensation line (33) is a fraction of the wavelength (λ), wherein the fraction corresponds approximately to the quotient of the angle (γ) between the first end (32) of the pressure compensation line (33) and the cylindrical opening (35.5) of the next cylinder to come into overlap with the first end (32) of the pressure compensation line (33) at the instant that a pressure maximum arises in the outlet-side working line (27) and the intermediate angle (δ) between two adjacent cylindrical bores, optionally plus an integral multiple of the wavelength (λ) of the pressure wave.

5. Piston machine according to claim 1
characterized in
that the piston machine operates as a hydraulic motor and
that the length (L) of the outlet-side working line (27) between the outlet-side kidney-shaped control port (9) and the second end (34) of the pressure compensation line (33) is a fraction of the wavelength (λ), wherein the fraction corresponds approximately to the quotient of the angle (φ) between the first end (32) of the pressure compensation line (33) and the cylindrical opening (35.2) of the next cylinder to come into overlap with the first end (32) of the pressure compensation line (33) at the instant when a pressure minimum occurs and the intermediate angle (δ) between two adjacent cylindrical bores, optionally plus an integral multiple of the wavelength (λ) of the pressure wave.

6. Piston machine according to one of claims 1 to 5,
characterized in
that the length of the pressure compensation line (33) is an integral multiple of the wavelength (λ) of the pressure wave.

7. Piston machine according to one of claims 1 to 5,
characterized in
that the phase displacement caused by the length of the pressure compensation line (33) at the first end (32) is taken into account by means of a correction of the length (L) between the outlet-side kidney-shaped control port (9) and the second end (34) of the pressure compensation line (33).

8. Piston machine according to one of claims 1 to 7,
characterized in

that a pressure accumulator element (38) is connected to the pressure compensation line (33).

9. Piston machine according to one of claims 1 to 8, **characterized in** that a throttling point is formed at the second end (34) of the pressure compensation line (33).

Revendications

1. Machine à pistons comprenant un tambour à cylindres (2) monté en rotation, dans lequel sont agencés plusieurs perçages cylindriques (3, 4) répartis sur la périphérie et dans lesquels sont agencés des pistons coulissants (5, 6), les perçages cylindriques (3, 4) présentant sur un côté des ouvertures (7, 8, 35.1, 35.2, ..., 35.9) qui communiquent, selon l'angle de rotation du tambour à cylindres (2), temporairement avec une lumière de commande respective parmi deux lumières de commande (9, 10), lesquelles sont reliées respectivement à une conduite de travail (27, 28), entre les lumières de commande (9, 10) étant réalisée respectivement une zone d'inversion de commande (30, 31), et une première extrémité (32) d'une conduite d'égalisation de pression (33) débouchant dans au moins une zone d'inversion de commande (30, 31),

caractérisée en ce que

une seconde extrémité (34) de la conduite d'égalisation de pression (33) débouche dans la conduite de travail (27) côté sortie, la longueur (L) de la conduite de travail (27) côté sortie entre la lumière de commande (9) côté sortie et la seconde extrémité (34) de la conduite d'égalisation de pression (33) étant dimensionnée, dans le cas d'une pompe hydraulique, de telle manière qu'au moment auquel l'onde de pression en propagation dans la conduite de travail (27) présente un maximum à la seconde extrémité (34) de la conduite d'égalisation de pression (33), la première extrémité (32) dans la zone d'inversion de commande (30) vient en contact avec une autre ouverture de cylindre, ou/et que la longueur (L), dans le cas d'un moteur hydraulique, est dimensionnée de telle manière qu'à l'instant auquel l'autre ouverture de cylindre (35.1) vient en contact avec l'ouverture à la première extrémité (32) de la conduite d'égalisation de pression, il règne un minimum de pression à la seconde extrémité (34) de la conduite d'égalisation de pression (33).

2. Machine à pistons selon la revendication 1, **caractérisée**

en ce que la machine à pistons est une pompe hydraulique, et

en ce que la longueur (L) entre la lumière de commande (9) côté sortie et la seconde extrémité (34) de la conduite d'égalisation de pression s'élève à

environ $\lambda/4$, λ étant la longueur d'onde de l'onde de pression, le cas échéant additionnée d'un multiple entier de la longueur d'onde (λ) de l'onde de pression.

3. Machine à pistons selon la revendication 1, **caractérisée**

en ce que la machine à pistons est un moteur hydraulique, et

en ce que la longueur (L) entre la lumière de commande (9) côté sortie et la seconde extrémité (34) de la conduite d'égalisation de pression s'élève à environ $\lambda/4$, λ étant la longueur d'onde de l'onde de pression, le cas échéant additionnée d'un multiple entier de la longueur d'onde (λ) de l'onde de pression.

4. Machine à pistons selon la revendication 1, **caractérisée**

en ce que la machine à pistons fonctionne à titre de pompe hydraulique, et

en ce que la longueur (L) de la conduite de travail (27) côté sortie entre la lumière de commande (9) côté sortie et la seconde extrémité (34) de la conduite d'égalisation de pression (33) est une fraction de la longueur d'onde (λ), ladite fraction correspondant approximativement au quotient de l'angle (γ) entre la première extrémité (32) de la conduite d'égalisation de pression (33) et celle des ouvertures de cylindre (35.5) du cylindre parvenu au plus proche de la coïncidence avec la première extrémité (32) de la conduite d'égalisation de pression (33) à l'instant de l'apparition d'un maximum de pression dans la conduite de travail (27) côté sortie sur l'angle intermédiaire (d) entre deux perçages cylindriques voisins, le cas échéant additionnée d'un multiple entier de la longueur d'onde (λ) de l'onde de pression.

5. Machine à pistons selon la revendication 1, **caractérisée**

en ce que la machine à pistons fonctionne à titre de moteur hydraulique, et

en ce que la longueur (L) de la conduite de travail (27) côté sortie entre la lumière de commande (9) côté sortie et la seconde extrémité (34) de la conduite d'égalisation de pression (33) est une fraction de la longueur d'onde (λ), ladite fraction correspondant approximativement au quotient de l'angle (φ) entre la première extrémité (32) de la conduite d'égalisation de pression (33) et celle des ouvertures de cylindre (35.2) du cylindre parvenu au plus proche de la coïncidence avec la première extrémité (32) de la conduite d'égalisation de pression (33) à l'instant de l'apparition d'un minimum de pression sur l'angle intermédiaire (δ) entre deux perçages cylindriques voisins, le cas échéant additionnée d'un multiple entier de la longueur d'onde (λ) de l'onde de pression.

6. Machine à pistons selon l'une des revendications 1 à 5, **caractérisée en ce que** la longueur de la conduite d'égalisation de pression (33) est un multiple entier de la longueur d'onde (λ) de l'onde de pression. 5
7. Machine à pistons selon l'une des revendications 1 à 5, **caractérisée en ce que** le décalage de phase provoqué par la longueur de la conduite d'égalisation de pression (33) au niveau de la première extrémité (32) est pris en compte par une correction de la longueur (L) entre la lumière de commande (9) côté sortie et la seconde extrémité (34) de la conduite d'égalisation de pression (33). 10
15
8. Machine à pistons selon l'une des revendications 1 à 7, **caractérisée en ce qu'**un élément accumulateur de pression (38) est raccordé à la conduite d'égalisation de pression (33). 20
9. Machine à pistons selon l'une des revendications 1 à 8, **caractérisée en ce qu'**un étranglement est réalisé à la seconde extrémité (34) de la conduite d'égalisation de pression (33). 25
30
35
40
45
50
55

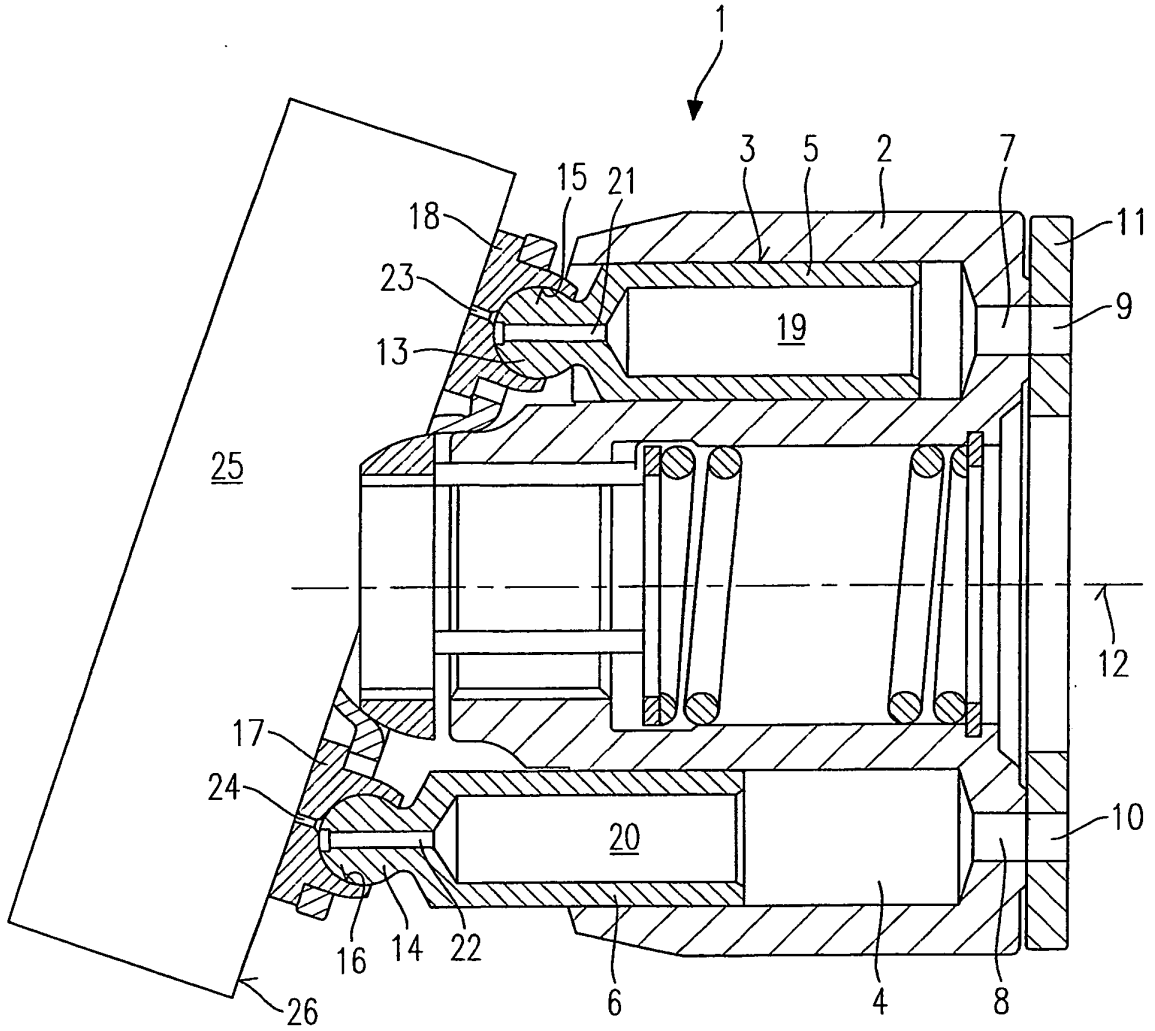


Fig. 1

(Stand der Technik)

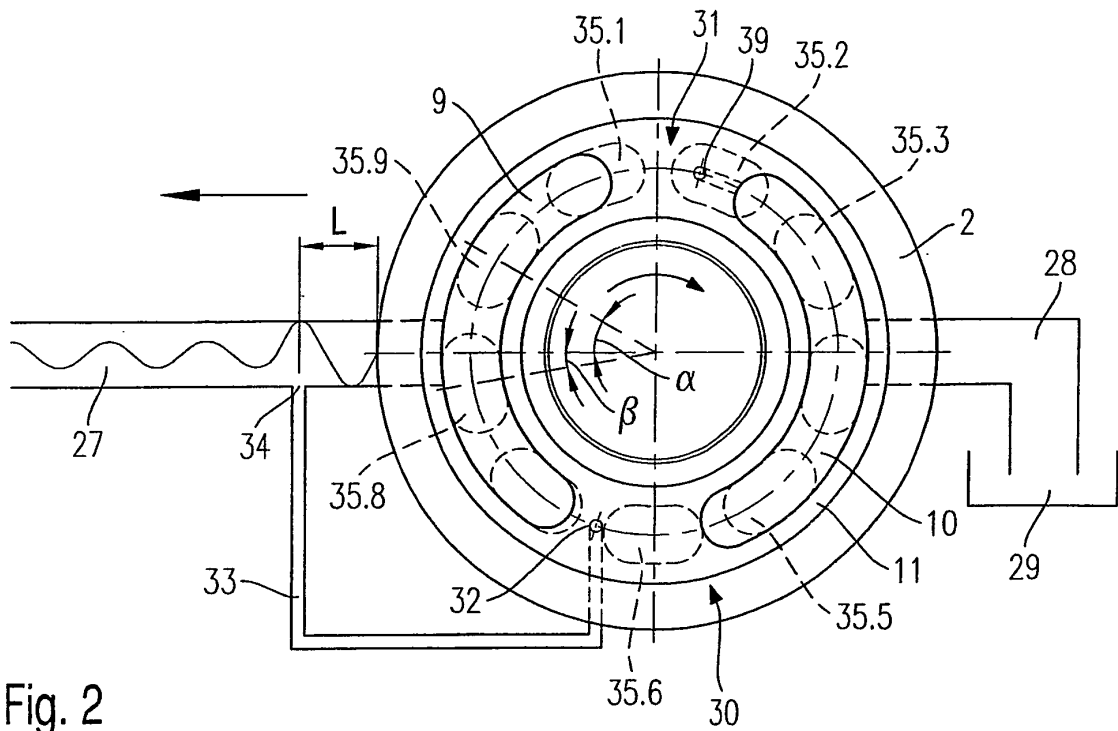


Fig. 2

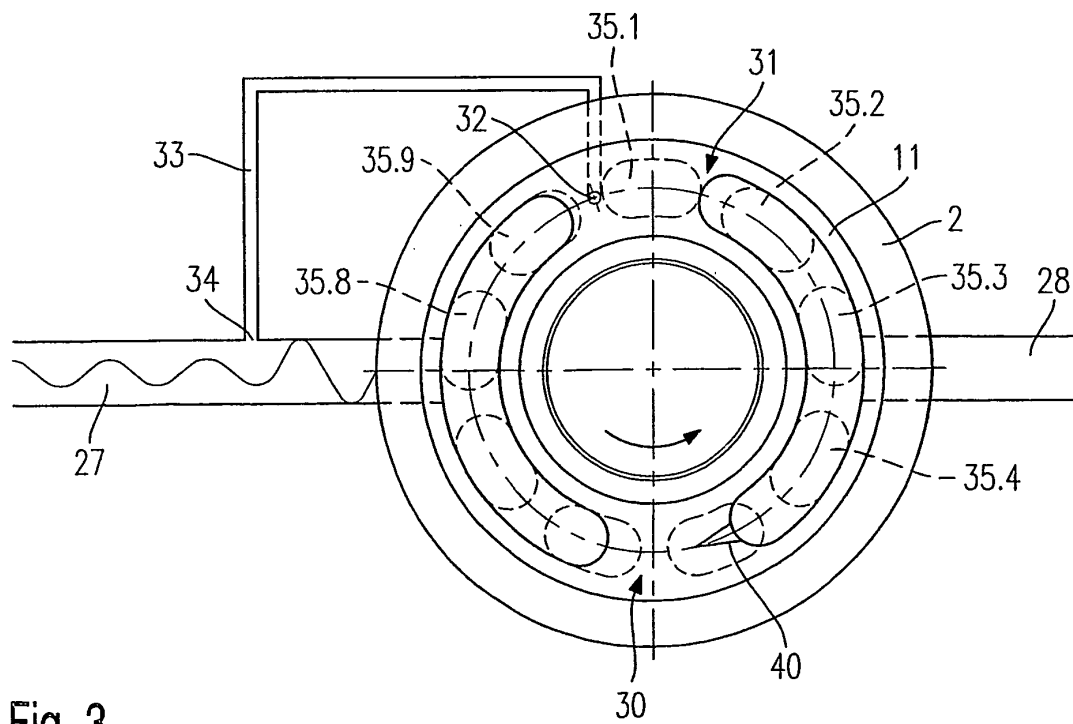


Fig. 3

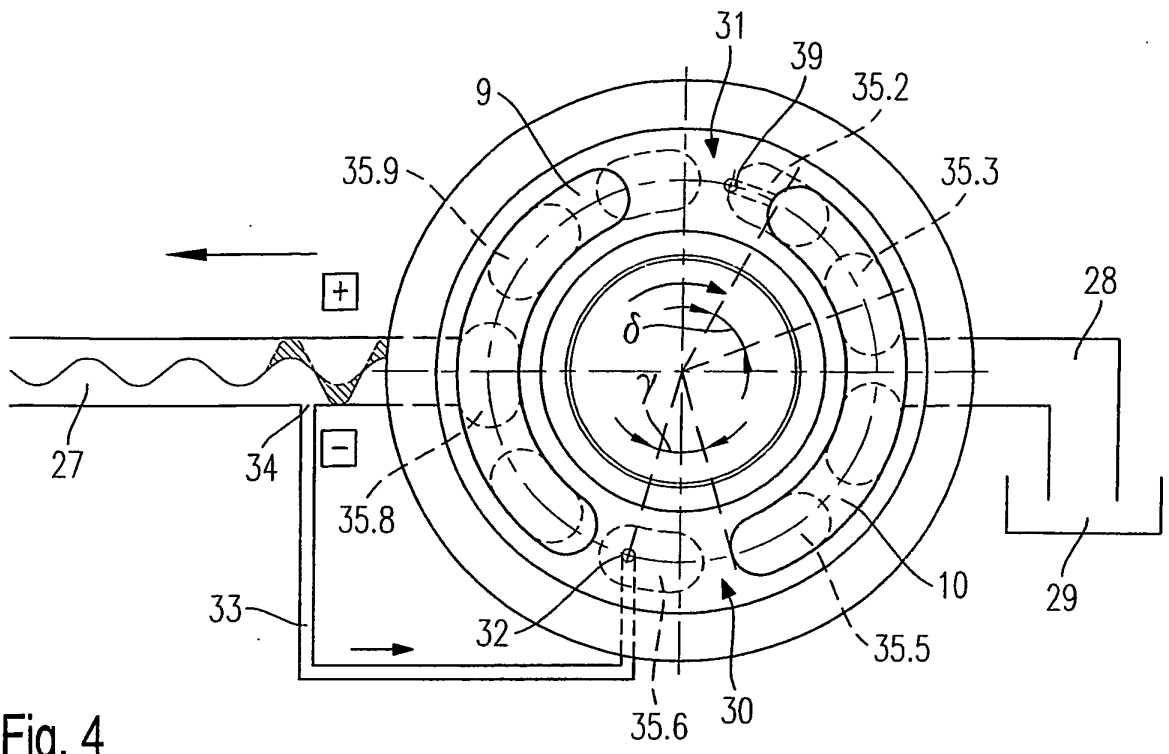


Fig. 4

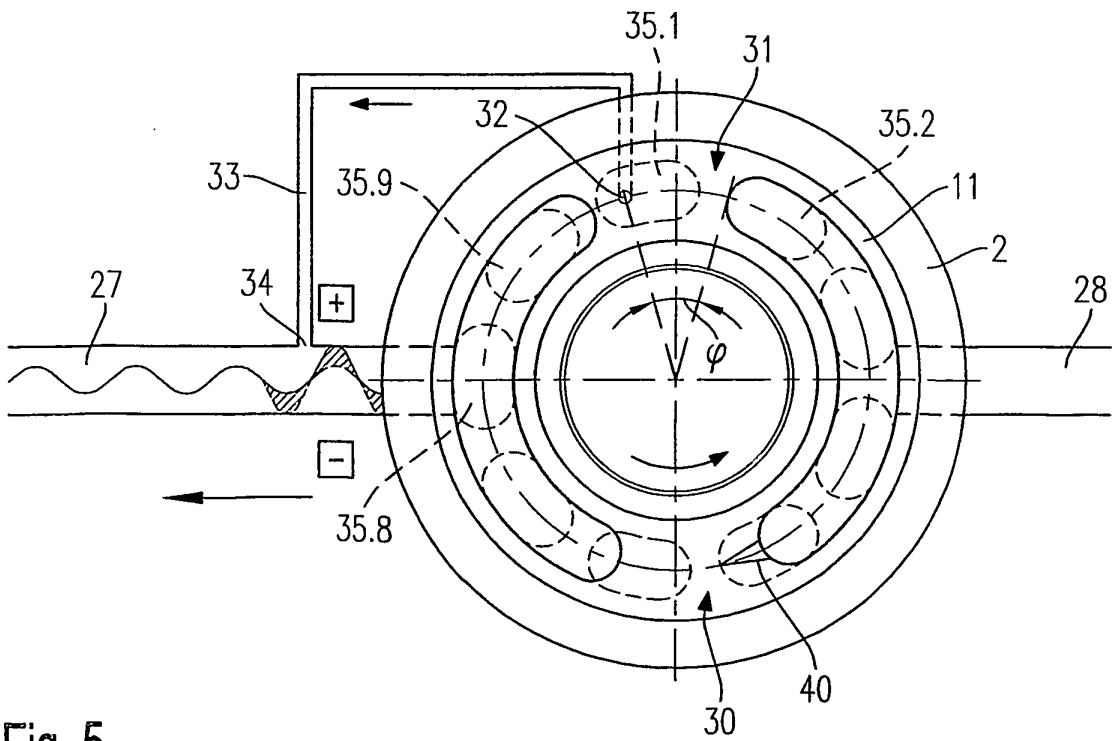


Fig. 5

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 10034857 A1 [0003]