

⑩



Europäisches Patentamt
European Patent Office
Office européen des brevets

⑪

Veröffentlichungsnummer:

**0 147 654
B1**

⑫

EUROPÄISCHE PATENTSCHRIFT

⑬

Veröffentlichungstag der Patentschrift: **02.05.90**

⑭

Int. Cl.⁵: **F 04 C 2/356**

⑮

Anmeldenummer: **84114423.1**

⑯

Anmeldetag: **29.11.84**

⑰

Maschine, insbesondere Arbeitsmaschine zum Verdichten und Fördern von Fluiden.

⑱

Priorität: **05.12.83 DE 3343908**

⑲

Patentinhaber: **Fickelscher, Kurt Gerhard
Herderstrasse 19
D-6710 Frankenthal (DE)**

⑳

Veröffentlichungstag der Anmeldung:
10.07.85 Patentblatt 85/28

㉑

Erfinder: **Fickelscher, Kurt Gerhard
Herderstrasse 19
D-6710 Frankenthal (DE)**
Erfinder: **Schabert, Hans-Peter
Friedrich-Bauer-Strasse 28
D-8520 Erlangen (DE)**

㉒

Bekanntmachung des Hinweises auf die
Patenterteilung:
02.05.90 Patentblatt 90/18

㉓

Benannte Vertragsstaaten:
CH DE FR GB IT LI SE

㉔

Entgegenhaltungen:
**DE-A-2 541 835
DE-A-2 911 655
DE-A-3 343 908
DE-C- 669 091
FR-A- 981 898
US-A-1 692 639
US-A-2 922 378
US-A-2 992 769**

EP 0 147 654 B1

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

Beschreibung

Die Erfindung bezieht sich auf eine Maschine, insbesondere Arbeitsmaschine zum Verdichten und Fördern von Fluiden, gemäß den im Oberbegriff des Patentanspruchs 1 angegebenen Merkmalen.

Aus der US-A-43 90 328 ist eine derartige Maschine bekannt, deren Ringkolben als eine dünnwandige Hülse ausgebildet ist und unter Beibehaltung der Wandstärke elastisch verformbar ist. Der Drehkörper weist wenigstens zwei Vorsprünge auf, um den Ringkolben nach Art einer Ellipse oder Trochoide zu verformen. Der Ringkolben ist entweder innerhalb des Zylinders angeordnet oder um einen Zylinder herum angeordnet und liegt in einem Abrollbereich an der Zylinderwand flächig an. In einer Ausführungsform enthält der exzentrisch angeordnete Drehkörper zwei beabstandete angeordnete Stützrollen, um den Ringkolben ähnlich einer Ellipse zu deformieren. Im Bereich der Stützrollen ergeben sich erhebliche Änderungen des Radius des Ringkolbens sowie hohe Wechsel-Biegebeanspruchungen, wodurch die Lebensdauer des Ringkolbens nachteilig beeinträchtigt wird. Um ein wirtschaftliches Saugvolumen zu erhalten, muß eine relativ große Deformation des Ringkolbens vorgegeben werden, so daß in der Praxis recht dünnwandige Hülsen erforderlich werden. Hierdurch wird die Druckbelastung durch das geförderte Fluid zu vergleichsweise kleinen Werten begrenzt. Es ergeben sich ferner Schwierigkeiten infolge von Rückstellkräften des Ringkolbens auf die Antriebslager. Die hohen Rückstellkräfte ergeben zusammen mit den Verdichtungskräften für die Antriebslager hohe Belastungen. Außerhalb des Abrollbereiches wird die Form des Ringkolbens zum einen durch die vergleichsweise kleinen Radien der genannten Stützrollen und zum anderen durch einen an die Form einer Ellipse angenäherten Bereich gebildet. Der Ringkolben ist quasi zwischen die Stützrollen und die Zylinderwand eingespannt, wobei durch den Achsabstand der Stützrollen der Abrollbereich vorgegeben ist. Der Achsabstand der Stützrollen, die Exzentrizität des Drehkörpers und ferner die Wandstärke des Ringkolbens müssen exakt aufeinander abgestimmt sein, damit in dem Abrollbereich die flächenhafte Anlage gewährleistet werden kann. Eine Veränderung der Exzentrizität für sich allein genügt nicht, um den Abrollbereich vorzugeben oder zu verändern; zumindest müssen hierbei auch die Achsabstände der Stützrollen entsprechend nachgestellt werden. Es müssen sehr hohe Anforderungen hinsichtlich der Fertigungsgenauigkeit eingehalten werden, um den Ringkolben zwischen den Stützrollen und der Zylinderwand einzuspannen und den Abrollbereich vorzugeben. Wäre beispielsweise der Achsabstand der Stützrollen etwas zu groß und infolge von Fertigungsungenauigkeiten der Innendurchmesser der Zylinderwand zu klein geraten, so könnte ein ordnungsgemäßes Anschmiegen und Einspannen des Ringkolbens nicht gewährleistet werden. Ferner ist

beim Überrollen des Trennschlitzes ein vergleichsweise hochfrequentes Ausfedern des Ringkolbens zu beachten und es ist infolge von Schlägen des Ringkolbens auf den Zylinder innerhalb kurzer Zeit mit Materialermüdung in der Nähe des Trennschlitzes zu rechnen; es müssen daher hochfeste Werkstoffe für den Zylinder zum Einsatz gelangen.

Aus der FR-A-981 898 ist eine Maschine bekannt, deren Ringkolben als ein starrer, radial nicht verformbarer Ring ausgebildet ist. Insbesondere wegen Fertigungsungenauigkeiten oder Temperatureinflüssen ist dem Ringkolben ein elastisches Organ zugeordnet, um die Anlage an der Zylinderwand zu gewährleisten. So kann ein elastischer Ring zwischen dem Ringkolben und einem Wälzlager-Außenring angeordnet sein, über welches Wälzlager der Drehkörper den Ringkolben abstützt. Zwischen dem Ringkolben und der Zylinderwand herrscht nur eine Linienberührung. Ferner kann auf der Außenfläche des Ringkolbens ein elastischer Ring aus einem kompressiblen Werkstoff angeordnet sein. Kompressible Werkstoffe, wie Gummi oder elastomere Kunststoffe, führen zu Schwierigkeiten im Hinblick auf die Belastbarkeit und das Wärmeverhalten, so daß die Einsatzmöglichkeiten einer derartigen Maschine erheblich begrenzt sind. Ein radialer Versatz des Drehkolbens größer als die Exzentrizität, welche der halben Durchmesserdifferenz der Zylinderwand und des unbelasteten Ringkolbens entspricht, ergibt eine radiale Kompression des elastischen Ringes, wobei in Umfangsrichtung betrachtet vergleichsweise starke Änderungen des elastischen Ringes erfolgen, während der Ringkolben als solcher in der Form nicht verändert wird. In dem elastischen Ring wird eine nicht unerhebliche Walkarbeit umgesetzt, woraus sich Schwierigkeiten für die Wärmeableitung ergeben. Für die Ausführungsformen bei welchen der elastische Ring auf der Außenfläche des im übrigen starren Ringkolbens angeordnet ist, tritt nicht nur eine Rollbewegung zwischen dem elastischen Ring und der Zylinderwand ein, sondern es ist darüberhinaus ein Schlupf festzustellen, der einen entsprechenden Verschleiß zur Folge hat.

Hiervon ausgehend liegt der Erfindung die Aufgabe zugrunde, die Maschine der eingangs genannten Art mit geringem konstruktivem Aufwand dahingehend weiterzubilden, daß die Beanspruchungen des dünnwandigen Ringkolbens reduziert werden und insbesondere für den Ringkolben und den Zylinder ein geringer Verschleiß erreicht werden kann.

Die Lösung dieser Aufgabe erfolgt gemäß den im Kennzeichen des Patentanspruchs 1 angegebenen Merkmalen.

Die vorgeschlagene Maschine zeichnet sich durch eine einfache Konstruktion und hohe Funktionssicherheit aus. Da die Abweichung von der Kreisform des Ringkolbens höchstens 5% groß ist, wird die Materialbeanspruchung im Vergleich mit den vorbekannten Maschinen klein gehalten. Infolge der Deformation schmiegt sich der Ringkolben im Abrollbereich an die Zylinderwand an

und hat damit auch innerhalb des Abrollbereiches im wesentlichen die Form eines Kreisringes. An den Enden des Abrollbereiches erfolgt keine wesentliche Radiusänderung. Beim Überrollen des Trennschlitzes bleibt das vorgegebene Reibmoment erhalten und auch beim Überrollen von Saug- sowie Druckschlitz ergeben sich vergleichsweise geringe Wechselfestigkeitsbeanspruchungen. Federnde Rückstellkräfte auf den Drehkörper und dessen Lagerungen werden klein gehalten und die Maschine zeichnet sich durch eine hohe Laufruhe und Lebensdauer aus. Die Kühlung der Maschine kann wahlweise mit Luft oder Wasser erfolgen und die Maschine ist für ölfreien Betrieb gleichermaßen geeignet wie für Fettschmierung und Ölflutung. Aufgrund der niedrigen Flächenpressung und Materialbeanspruchung kann für den Zylinder ein Werkstoff mit vergleichsweise niedrigen Festigkeitseigenschaften und gleichwohl guter Wärmeleitung zum Einsatz gelangen; es sei hier vor allem auf Aluminiumlegierungen sowie auf Bronze und Austenit verwiesen falls aggressive Gase gefördert werden.

Die Anpassung der Maschine an Hoch- oder Niederdruck erfolgt vor allem durch die Vorgabe der Deformation. Ist beispielsweise ein Durchmesser Verhältnis von 1,12 und somit eine Exzentrizität von etwa 6% vorhanden, so genügt schon eine Deformation von 0,5%, um einen Abrollbereich von etwa 30% bezogen auf den gesamten Kreisumfang, zu erhalten. Eine kleine Deformation ist ausreichend und thermisch bedingte Unrundheiten, insbesondere des Zylinders, können zuverlässig ausgeglichen werden. Aufgrund der vergleichsweise kleinen Radiusänderung des Ringkolbens, und zwar Radiusreduzierung bei Anordnung des Ringkolbens im Zylinder und Radiusvergrößerung bei Anordnung um den Zylinder, werden hohe Wechselbiegebeanspruchungen vermieden und die vom Ringkolben auf die Lager einwirkenden Rückstellkräfte erheblich reduziert. Zwischen dem Ringkolben und dem Zylindergehäuse ist in dem Abrollwinkelbereich eine gute Kraftverteilung erreicht. Die Deformation liegt zweckmäßig im Bereich zwischen 0,2 bis 2% des Ringkolbendurchmessers, wobei sich ein Wert von 0,5% als zweckmäßig erwiesen hat. Eine gute Anschmiegung des Ringkolbens an die Zylinderwand über einen großen Winkelbereich wird sichergestellt.

Es wird die Ovalisierung, also die Abweichung von der exakten Kreisform des Ringkolbens, kleiner als 5% und bevorzugt kleiner 3% vom Außendurchmesser gehalten. Aufgrund der Reduzierung der Flächenpressung und Vergleichmäßigung im Abrollbereich können für das Zylindergehäuse auch gut wärmeleitende Werkstoffe mit geringeren Festigkeitseigenschaften, insbesondere Aluminiumlegierungen und darüberhinaus für aggressive Gase auch Bronze oder Austenit eingesetzt werden. Ein hochfrequentes Ausfedern des Ringkolbens im Bereich des Trennschlitzes und die damit verbundenen Schläge des Ringkolbens werden wesentlich reduziert, was im Hinblick auf Lebensdauer und Materialauswahl von

5 besonderer Bedeutung ist. Schließlich kann die Maschine ohne nennenswerte Änderung der wesentlichen Baukomponenten für Vakuum- und Hochdruckförderung eingesetzt werden. Es konnten einstufige Vakua bis 99% und Enddrücke bis 16 bar erreicht werden, wobei für das Zylindergehäuse ein gut wärmeleitender Werkstoff mit geringen Festigkeitseigenschaften zum Einsatz gelangte. Die besondere Gehäusekonstruktion erlaubt wahlweise Luft- oder Wasserkühlung mit dem gleichen Gehäuse. Die Maschine eignet sich unter Beibehaltung der wesentlichen Konstruktionsmerkmale sowohl für ölfreien Betrieb, Fettschmierung oder auch Ölflutung. Ein hoher mechanischer sowie thermischer Wirkungsgrad wird erreicht, wobei eine große Laufruhe bei einem geringen Verschleiß gegeben ist. Im Rahmen der Erfindung kann der Ringkolben in dem Zylinder oder außen um den Zylinder angeordnet sein.

10 In einer besonderen Ausführungsform sind auf dem Drehkörper eine Anzahl von drehbaren Antriebsrollen in Umfangsrichtung gegeneinander versetzt derart angeordnet, daß die den Abrollbereich nächstliegenden Antriebsrollen einen wesentlich größeren Winkelabstand zueinander aufweisen als die übrigen Winkelabstände zwischen den Antriebsrollen. Eine konstruktiv einfache Lagerung des Ringkolbens auf mehreren, insbesondere fünf, Antriebsrollen und gleichzeitiger guter Anschmiegung über einen großen Abrollbereich ist gegeben. Durch Vorgabe der Größe des Winkelabstandes, der Wandstärke des Ringkolbens sowie der Deformation erfolgt die Anpassung an Hoch- und Niederdruck. Um zu vermeiden, daß durch das Abflachen des Ringkolbens im Abrollbereich einzelne Antriebsrollen den Kontakt zum Ringkolben verlieren, können die Antriebsrollen auf unterschiedlichen Radien bezüglich des Mittelpunktes vom Drehkörper angeordnet sein. Ferner können die Rollendurchmesser entsprechend verschieden vorgegeben werden. Zur Vermeidung einer Unwucht können die Antriebsrollen ferner unterschiedliche Wandstärken aufweisen. Die als Deformation bezeichnete Vergrößerung der Exzentrizität dient auch zum Ausgleich von thermisch bedingten Unrundheiten. Die erläuterte Ausführungsform ist besonders für relativ hohe Druckbereiche geeignet.

15 Bei der erläuterten Ausführungsform kann sich entsprechend der relativen Lage des Ringkolbens zum Trennschieber der Ringkolben zwischen den einzelnen Antriebsrollen des Ringkörpers durchbiegen. Ferner kann in der oberen Totlage, in welche der Ringkolben im Bereich des Trennschlitzes anliegt, der Ringkolben von der diametral gegenüberliegenden Antriebsrolle abheben, wodurch zusätzliche Spannungen auf die weiteren Antriebsrollen einwirken und Lagerverluste und eine Reduzierung des Wirkungsgrades ergeben. Auch kann die vergleichsweise hohe Drehzahl der Antriebsrollen, und zwar entsprechend der Durchmesserdifferenz von Ringkolben und Antriebsrollen die Antriebsdrehzahl nach oben hin begrenzen. Aufgrund der Grenzdrehzahlen für

die Lagerungen, insbesondere Wälzlager, der Antriebsrollen, ist eine Grenze zu beachten. So kann beispielsweise bei einer Antriebsdrehzahl von 3000 U/min die Differenz bei 9000 U/min. liegen. Durch hohe Drehzahlen wird die Belastbarkeit reduziert, die Lebensdauer gesenkt und mit entsprechend höheren Lagertemperaturen ist ein Wirkungsgradabfall verbunden. Ferner sei auf vergleichsweise große Rückstellkräfte des Ringkolbens verwiesen, die zusätzlich zu den Verdichtungskräften auf die Lager einwirken, so daß insgesamt mit einer hohen Lagerbelastung zu rechnen ist. Die zwischen den einzelnen Antriebsrollen eintretende Durchbiegung des Ringkolbens könnte durch Vergrößerung der Wandstärke des Ringkolbens reduziert werden, wodurch jedoch eine nicht unwesentliche Vergrößerung der Spannungsverteilung bedingt wäre. Die deutliche Flächenpressung in der Abrollzone des Gehäuses wurde vergrößert und hochfeste Werkstoffe wären erforderlich. Schließlich sei auch auf ein hochfrequentes Ausfedern im Bereich des durchgehenden Trennschlitzes infolge von Schlägen des Ringkolbens auf den Zylinder verwiesen, wodurch in der Praxis schnelle Materialermüdungen in der Nähe des Trennschlitzes eintreten können.

Diese aufgezeigten Schwierigkeiten werden in den nachfolgend erläuterten Ausführungsformen vermieden. So wird nach der einen Ausführungsform der Ringkolben auf einem Lagerring oder dergl. gelagert, der im Abrollbereich eine reduzierte Wandstärke aufweist und bevorzugt als Träger gleicher Festigkeit ausgebildet ist. In einer anderen Ausführungsform ist der Ringkolben schwimmend auf zwei exzentrisch gelagerten Antriebsrollen oder dergl. angeordnet, wobei die Exzenter in Umfangsrichtung um einen vorgegebenen Winkel versetzt angeordnet sind. Schließlich kann in einer wesentlichen Ausführungsform der Ringkolben auch auf elastisch federnden Elementen angeordnet sein, die mittels eines Lagers bezüglich des Exzenters drehbar angeordnet sind. Wesentlich ist bei all diesen Ausführungsformen, daß in dem Abrollbereich eine gleichmäßige Spannungsverteilung erreicht wird und Belastungsspitzen zwischen Ringkolben und Zylinderwand weitgehend reduziert und vermieden werden. Schläge und stoßartige Belastungen, insbesondere beim Überrollen des Trennschlitzes, werden vermindert, so daß auch Werkstoffe für geringere Belastungen für den Zylinder zum Einsatz gelangen können. Es können preisgünstige und vor allem auch gut wärmeleitende Werkstoffe, insbesondere Aluminiumlegierungen, für den Zylinder bzw. das Zylindergehäuse verwendet werden. Dies ist sehr wichtig für die Wärmeableitung sowohl aus dem Innenraum des Ringkolbens als auch aus dem Gehäuse. Durch geeignete Lüftungsmaßnahmen, wie Lüftungsschlitze o.ä. sowohl in dem Gehäuse als auch im Inneren des Ringkolbens kann die Wärme unter optimalen Bedingungen abgeleitet werden. Weitere Vorteile ergeben sich aus den Ausführungsbeispielen.

Die Erfindung wird nachfolgend an Hand der in der Zeichnung dargestellten Ausführungsbeispiele näher erläutert. Es zeigen:

Fig. 1 eine als Verdichter ausgebildete Maschine, deren Ringkolben auf fünf Antriebsrollen eines Drehkörpers gelagert ist,

Fig. 2 einen Längsschnitt durch die Maschine gemäß Fig. 1,

Fig. 3, 4 die Durchbiegung und das Abheben des Ringkolbens bei der Ausführungsform gemäß Fig. 1,

Fig. 5 einen prinzipiellen Längsschnitt durch eine Ausführungsform der Maschine, wobei der Ringkolben im Abrollbereich auf einem Lagerring mit reduziertem Querschnitt angeordnet ist,

Fig. 6 vergrößert den Ringkolben gemäß Fig. 5, Fig. 7 vergrößert einen Ringkolben ähnlich Fig. 1,

Fig. 8, 9 eine Ausführungsform der Maschine, bei welcher der Ringkolben auf elastisch federnden Elementen angeordnet ist,

Fig. 10 einen Längsschnitt durch eine Ausführungsform einer Arbeitsmaschine mit schwimmendem Ringkolben,

Fig. 11 einen Querschnitt der Maschine gem. Fig. 10,

Fig. 12-16 schematische Querschnitte zur Erläuterung des kinematischen Prinzips der Arbeitsmaschine gem. Fig. 10 und 11,

Fig. 17 eine Ausführungsform mit schwimmendem Ringkolben und ölgefluteten Gleitlagern,

Fig. 18, 19 eine Ansicht bzw. einen Schnitt einer Antriebsrolle,

Fig. 20, 21 eine Ansicht bzw. einen Schnitt des Doppelsexzenters zur Erzeugung der Abrollbewegung,

Fig. 22 eine Ausführungsform nach dem Prinzip gem. Fig. 5, jedoch mit außenliegendem Ringkolben,

Fig. 23 einen Längsschnitt durch die Arbeitsmaschine gem. Fig. 21,

Fig. 24, 25 vergrößert einen Trennschieber der Ausführungsform gem. Fig. 4 mit einem integrierten Druckventil in geschlossenem bzw. geöffnetem Zustand,

Fig. 26-28 Ansichten eines Trennschiebers mit innenliegendem integrierten Druckventil.

Fig. 1 zeigt schematisch einen Querschnitt eines Verdichters mit einem Zylinder 2 ausgebildeten Gehäuse, in dem ein Ringkolben 4 drehbar angeordnet ist. Der Ringkolben 4 liegt über einen vorgegebenen Abrollbereich A an der inneren Wand 8 des Zylinders 2 an, der außen Kühlrippen 9 aufweist. Der Zylinder 2 weist einen sich in Längsrichtung erstreckenden durchgehenden Trennschlitz 10 auf, in dem ein Trennschieber 12 angeordnet ist. Der Trennschieber 12 wird mittels einer Druckfeder 14 dem Ringkolben 4 nachgeführt. Der Trennschieber 12 ist in der Arbeitsstellung "untere Totlage" entsprechend einem Verdichtungsverhältnis von 1:2 dargestellt. Im Trennschieber 12 ist ein Druckschlitz 16 vorhanden, dem im Zylinder ein Druckventil 18 zugeordnet ist. Ferner ist im Zylinder 2 ein Saugschlitz 20 zu erkennen. Der Ringkolben 4 weist über seinen

gesamten Umfang eine konstante Wandstärke auf und ist im Inneren auf fünf Rollen 21 bis 25 gelagert. Die Rollen 21 und 25 sind voneinander derart beabstandet, daß der Ringkolben 4 über den zentralen Abrollbereich A flächig an der inneren Wand 8 des Zylinders 2 anliegt. Der Mittelpunkt 26 des Ringkolbens 4 ist vom Mittelpunkt 28 der kreisförmigen Zylinderwand 8 in einem Abstand 30 angeordnet, welcher der Exzentrizität e entsprechend der halben Durchmesserdifferenz von Zylinderwand und Kolben entspricht, zuzüglich einer Deformation d . Die letztgenannte Deformation ist eine Vergrößerung der Exzentrizität e und ergibt die gewünschte flächige Anlage in dem Abrollbereich A. Der Mittelpunkt 26 dreht auf einer Kreisbahn K um den Mittelpunkt 28. Durch entsprechende Vorgabe des Abstandes der Rollen 21 und 25, der Wandstärke des Ringkolbens 4 sowie der Deformation d erfolgt die Anpassung entsprechend den betrieblichen Erfordernissen.

Die dem Abrollbereich A nächstliegenden Rollen 21, 25 weisen zueinander einen erheblich größeren Abstand auf als im übrigen die Rollen 21 bis 25 zueinander. Durch die Vorgabe des Abstandes der Rollen 21, 25 kann der Abrollbereich beeinflusst werden. Die Antriebsrollen können auf dem Drehkörper unsymmetrisch verteilt angeordnet sein. Ferner können die Antriebsrollen auf verschiedenen Radien angeordnet sein oder auch unterschiedliche Rollendurchmesser aufweisen, um eine zuverlässige Abstützung des Ringkolbens zu erreichen. Bei dem Verdichter ist im Hinblick auf ein wirtschaftliches Saugvolumen der Durchmesser des Ringkolbens etwa 10% kleiner als der des Zylinders.

Fig. 2 zeigt einen Längsschnitt des Verdichters gemäß Fig. 1. Mit einer Antriebswelle 42 sind zwei Flanschwellen 31 verbunden, die ihrerseits mittels Verbindungsbolzen 41 verbunden sind. Die Verbindungsbolzen tragen mittels Wälzlager drei axial beabstandete Antriebsrollen 23, auf welchen der Ringkolben 4 abgestützt ist. Die in der Zeichnung rechte Flanschwellen 31 weist eine zentrale Bohrung 37 auf, über welche Kühlluft eingeblasen werden kann. Durch die Bohrungen 68 im Gehäusedeckel 66 tritt die Kühlluft nach außen. Es liegt eine Innenkühlung vor und ein Wärmestau im Innern des Kompressors wird vermieden. Zylinder und Ringkolben weisen etwa die gleiche Temperatur auf, so daß Längenänderungen in engen Grenzen gehalten werden. Folglich kann der axiale Dichtspalt zwischen Ringkolben 4 und Gehäusedeckel 66 sehr klein gehalten werden. Durch geeignete Anordnung der außermittig angebrachten Bohrungen 43 für die Verbindungsbolzen 41 sämtlicher Antriebsrollen werden in konstruktiv einfacher Weise die Exzentrizität und die Deformation den Erfordernissen entsprechend vorgegeben.

Fig. 3 zeigt schematisch den Verdichter gem. Fig. 1, jedoch um 180° um die Längsachse gedreht, bei einem Verdichtungsverhältnis von ca. 1:7. Die resultierenden Gaskräfte 32 sowie die Federkraft 34 des Trennschiebers 12 deformieren

den Ringkolben 4 zwischen den Antriebsrollen entsprechend der strichpunktierten Linie 36, wodurch in der unbelasteten Saugzone zunächst zusätzliche Radialkräfte auf die Antriebsrollen wirksam werden. Besonders im Bereich der Rollen 23, 24, 25 wird der Ringkolben 4 durch erhebliche Biegekräfte zusätzlich festigkeitsmäßig belastet.

Fig. 4 zeigt schematisch den Verdichter nach Fig. 1 beim Überrollen des Ringkolbens 4 von Druckschlitz 16 und Saugschlitz 20. Aufgrund der Gaskräfte sowie der vom Trennschieber 12 einwirkenden Federkraft 34 versucht sich der Ringkolben 4 von der diametral gegenüberliegenden Rolle 23 zu lösen. Die sich ergebende Deformation des Ringkolbens 4 ist durch die gestrichelte Linie 38 angedeutet, wobei zur Rolle 23 ein Abstand 40 festzustellen ist.

Fig. 5 zeigt eine wesentliche Ausführungsform der Erfindung, wobei Bauteile, die mit der oben erläuterten Ausführungsform in der Funktionsweise übereinstimmen, die gleichen Bezugszeichen tragen und nicht weiter erläutert werden. Auf einer Antriebswelle 42 sind als Druckkörper zwei axial beabstandete Antriebsexzenter 44 angeordnet, von denen nur der eine zu sehen ist und die im Winkelbereich B zwecks Massenausgleich abgeflacht sind. Längsbohrungen 48 in den Antriebsexzentern 44 ergeben zusammen mit der Abflachung 50 eine gute Zuführung von Kühlluft in den Innenraum des Ringkolbens 4. Der Ringkolben 4 ist jeweils auf einem Nadellager 52 mit einem inneren Lagerring 54 auf dem zugeordneten Exzenter drehbar. Wesentlich ist hierbei die Verringerung der Wandstärke des Lagerringes 54 im Winkelbereich B bzw. im Bereich der Abflachung 50 derart, daß im Abrollbereich eine weitgehend gleichmäßige Flächenpressung vorhanden ist. Der Verlauf der Wandstärke kann exakt berechnet und in Verbindung mit der gewählten Vorspannung bzw. Deformation d derart eingestellt werden, daß bei einem unzulässig hohen Förderdruck der Ringkolben 4 im Abrollbereich A abhebt; eine zuverlässige Überlastsicherung ist gegeben. Der Ringkolben 4 ist über die einzelnen Rollen des Nadellagers 52 auf den gesamten Umfang abgestützt. Die geringe Deformation d des Nadellagers liegt im Bereich von 0,2 bis 0,7% des Lagerdurchmessers und beeinträchtigt das kinematische Verhalten des Nadellagers praktisch nicht. Infolge der Deformation ist eine wirksame axiale Abdichtung der Lager 52 praktisch nicht durchzuführen, so daß eine Fett- oder Tropfschmierung bei dieser Ausführungsform angezeigt ist. Die vorgeschlagene Maschine kann preisgünstig hergestellt werden und ist zum Einsatz für Vakuum und für hohen Druckbereich gleichermaßen geeignet. Ein derart gefertigter Verdichter weist beispielsweise bei einem Hubvolumen von 0,27 l und einer Drehzahl von 3000 U/min eine Förderleistung von 810 l/min auf; der Zylinderinnendurchmesser beträgt hierbei 125 mm und der Ringkolbenaußendurchmesser 113,4 mm.

In der schematischen Darstellung gem. Fig. 6 ist

radial innen der Antriebsexzenter 44 mit dem inneren Lagerring 54 zu erkennen. Der Einfachheit halber sind das Nadellager und der Ringkolben nicht dargestellt. Durch die bereits erläuterte Verschiebung des Exzentermittelpunktes und des Mittelpunktes des Ringkolbens um d erfolgt im Abrollbereich A die gewünschte Anschmiegung an die Wand des Zylinders 2, wobei eine resultierende Anpreßkraft 58 erzeugt wird. Durch die vorausberechenbare Reduzierung der Wandstärke des Lagerrings 54 in dem Winkelbereich B wird eine weitgehend gleichförmige Flächenpressung im Abrollbereich A erzeugt. Spannungsspitzen werden vermieden. Aufgrund der geringen Flächenpressungen können für den Zylinder 2 somit gut wärmeleitende Werkstoffe, insbesondere Aluminiumlegierungen verwendet werden. Wesentlich ist ferner, daß beim Überrollen des Trennschlitzes keine nennenswerte Rückfederung erfolgt, wodurch im Bereich des Trennschlitzes Schäden in einfacher Weise vermieden werden. Der Ringkolben rollt im wesentlichen gleichmäßig auf der Wand des Zylinders ab, und störende Geräusche werden vermieden.

Fig. 7 zeigt einen Lagerring 54 mit über den Umfang gleichmäßiger Wandstärke. Dies entspricht einem Ringkolben gemäß der Ausführungsform von Fig. 1. Aufgrund der Durchbiegung im Abrollbereich ergeben sich weitaus höhere Spannungsspitzen gegenüber der besonderen Ausgestaltung von Fig. 6. Diese Spannungsspitzen sind durch die Pfeile 60 angedeutet, und sie verursachen beim Überrollen des Trennschlitzes ein Klopfen und Materialermüdung.

Fig. 8 zeigt eine weitere wesentliche Ausführungsform, deren Ringkolben 4 auf nachgiebigen Elementen 93 elastisch federnd abgestützt ist. Diese Elemente 93 sind als spiralförmige Speichen eines Rades mit Außenring 92 und Innenring 94 ausgebildet. Der Innenring 94 ist auf einem Wälzlager 64 abgestützt. Das Wälzlager 64 wird bei dieser Ausführungsform in keiner Weise deformiert und kann daher vollständig abgedichtet sein. Der Außenring 92 ist ebenfalls vergleichsweise dünnwandig ausgebildet, so daß der Ringkörper 4 im Abrollbereich A flächig an der Innenwand anliegt, wobei ferner eine hinreichend gleichförmige Kraftverteilung gegeben ist. Das Rad ist zweckmäßig aus einem einzigen Stück gefertigt, wodurch sich Vorteile bei Fertigung und Montage ergeben.

Die Ausführungsform von Fig. 9 entspricht im Prinzip der von Fig. 8, wobei jedoch nunmehr einzelne als gekrümmte Blattfedern ausgebildete Elemente 93 zur Abstützung des Ringkolbens 4 vorgesehen sind. Auch bei dieser Ausführungsform erfährt der Innenring 94 keine Deformation, so daß auch hier konventionelle, abgedichtete Wälzlager oder dergl. zum Einsatz gelangen können.

Fig. 10 zeigt einen Längsschnitt durch eine Ausführungsform mit schwimmendem Ringkolben 4. Auf der Antriebswelle 42 sind axial beabstandet jeweils zwei Antriebsrollen 62, 63 angeordnet, deren Abrollbewegung mittels auf der

Antriebswelle 42 befestigten Exzenter 44, 45 erzeugt wird. Die Kraftübertragung auf die zugeordnete Antriebsrolle 62 erfolgt jeweils über ein handelsübliches Wälzlager 64. Diese Wälzlager werden nicht deformiert und können ferner seitlich ohne weiteres abgedichtet sein, was gerade für Vakuumanwendungen von besonderem Vorteil ist. Die Antriebswelle 42 ist seitlich jeweils in einem Gehäusedeckel 66 gelagert, wobei durch Bohrungen 68 Kühlluft geblasen werden kann. Durch eine solche Innenkühlung wird ein Wärmestau im Inneren des Verdichters mit all den hiermit verbundenen Nachteilen vermieden. Oberhalb des Trennschiebers 12 befinden sich konventionelle Zungenventile 70, über welche das verdichtete Medium ausgeschoben wird.

Fig. 11 zeigt einen Querschnitt der Maschine gem. Fig. 10. Das Zylindergehäuse 2 weist eine Anzahl von Längskanälen 72 für Kühlmittel, beispielsweise Luft oder Wasser, auf. In dem Trennschieber 12 ist ein integriertes Ventil 74 vorgesehen, das weiter unten an Hand von Fig. 24, 25 noch erläutert werden soll. Durch das erfindungsgemäß integrierte Zungenventil werden Drossel- und Umlenverluste vermieden. Innerhalb des Ringkolbens 4 ist die eine Antriebsrolle 62 vollständig in einer axialen Ansicht zu erkennen. In axialer Richtung dahinter, also hinter der Zeichenebene, befindet sich die zweite Antriebsrolle 63, von welcher hier nur ein kleiner, etwa sichelförmiger Bereich zu erkennen ist, welcher zwecks Hervorhebung durch gekreuzte Linien kenntlich gemacht ist. Wie nachfolgend noch zu erläutern ist, wird der Ringkolben 4 durch die erfindungsgemäße seitlich versetzte Anordnung der Antriebsrolle 62 in dem Abrollwinkelbereich 56 flächig an die Wand 8 des Zylindergehäuses 2 angepresst. Zur Innenkühlung weist der Exzenter 44 Längskanäle 76 auf.

Fig. 12 zeigt schematisch den Ringkolben 4 im unverspannten Zustand, wobei die zylindrische Innenwand 8 des Zylindergehäuses 2 im Bereich der Y-Achse, hier links im Bild, linienförmig berührt wird. Die Exzentrizität e entspricht der halben Differenz von Innendurchmesser des Zylinders 2 und Außendurchmesser des Ringkolbens 4. Im Ringkolben 4 sind die beiden Antriebsrollen 62, 63, die einen vorgegebenen kleineren Durchmesser als die Innenbohrung des Ringkolbens 4 aufweisen, derart angeordnet, daß im Bereich der X-Achse eine Anschmiegung an die Innenbohrung des Ringkolbens 4 gegeben ist. Es sind die beiden Exzenter 44 jeweils um einen Winkel b gegeneinander bezüglich der Y-Achse geschwenkt. Der Außendurchmesser der Antriebsrollen 62, 63 ist wenigstens 0,5% kleiner als der Innendurchmesser des Ringkolbens 4. Zwischen dem Ringkolben 4 und den Antriebsrollen ist somit ein Federweg f vorhanden. Infolge der dargestellten, Schwenkung der Antriebsrollen 62, 63, jeweils um den Winkel b , entsteht im Bereich der Y-Achse ein freier Raum 78, wodurch thermisch bedingte Unrundheiten ausgeglichen werden können. Die Schwenkung kann derart vorgenommen werden, daß der Ringkolben

bereits eine Vordeformation erfährt. Hierdurch werden Krümmungsradien von Zylinder und Ringkolben bereits einander angenähert, wodurch günstige Bedingungen im Hinblick auf die Flächenpressung gegeben sind. Die Außendurchmesser der Antriebsrollen 62, 63 sind im Bereich zwischen 5 bis 0,5%, bevorzugt 2%, kleiner als der Innendurchmesser des Ringkolbens 4; ein hinreichender Federweg ist gewährleistet. Wenigstens ein derartiges Paar von Antriebsrollen 62, 63 ist erforderlich. Entsprechend der erforderlichen axialen Länge des Ringkolbens können auch mehrere derartige Antriebsrollenpaare, zweckmäßig auf der Antriebswelle axial gleichmäßig beabstandet, angeordnet sein.

In Fig. 13 ist die Vergrößerung der Exzentrizität e um einen Betrag d , und zwar in Richtung der Y-Achse nach links, gezeigt. Hierdurch schmiegt sich der Ringkolben 4 im Abrollbereich A federnd an die Wand 8 des Zylindergehäuses 2 und umschlingt in einem vergrößerten Winkelbereich C die Antriebsrollen 62, 63. Auf der anderen Seite der Y-Achse hebt der Ringkolben 4 um den Betrag $d + f$ von den Antriebsrollen 62, 63 ab.

Fig. 14 zeigt die Lager des schwimmenden Ringkolbens 4 bei einem Verdichtungsverhältnis von ca. 1:7. Die resultierenden Gaskräfte sowie die durch Feder- und Druckbeaufschlagung erzeugten Kräfte vergrößern die Anschmiegung des Ringkolbens 4 an die Antriebsrollen 62, während der Ringkolben 4 im quasi unbelasteten Saugraum 33 verstärkt von den Antriebsrollen 62, 63 abhebt. Hierbei wird die federnde Vorspannung im Abrollbereich jedoch nicht verringert. Im Bereich der Y-Achse ist der wegen der Verspannung verkleinerte Freiraum 78 zu erkennen, der den Antriebsrollen 62, 63 den Ausgleich von thermisch bedingten Unrundheiten ermöglicht.

Fig. 15 entspricht im wesentlichen Fig. 13, wobei außer den Antriebsrollen 62, 63 eine Rolle 80 im Inneren des Ringkolbens 4 auf der Antriebswelle, und zwar zwischen den beiden axial beabstandeten Paaren der Antriebsrollen 62, 63, angeordnet ist. Diese Rolle 80 ragt auf der Y-Achse, und zwar diametral dem Abrollbereich gegenüberliegend, über die Antriebsrollen 62, 63 hinaus, und es ist nur der freie Weg s vorhanden. Die Durchbiegung des Ringkolbens 4 wird auf den freien Wegs begrenzt. Bei hohen Drücken wird eine sichere Abstützung des Ringkolbens 4 erreicht.

Fig. 16 zeigt die Lage des Ringkolbens 4 bei einem Verdichtungsverhältnis von etwa 1:2. Nunmehr ist die Anschmiegung an die Antriebsrollen 62, 63 etwas geringer als gemäß Fig. 14. Aus beiden Figuren ist jedoch erkennbar, daß die resultierenden Gas- und Schieberkräfte die Flächenpressung im Abrollbereich vergrößern, und daß der Ringkolben 4 in der unbelasteten Saugzone 33 von der Antriebsrolle abhebt, während sich die Anschmiegung an die Antriebsrollen mit wachsender Verdichtung vergrößert. Hierdurch wird erreicht, daß im Abrollbereich eine weitgehend konstante Flächenpressung auftritt. Aufgrund des Anschmiegens des Ringkolbens 4 an

die Antriebsrollen 62, 63 wird auch bei höchster Druckbelastung keine zusätzliche Festigkeitsbeanspruchung des Ringkolbens 4 eintreten. Die maximalen Deformationskräfte bzw. die Spannungsverteilung werden durch die Durchmesserdifférenz von Antriebsrollen 62, 63 und Innendurchmesser des Ringkolbens 4 vorgegeben. Insbesondere beträgt diese geringe Durchmesserdifférenz zwischen 0,8 bis 3%; geringe Relativbewegungen zwischen Antriebsrollen und Ringkolben werden somit erreicht. Die entsprechend geringe Festigkeitsbeanspruchung des Ringkolbens 4 ermöglicht auch den Einsatz von preisgünstigen Werkstoffen. Eine exakte Vorausberechnung der federnden Anpresskraft wird durch entsprechende Vorgabe der Wandstärke des Ringkolbens 4 und der genannten Durchmesserdifférenz ermöglicht.

Fig. 17 zeigt teilweise in einem Längsschnitt eine Ausführungsform der Maschine mit schwimmendem Ringkolben 4. Die Antriebsrollen 62, 63 sind nunmehr mittels Gleitlagern direkt auf den beiden Antriebsexzentern 44 gelagert. Seitlich der Ringkolben 4 durch elastische, mittels Federn 82 nachgeführten Dichtelementen 84 an dem Gehäusedeckel 66 abgedichtet. Die Maschine mit ölgefluteten Gleitlagern ist rechts der Mittellinie 86 wiederum entsprechend ausgebildet, wobei von dort auch die Antriebswelle 42 angetrieben werden kann. Durch die hohle Antriebswelle 42 wird bei dieser Ausführungsform Öl durch eine Axialbohrung 88 zugeführt und über Radialbohrungen 90 zu den genannten Radiallagern der Antriebsrollen 62, 63 zwecks Schmierung geleitet. Das Öl tritt zwischen den Antriebsrollen 62, 63 in den Innenraum des Ringkolbens 4 und kann von dort über Bohrungen 68 des Gehäusedeckels 66 abgeführt werden.

Fig. 18 zeigt die Antriebsrolle 62, während in Fig. 19 ein Schnitt entlang Schnittlinie A gem. Fig. 18 dargestellt ist. Wie an Hand von Fig. 19 zu erkennen, sind zwischen dem Außenring 92 und dem Innenring 94 gekrümmte Leitschaufeln 96 angeordnet, über welche Luft in den Innenraum des Ringkolbens zur Kühlung eingesaugt werden.

Fig. 20 und 21 zeigen in einer Ansicht und in einem axialen Schnitt den bzw. die beiden Antriebsexzenter 44, 46. Der Antriebsexzenter 44 weist eine Paßfedernut 98 zur Befestigung auf der Antriebswelle auf. Der Antriebsexzenter 46 enthält eine Längsnut 100, durch welche eine Schraube 102 geführt ist, die in ein Gewinde 104 des Exzenter 44 eingreift. Die beiden Exzenter 44, 46 können somit gegeneinander zwecks Toleranzausgleich und zur Einstellung der oben erläuterten Vorspannung gegeneinander verdreht werden, wobei mittels der Schraube 102 die gegenseitige Verspannung und Feststellung vorgenommen wird.

Fig. 22 und 23 zeigen in einem Querschnitt bzw. Längsschnitt eine Ausführungsform der Maschine, die in ihrem kinematischen Prinzip der gem. Fig. 5 entspricht, wobei jedoch nunmehr der Ringkolben 4 radial außen bezüglich der nunmehr kolbenartigen Gehäuses 2 angeordnet ist. Diese

Ausführungsform ist besonders geeignet für Riemenantrieb oder direktes Anflanschen an einen elektrischen Antriebsmotor. Das Gehäuse 2 weist Kühlbohrungen 106 auf, und der Ringkolben 4 ist direkt über ein Nadellager 108 in einem Antriebsring 110 abgestützt. Der Antriebsring 110 ist auch hier um einen Betrag $e + d$ zum Gehäuse 2 versetzt, so daß der Ringkolben 4 im Abrollbereich A an die Außenfläche des kreisrunden Gehäuses 2 anschmiegt. Der Antriebsring 110 weist über einen Winkelbereich C eine Aussparung 112 auf, und dort weist der äußere Lagerring 114 eine verringerte Wanddicke auf. Es sind somit die übereinstimmenden kinematischen und spannungsmäßigen Voraussetzungen erzielt wie bei der Ausführungsform gemäß Fig. 5. Der Trennschieber 12 ist im Gehäuse 2 geführt und zum Mittelpunkt hin bewegbar. Die Feder 14 und die Druckventile 18 sind in einer zentralen Bohrung 116 angeordnet. Das geförderte, unter Druck stehende Medium wird über die Bohrung 118 in einer Deckscheibe 120 abgeführt. Die Ansaugung erfolgt über eine dem Schieber 12 benachbarte Bohrung 122. Der Antriebsring 110 ist mittels Wälzlager 124 auf beiden Seiten bezüglich den Deckscheiben 120 gelagert. Der Antriebsring 110 enthält eine Ringnut 126 für einen Riemenantrieb und ferner Kühlrippen 128, die zwecks Massenausgleich exzentrisch zum Lagerring angeordnet sind. Die Kühlung erfolgt durch Konvektion des schnellrotierenden Außenringes 110, wobei über zentrale Bohrungen im Außenring warme Luft von der Außenfläche des Ringkolbens 4 abgesaugt wird. Das feststehende Gehäuse 2 kann durch Luft oder Wasser mittels der Kühlbohrungen 106 zusätzlich gekühlt werden. Bei Wasserkühlung werden die Deckscheiben 120 mittels geschlossener Platten 130 abgedeckt. Der Vorteil dieser Bauart ist der kompakte kreisrunde Aufbau, die selbstwirkende Kühlung des Antriebsringes 110, die kombinierte Kühlungsmöglichkeit mittels Luft und Wasser und darüberhinaus der zweckmäßige Massenausgleich durch Veränderung der Wanddicke des Antriebsringes.

Fig. 24 und 25 zeigen vergrößert den Trennschieber mit integriertem Druckventil 74 im Trennschlitz 10 des Zylindergehäuses 2 im geschlossenen bzw. geöffneten Zustand. Der Trennschieber 12 weist wenigstens einen radial durchgehenden Schlitz 132 auf, wobei zweckmäßig axial beabstandet eine Anzahl derartiger Schlitze 132 vorgesehen ist. Die federnd ausgebildete Ventilplatte 134 ist seitlich in dem besagten Schlitz 132 geführt. Die Ventilplatten 134 erstrecken sich über eine vorgegebene große Länge von bevorzugt etwa 80% der Trennschieberlänge, so daß bei geöffnetem Ventil ein großer Austrittsquerschnitt gegeben ist. Durch diese wesentliche Ausgestaltung kann das Medium, insbesondere das Gas, mit kleiner Geschwindigkeit und ohne nennenswerte Drosselverluste abströmen. Bei herkömmlichen Ventilen ist die Durchgangsfläche kleiner als die Abdeckfläche der Ventilplatte. Wird daher eine Ventilplatte durch einen Enddruck P_e an die Dichtfläche angedrückt, so muß zur Öff-

nung des Ventils ein entsprechend erhöhter Druck anstehen. Ist beispielsweise eine kreisrunde Durchgangsfläche f_1 mit einem Durchmesser d_1 gegeben und ist eine kreisrunde Abdeckfläche f_2 mit einem Durchmesser d_2 vorhanden, so ist der Öffnungsdruck P_1 gleich P_e multipliziert mit dem Quadrat aus d_2 dividiert durch d_1 . Weist beispielsweise die Durchgangsbohrung einen Durchmesser d_1 von 14 mm und die Dichtfläche einen Durchmesser d_2 von 17 mm auf, und beträgt der Enddruck 17 bar, so muß im Zylinder der Druck auf 9,7 bar ansteigen, um das Ventil anzuheben. Die hierdurch bedingte Druckspitze führt zu einer Temperaturerhöhung des Gases und zusätzlichen Lager- und Materialbelastungen. Mittels des erfindungsgemäß vorgeschlagenen integrierten Plattenventils werden solche Druckspitzen weitgehend vermieden. Infolge der erfindungswesentlichen Krümmung der Ventilplatte 134 ist nur eine quasi linienförmige Berührung im Trennschlitz 10 gegeben. Ferner werden durch diese wesentliche Krümmung die Abströmverluste reduziert, und gleichzeitig kann auch der Ventilhub begrenzt werden. Die an Hand von Fig. 24 und 25 dargestellte Ausführungsform ist besonders für Vakuum und Niederdruckbetrieb sowie bei Ölflutung geeignet. Die an der Innenfläche des Ventilschlitzes 10 hin- und hergleitende gekrümmte Ventilplatte 134 unterbindet Rückströmung im Drosselspalt und ist unempfindlich bei Förderung von dampf- und flüssigkeitshaltigen Gasen und erlaubt ferner bei ölgefluteter Maschine einen ungestörten Austritt des Kühllöses.

In Fig. 26 bis 28 ist eine Ausführungsform eines integrierten Ventils dargestellt, welches für hohe Drücke und trockenlaufende Maschinen besonders geeignet ist. Der Trennschieber 12 besteht aus zwei Teilen 136, 138, zwischen welchen Ventilplatten 140 eingespannt sind. Durch diese Ausführungsform werden Reibungsverluste im Trennschlitz des Gehäuses nicht unwesentlich verringert. Das Medium tritt durch weiträumige Schlitze 142 in die innenliegenden Ventilkammern ein und strömt an der Oberseite 144 des Trennschiebers aus. Aufgrund der großflächigen Schlitze 142 treten geringe Gasgeschwindigkeiten auf, und die Umlenklverluste werden gering gehalten.

50 Bezugszeichenliste

- 2 Zylinder
- 4 Ringkolben
- 6 Winkelbereich
- 8 Wand
- 9 Kühlrippen
- 10 Trennschlitz
- 12 Trennschieber
- 14 Feder
- 16 Druckschlitz
- 18 Druckventil
- 20 Saugschlitz
- 21 - 25 Antriebsrolle
- 26 Mittelpunkt von 4
- 28 Mittelpunkt von 2
- 30 Abstand

31 Flanschwellen
 32 Gaskraft
 33 Saugraum
 34 Federkraft
 35 Druckraum
 36, 38 Linie
 40 Abstand
 41 Verbindungsbolzen
 42 Antriebswelle
 43 Bohrung
 44, 46 Antriebsexzenter
 48 Längsbohrung
 50 Abflachung
 52 Nadellager
 54 Lagerring
 58 Anpresskraft
 60 Pfeil
 62, 63 Antriebsrolle
 64 Wälzlager
 66 Gehäusedeckel
 68 Bohrung
 70 Zungenventil
 72 Längskanal
 74 integriertes Ventil
 76 Längskanal
 78 freier Raum
 80 Scheibe
 82 Feder
 84 Dichtung
 86 Mittelebene
 88 Axialbohrung
 90 Radialbohrung
 92 Außenring
 93 Element
 94 Innenring
 96 Schaufel
 98 Paßfedernut
 100 Längsschlitz
 102 Schraube
 104 Gewinde
 106 Kühlbohrung
 108 Nadellager
 110 Antriebsring
 112 Aussparung
 114 äußerer Lagerring
 116 zentrale Bohrung
 118 Bohrung
 120 Deckscheibe
 122 Längsbohrung
 124 Wälzlager
 126 Ringnut
 128 Kühlrippe
 130 Platte
 132, 142 Schlitz
 134, 140 Ventilplatte
 136, 138 Teil von 12
 144 Oberseite

Patentansprüche

1. Maschine, insbesondere Arbeitsmaschine zum Verdichten und Fördern von Fluiden, mit einem Zylinder (2), mit einem auf einer Zylinderwand (8) abrollenden Ringkolben (4), welcher als eine dünnwandige, im unbelasteten Zustand

5 kreisringförmige Hülse ausgebildet und unter Beibehaltung der Wandstärke elastisch verformbar ist und welcher ferner in einem Abrollbereich (A) an der Zylinderwand (8) flächig anliegt, mit einem in einem Trennschlitz (10) angeordneten Trennelement (12), mittels welchem zwischen der Zylinderwand (8) und dem Ringkolben (4) ein Saugraum (33) und ein Druckraum (35) voneinander getrennt werden, und mit einem bezüglich der Zylinderachse exzentrisch angeordneten Drehkörper, der mit einer Maschinenwelle (42) drehfest verbunden ist, um auf den Ringkolben (4) eine Drehbewegung zu übertragen, wobei beim Überrollen des Trennschlitzes (10) mit dem Ringkolben (4) ein Druckschlitz (16) und ein Saugschlitz (20) gleichzeitig überdeckt werden und wobei der Drehkörper bezüglich der Zylinderachse um eine Deformation (d) zusätzlich zur Exzentrizität (e), welche der halben Durchmesserdifferenz der Zylinderwand (8) und des unbelasteten Ringkolbens (4) entspricht, zur Vorgabe des Abrollbereiches (A) versetzt angeordnet werden kann,

10 15 20 25 dadurch gekennzeichnet, daß der Ringkolben (4) mittels des Drehkörpers derart abgestützt wird, daß er außerhalb des Abrollbereiches (A) im wesentlichen die Form eines Kreisringes aufweist,

30 und daß innerhalb des Abrollbereiches (A) aufgrund der Deformation (d) der Ringkolben (4) bei Anordnung im Zylinder (2) eine Radiusreduzierung und bei Anordnung um den Zylinder (2) eine Radiusvergrößerung aufweist, welche höchstens 5% des Außendurchmessers des Ringkolbens (4) groß ist.

35 40 2. Maschine nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß die Deformation (d) im Bereich zwischen 0,1 bis 2% des Ringkolbendurchmessers groß ist und zweckmäßig bei 0,2 bis 0,5% liegt, daß der Abrollbereich (A) größer als 10° vorgegeben ist und daß der Mittelpunkt (26) des Ringkolbens (4) im wesentlichen auf einer Kreisbahn (K) um den Mittelpunkt (28) des Zylinders (2) gedreht wird.

45 50 3. Maschine nach Anspruch 1 oder 2, dadurch gekennzeichnet, daß die Abweichung des Ringkolbens (4) von der Kreisform höchstens 3%, bevorzugt 1%, seines Außendurchmessers beträgt und/oder daß die Wandstärke des Ringkolbens (4) kleiner als 5% seines Außendurchmessers ist.

55 60 4. Maschine nach einem der Ansprüche 1 bis 3, dadurch gekennzeichnet, daß auf dem Drehkörper eine Anzahl von drehbaren Antriebsrollen (21-25) in Umfangsrichtung derart versetzt angeordnet sind, daß die dem Abrollbereich (A) nächstliegenden Antriebsrollen (21, 25) einen größeren Winkelabstand zueinander aufweisen, als die übrigen Winkelabstände zwischen benachbarten Antriebsrollen (21-25) (Fig. 1).

65 5. Maschine nach Anspruch 4, dadurch gekennzeichnet, daß der Drehkörper zwei in Gehäusedeckeln (66) gelagerte Flanschwellen (31) aufweist, die innerhalb des Ringkolbens (4) mittels Verbindungsbolzen (41) verbunden sind, auf

welchen die Antriebsrollen (21-25) drehbar angeordnet sind (Fig. 2).

6. Maschine nach einem der Ansprüche 1 bis 3, dadurch gekennzeichnet, daß der Ringkolben (4) auf einem Lagerring (54, 114) oder dergleichen gelagert ist, der im Abrollbereich (A) eine reduzierte Wandstärke aufweist (Fig. 5, 22).

7. Maschine nach Anspruch 6, dadurch gekennzeichnet, daß der Lagerring (54, 114) oder dergl. im Abrollbereich (A) im wesentlichen als Träger gleicher Festigkeit ausgebildet ist.

8. Maschine nach Anspruch 6 oder 7, dadurch gekennzeichnet, daß der Ringkolben (4) direkt auf einem Lager, insbesondere Nadellager (52), gelagert ist, dessen innerer Lagerring (54) auf einem Antriebsexzenter (44) angeordnet ist, der im Abrollbereich (A) eine Abflachung (50) aufweist.

9. Maschine nach einem der Ansprüche 6 bis 8, dadurch gekennzeichnet, daß zwei axial beabstandete Exzenter (44, 46) vorgesehen sind, die in Umfangsrichtung gegeneinander schwenkbar und einstellbar zwecks Toleranzausgleich sind.

10. Maschine nach einem der Ansprüche 1 bis 3, dadurch gekennzeichnet, daß der Ringkolben (4) auf elastisch nachgiebigen Elementen (93) angeordnet ist, die mittels eines Lagers (4) bezüglich des Exzenter (44) drehbar angeordnet sind (Fig. 8, 9).

11. Maschine nach Anspruch 10, dadurch gekennzeichnet, daß die elastisch federnden Elemente (93) als spiralartig ausgestaltete Speichen eines Rades ausgebildet sind, welches mit seinem Innenring (94) auf dem Lager (64) angeordnet ist und auf dessen dünnwandigem Außenring (92) der Ringkolben (4) angeordnet ist, wobei die beiden Ringe (92, 94) mit den Elementen (93) bevorzugt aus einem einzigen Stück bestehen (Fig. 8).

12. Maschine nach Anspruch 10, dadurch gekennzeichnet, daß die Elemente (93) als einzelne Federn, insbesondere gekrümmte Blattfedern, ausgebildet sind, die in Ausnehmungen des Innenringes (94) befestigt sind (Fig. 9).

13. Maschine nach einem der Ansprüche 1 bis 3, dadurch gekennzeichnet, daß der Ringkolben (4) schwimmend auf zwei exzentrisch gelagerten Antriebsrollen (62, 63) oder dergl. angeordnet ist, deren Exzenter (44, 46) in Umfangsrichtung um einen vorgegebenen Winkel (2 b) gegeneinander versetzt sind (Fig. 10, 11).

14. Maschine nach Anspruch 13, dadurch gekennzeichnet, daß die Antriebsrollen (62, 63) mittels bevorzugt abgedichteten Lagern (64) jeweils auf einem Antriebsexzenter (44, 46) gelagert sind, die bezüglich der Antriebswelle (42) um den vorgegebenen Winkel (2b) versetzt sind.

15. Maschine nach Anspruch 13 oder 14, dadurch gekennzeichnet, daß die Antriebsrollen (62, 63) einen um einen vorgegebenen Betrag, kleiner als 5 bis 0,5%, bevorzugt 2%, kleineren Außendurchmesser aufweisen als der Innendurchmesser des Ringkolbens (4).

16. Maschine nach einem der Ansprüche 13 bis 15, dadurch gekennzeichnet, daß wenigstens zwei axial beabstandete Paare von Antriebsrollen (62,

63) samt Exzenter (44, 46) auf der Antriebswelle (42) angeordnet sind.

17. Maschine nach einem der Ansprüche 13 bis 16, dadurch gekennzeichnet, daß auf der Antriebswelle (42) eine Rolle (80), bevorzugt zwischen zwei Paaren mit Antriebsrollen (62, 63), angeordnet ist und zwar dem Abrollbereich A diametral gegenüberliegend zur Begrenzung der Durchbiegung des Ringkolbens (4).

18. Maschine nach einem der Ansprüche 13 bis 17, dadurch gekennzeichnet, daß die beiden Exzenter (44, 46) in ihrer Winkellage zum Toleranzausgleich oder zum Nachstellen bei Verschleiß gegeneinander definiert einstellbar sind.

19. Maschine nach einem der Ansprüche 13 bis 18, dadurch gekennzeichnet, daß zur selbständigen Belüftung des Innenraumes die Antriebsrollen (62, 63) mit Lüfterschaukeln (96) versehen sind.

20. Maschine nach einem der Ansprüche 1 bis 19, dadurch gekennzeichnet, daß der Trennschieber (12) ein integriertes Ventil (74) mit einer Ventilplatte (134, 140) aufweist, die insbesondere in einem Schlitz (132) angeordnet ist oder zwischen zwei Teilen (136, 138) eingespannt ist.

21. Maschine nach Anspruch 20, dadurch gekennzeichnet, daß die Ventilplatte (134) bogentypig gekrümmte Dichtflächen aufweist.

22. Maschine nach Anspruch 20 oder 21, dadurch gekennzeichnet, daß bevorzugt mehrere Ventilplatten in Längsrichtung des Trennschiebers (12) nebeneinander angeordnet sind, wobei den Ventilplatten (134, 140) zugeordnete Schlitze (132, 142) sich über einen wesentlichen Teil, bevorzugt bis 80% der Gesamtlänge des Trennschiebers (12), erstrecken.

Revendications

1. Machine, notamment machine productrice de travail, destinée à comprimer et refouler des fluides, comprenant un cylindre (2), un piston annulaire (4) qui roule sur une paroi (8) du cylindre, qui revêt la forme d'un manchon à paroi mince, de forme circulaire à l'état détendu et qui peut se déformer élastiquement en conservant son épaisseur de paroi et qui, par ailleurs, s'applique par contact intégral contre la paroi (8) du cylindre dans une région de roulement (A), un élément séparateur (12) disposé dans une fente de séparation (10), au moyen duquel une chambre d'aspiration (33) et une chambre de pression (35) sont isolées l'une de l'autre entre la paroi (8) du cylindre et le piston annulaire (4), et un élément tournant disposé excentriquement par rapport à l'axe du cylindre, qui est relié solidairement en rotation à un arbre (42) de la machine, pour transmettre un mouvement de rotation au piston annulaire (4), le piston annulaire (4) recouvrant une fente de pression (16) et une fente d'aspiration (20) lorsqu'il franchit la fente de séparation (10) et l'élément tournant pouvant être décalé par rapport à l'axe du cylindre d'une déformation (d) qui s'ajoute à l'excentricité (e) et qui correspond à la différence de rayon entre la paroi (8) du cylindre et le piston annulaire (4)

détendu, pour la formation de la région de roulement (A), caractérisée en ce que le piston annulaire (4) est soutenu au moyen du corps tournant de manière à présenter sensiblement la forme d'un anneau circulaire en dehors de la région de roulement (A), et en ce que, à l'intérieur de la région de roulement (A), sous l'effet de la déformation (d), le piston annulaire (4) subit une réduction de rayon ou un agrandissement de rayon qui est au maximum de 5% du diamètre extérieur du piston annulaire (4), selon qu'il est disposé dans le cylindre (2) ou autour du cylindre (2) respectivement.

2. Machine selon la Revendication 1, caractérisée en ce que la déformation (d) est d'une valeur comprise entre 0.1 et 2% du diamètre du piston annulaire et avantageusement d'une valeur de 0,2 à 0,5%, en ce que la région de roulement (A) est de plus de 10° et, en ce que le centre (26) du piston annulaire (4) tourne autour du centre (28) du cylindre (2) sensiblement sur une trajectoire circulaire (K).

3. Machine selon la Revendication 1 ou 2, caractérisée en ce que l'écart du piston annulaire (4) par rapport à la forme circulaire est au maximum de 3%, de préférence de 1% de son diamètre extérieur et/ou en ce que l'épaisseur de paroi du piston annulaire (4) est inférieure à 5% de son diamètre extérieur.

4. Machine selon l'une des Revendications 1 à 3, caractérisée en ce que, sur l'élément tournant, sont montés un certain nombre de rouleaux d'entraînement tournants (21-25) décalés dans la direction circonférentielle de telle manière que les rouleaux d'entraînement (21, 25) les plus proches de la région de roulement (A) présentent un écartement angulaire mutuel plus grand que les autres écartements angulaires entre rouleaux d'entraînement voisins (21-25) (Figure 1).

5. Machine selon la Revendication 4, caractérisée en ce que l'élément tournant présente deux arbres de flasques (31) tourillonnés dans des flasques de fermeture (66) du corps et qui sont reliés à l'intérieur du piston annulaire (4) par des barres de liaison (41) sur lesquelles les rouleaux d'entraînement (21-25) sont montés rotatifs (Figure 2).

6. Machine selon l'une des Revendications 1 à 3, caractérisée en ce que le piston annulaire (4) est tourillonné sur une couronne de portée (54, 114) ou équivalent qui présente une épaisseur de paroi réduite dans la région de roulement (A) (Figures 5, 22).

7. Machine selon la Revendication 6, caractérisée en ce que, dans la région de roulement (A), la couronne de portée (54, 114) ou équivalent revêt sensiblement la forme d'un support de même résistance.

8. Machine selon la Revendication 6 ou 7, caractérisée en ce que le piston annulaire (4) est tourillonné directement sur un coussinet notamment sur un roulement à aiguilles (52) dont la bague intérieure (54) est agencée sur un excentrique d'entraînement (44) qui présente un méplat (50) dans la région de roulement (A).

9. Machine selon l'une des Revendications 6 à 8, caractérisée en ce qu'il est prévu deux excentriques (44, 46) espacés axialement l'un de l'autre, que l'on peut faire pivoter l'un par rapport à l'autre dans la direction circonférentielle et fixer en position pour la compensation des tolérances.

10. Machine selon l'une des Revendications 1 à 3, caractérisée en ce que le piston annulaire (4) est agencé sur des éléments (93) capables de céder élastiquement et qui sont montés mobiles en rotation par rapport à l'excentrique (44) au moyen d'un palier (4) (Figures 8, 9).

11. Machine selon la Revendication 10, caractérisée en ce que les éléments élastiques (93) sont réalisés sous la forme de rayons de configuration spirale d'une roue qui est montée par sa couronne intérieure (94) sur le coussinet (64) tandis que le piston annulaire (4) est agencé sur sa paroi extérieure (92), qui est à paroi mince, les deux couronnes (92, 94) étant de préférence d'une seule pièce avec les éléments (93) (Figure 8).

12. Machine selon la Revendication 10, caractérisée en ce que les éléments (93) sont constitués par des ressorts distincts, notamment des ressorts lames courbes, qui sont fixés dans des évidements de la couronne intérieure (94) (Figure 9).

13. Machine selon une des Revendications 1 à 3, caractérisée en ce que le piston annulaire (4) est monté flottant sur deux rouleaux d'entraînement (62) ou équivalents montés excentriquement, dont les excentriques (44, 46) sont décalés l'un par rapport à l'autre d'un angle prédéterminé (2b) dans la direction circonférentielle (Figures 10, 11).

14. Machine selon la Revendication 13, caractérisée en ce que les rouleaux d'entraînement (62, 63) sont montés chacun sur un excentrique d'entraînement (44, 46), au moyen de coussinets de préférence étanches (64), les excentriques étant décalés par rapport à l'arbre d'entraînement (42) dudit angle prédéterminé (2b).

15. Machine selon la Revendication 13 ou 14, caractérisée en ce que les rouleaux d'entraînement (62, 63) possèdent un diamètre extérieur qui est inférieur au diamètre intérieur du piston annulaire (4) dans une proportion prédéterminée, inférieure à 5%, pouvant descendre jusqu'à 0,5% et, de préférence, égale à 2%.

16. Machine selon l'une des Revendications 13 à 15, caractérisée en ce qu'au moins deux paires de rouleaux d'entraînement (62, 63) espacées axialement, avec leurs excentriques (44, 46), sont montées sur l'arbre d'entraînement (42).

17. Machine selon l'une des Revendications 13 à 16, caractérisée en ce qu'un rouleau (80) est monté sur l'arbre d'entraînement (42), de préférence entre deux paires de rouleaux d'entraînement (62, 63), plus précisément dans une position diamétralement opposée à la région de roulement (A) pour limiter la flexion du piston annulaire (4).

18. Machine selon l'une des Revendications 13 à 17, caractérisée en ce que les deux excentriques (44, 46) peuvent être réglés en position angulaire mutuelle de façon définie pour la compensation des tolérances ou pour le rattrapage de l'usure.

19. Machine selon l'une des Revendications 13 à

18, caractérisée en ce que les rouleaux d'entraînement (62, 63) sont munis d'ailettes de ventilateur (96) pour assurer l'aération automatique du volume intérieur.

20. Machine selon l'une des Revendications 1 à 19, caractérisée en ce que le coulisseau séparateur (12) présente une soupape intégrée (74) qui possède elle-même une lame de soupape (134, 140) qui est en particulier disposée dans une fente (132) ou serrée entre deux pièces (136, 138).

21. Machine selon la Revendication 20, caractérisée en ce que la lame de soupape (134) présente des surfaces d'étanchéité incurvées en arc.

22. Machine selon la Revendication 20 ou 21, caractérisée en ce que plusieurs lames de soupape sont de préférence disposées l'une à côté de l'autre dans la direction longitudinale du coulisseau séparateur des fentes (132, 142) associées au plateau de soupape (134, 140) s'étendant sur une partie notable, pouvant atteindre de préférence jusqu'à 80%, de la longueur totale du coulisseau séparateur (12).

Claims

1. Machine, in particular a processing machine, for the compression and conveyance of fluids, with a cylinder (2), with an annular piston (4) rolling along a cylinder wall (8), said piston being formed as a thin-walled sleeve which is circular in the unstressed state and is elastically deformable whilst retaining the same wall thickness and which is also in flat contact with the cylinder wall (8) within a rolling range (A), with a separating element (12) disposed in a separating slot (10), by means of which a suction chamber (33) and a pressure chamber (35) are separated from each other between the cylinder wall (8) and the annular piston (4), and with a rotating body arranged eccentrically with respect to the cylinder axis, said rotating body being connected for rotation with a machine shaft (42) in order to impart a rotating motion to the annular piston (4), whereby with the annular piston (4) rolling over the separating slot (10), a pressure slot (16) and a suction slot (20) are simultaneously covered and whereby the rotating body may be offset relative to the cylinder axis by a deformation (d) in addition to the eccentricity (e), which corresponds to half the difference in diameter between the cylinder wall (8) and the unstressed annular piston (4), to define the rolling range (A), characterised in that the annular piston (4) is supported by the rotating body in such a way that it is essentially circular in shape outside the rolling range (A), and that within the rolling range (A), due to the deformation (d), the annular piston (4) has a reduced radius when disposed in the cylinder (2) and an increased radius when disposed around the cylinder (2), said reduction or increase being at most 5% of the external diameter of the annular piston (4).

2. Machine according to Claim 1, characterised in that the deformation (d) amounts to 0.1 to 2% of the diameter of the annular piston and advantageously is from 0.2 to 0.5%, the rolling range (A)

is larger than 10° and the centre (26) of the annular piston (4) is rotated essentially along a circular path (K) about the centre (28) of the cylinder (2).

3. Machine according to Claim 1 or 2, characterised in that the deviation of the annular piston (4) from the circular shape is at most 3%, preferably 1%, of its external diameter and/or the wall thickness of the annular piston (4) is less than 5% of its external diameter.

4. Machine according to one of Claims 1 to 3, characterised in that on the rotating body a plurality of rotatable drive rolls (21—25) is arranged offset in the peripheral direction in a manner such that the drive rolls (21, 25) closest to the rolling range (A) are at a greater angular distance from each other than the distance between the remaining drive rolls (21—25) (Fig. 1).

5. Machine according to Claim 4, characterised in that the rotating body comprises two flanged shafts (31) supported in housing covers (66), said shafts (31) being connected with each other within the annular piston (4) by means of connecting bolts (41), on which the drive rolls (21—25) are rotatable (Fig. 2).

6. Machine according to one of Claims 1 to 3, characterised in that the annular piston (4) is supported on a bearing ring (54, 114) or the like, with said bearing ring having a reduced wall thickness in the rolling range (A) (Fig. 5, 22).

7. Machine according to Claim 6, characterised in that the bearing ring (54, 114) or the like in the rolling range (A) is a carrier with an essentially constant strength.

8. Machine according to Claim 6 or 7, characterised in that the annular piston (4) is supported directly on a bearing, in particular on a needle bearing (52), the inner bearing ring (54) whereof is arranged on a drive eccentric (44) having a flattening (50) within the rolling range (A).

9. Machine according to one of Claims 6 to 8, characterised in that two axially spaced apart eccentrics (44, 46) are provided, said eccentrics being pivotable with respect to each other and adjustable for the equalization of tolerances.

10. Machine according to one of Claims 1 to 3, characterised in that the annular piston (4) is arranged on elastically yielding elements (93), which may be rotated by means of a bearing (4) with respect to the eccentric (44) (Fig. 8, 9).

11. Machine according to Claim 10, characterised in that the spring elastic elements (93) are in the form of helical spokes of a wheel located with its inner ring (94) on the bearing (64) and upon the thin-walled outer ring whereof the annular piston (4) is arranged, the two rings (92, 94) with the elements (93) preferably consisting of a single piece (Fig. 8).

12. Machine according to Claim 10, characterised in that the elements (93) are in the form of individual springs, in particular bent flat springs, secured in recesses of the inner ring (94) (Fig. 9).

13. Machine according to one of Claims 1 to 3, characterised in that the annular piston (4) is

located floatingly on two eccentrically supported drive rolls (62, 63) or the like, the eccentrics (44, 46) whereof are offset in the peripheral direction by a predetermined angle (2b) with respect to each other (Fig. 10, 11).

14. Machine according to Claim 13, characterised in that the drive rolls (62, 63) are supported by means of preferably sealed bearings (64) on a drive eccentric (44, 46) each, said eccentrics being offset with respect to the drive shaft (42) by a predetermined angle (2b).

15. Machine according to Claim 13 or 14, characterised in that the drive rolls (62, 63) have a diameter smaller by a predetermined amount, less than 5 to 0.5%, preferably less than 2%, than the inner diameter of the annular piston (4).

16. Machine according to one of Claims 13 to 15, characterised in that at least two axially spaced apart pairs of drive rolls (62, 63) are arranged together with the eccentrics (44, 46) on the drive shaft (42).

17. Machine according to one of Claims 13 to 16, characterised in that on the drive shaft (42) a roll (80) is located, preferably between two pairs of drive rolls (62, 63), diametrically opposed to the rolling range (A), to limit the deflection of the annular piston (4).

18. Machine according to one of Claims 13 to 17, characterised in that the two eccentrics (44, 46) may be adjusted in their angular position in a defined manner for the compensation of tolerances or of wear with respect to each other.

19. Machine according to one of Claims 13 to 18, characterised in that for the automatic ventilation of the inner space the drive rolls (62, 63) are equipped with fan blades (96).

20. Machine according to one of Claims 1 to 19, characterised in that the separating slide (12) comprises an integrated valve (74) with a valve plate (134, 140), which in particular is located in a slit (132) or clamped in between two parts (136, 138).

21. Machine according to Claim 20, characterised in that the valve plate (134) has arc-like curved sealing surfaces.

22. Machine according to Claim 20 or 21, characterised in that preferably several valve plates are arranged in the longitudinal direction of the separating slide (12) adjacent to one another, wherein the slits (132, 142) associated with the valve plates (134, 140) extend over a substantial part, preferably up to 80% of the total length of the separating slide (12).

5

10

15

20

25

30

35

40

45

50

55

60

65

13

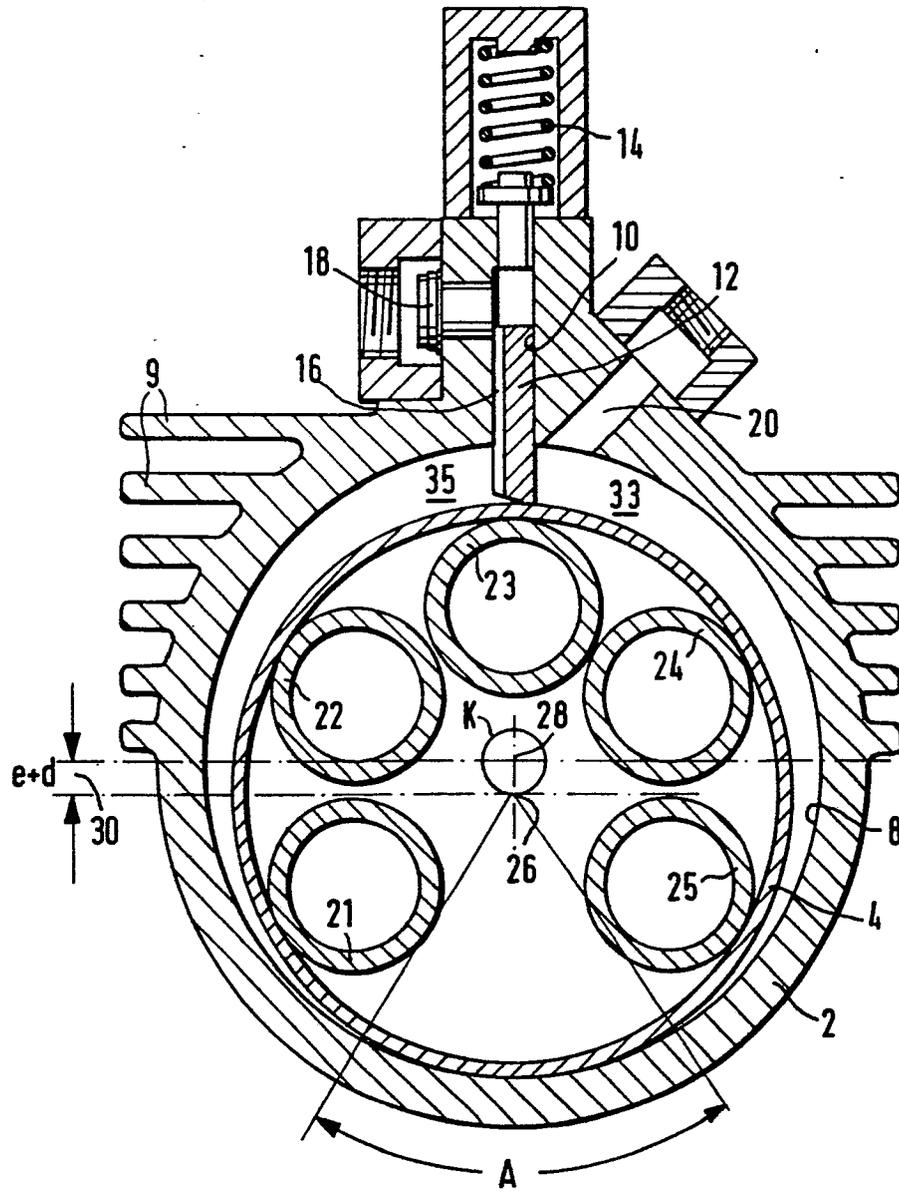


FIG. 1

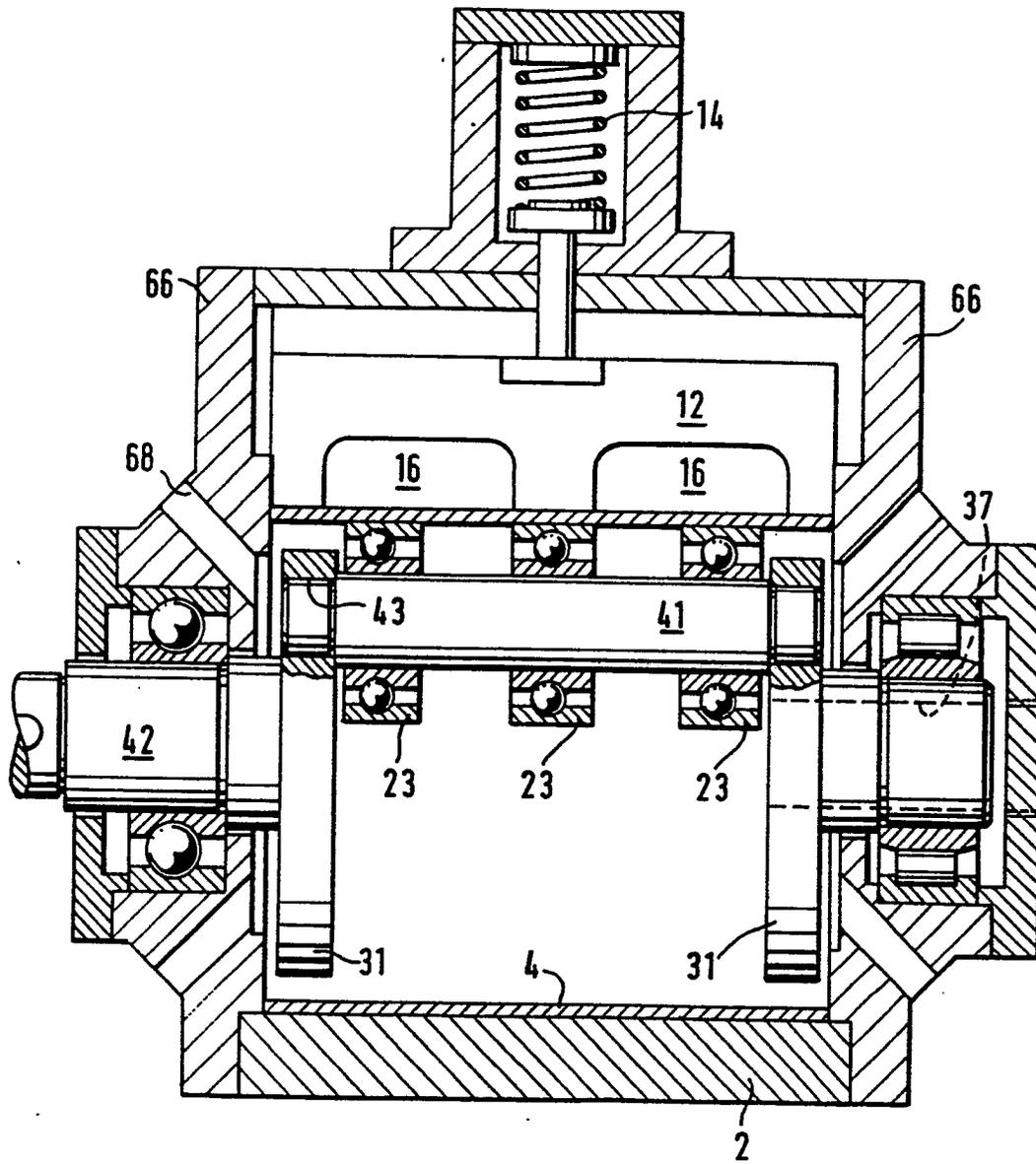


FIG. 2

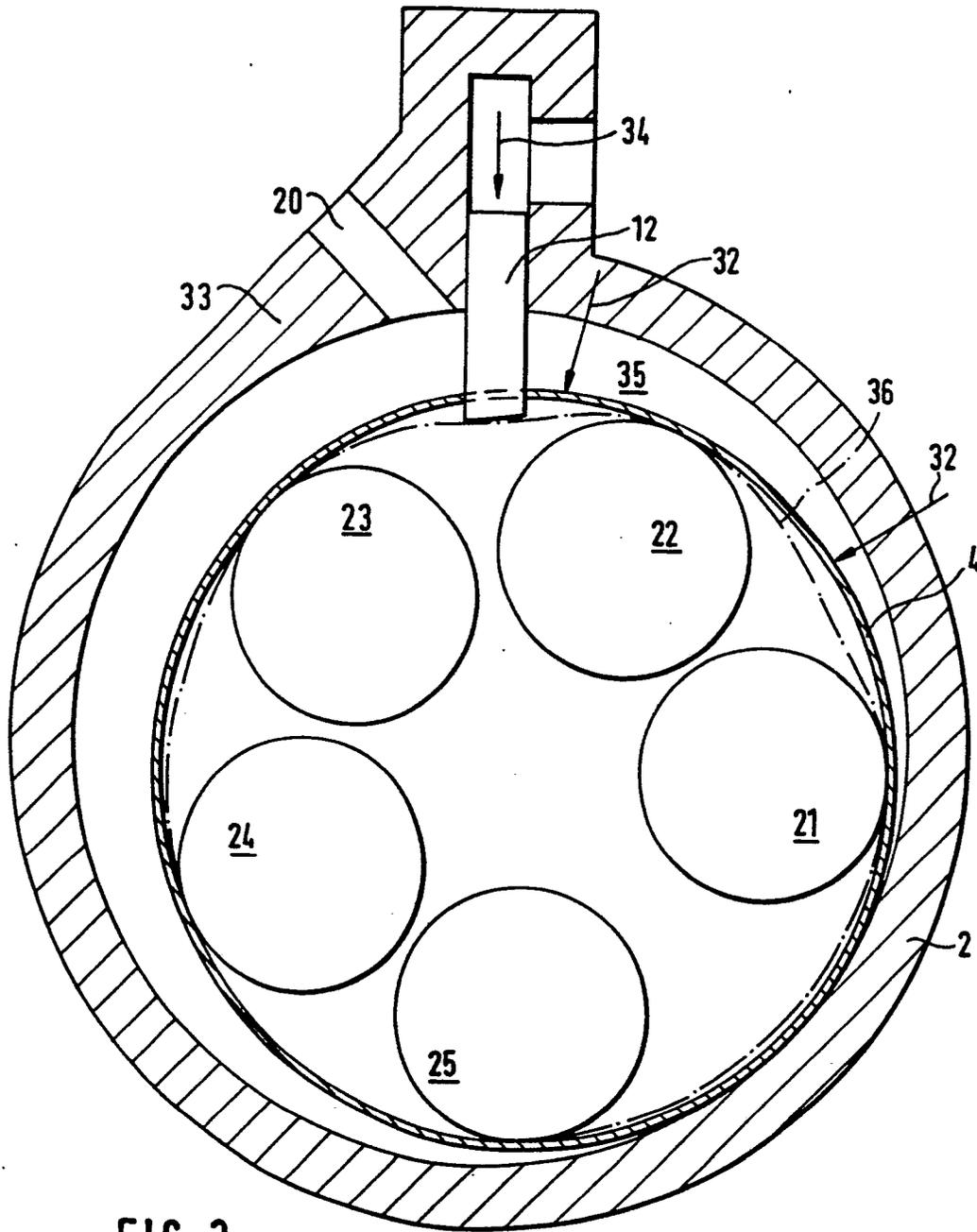


FIG. 3

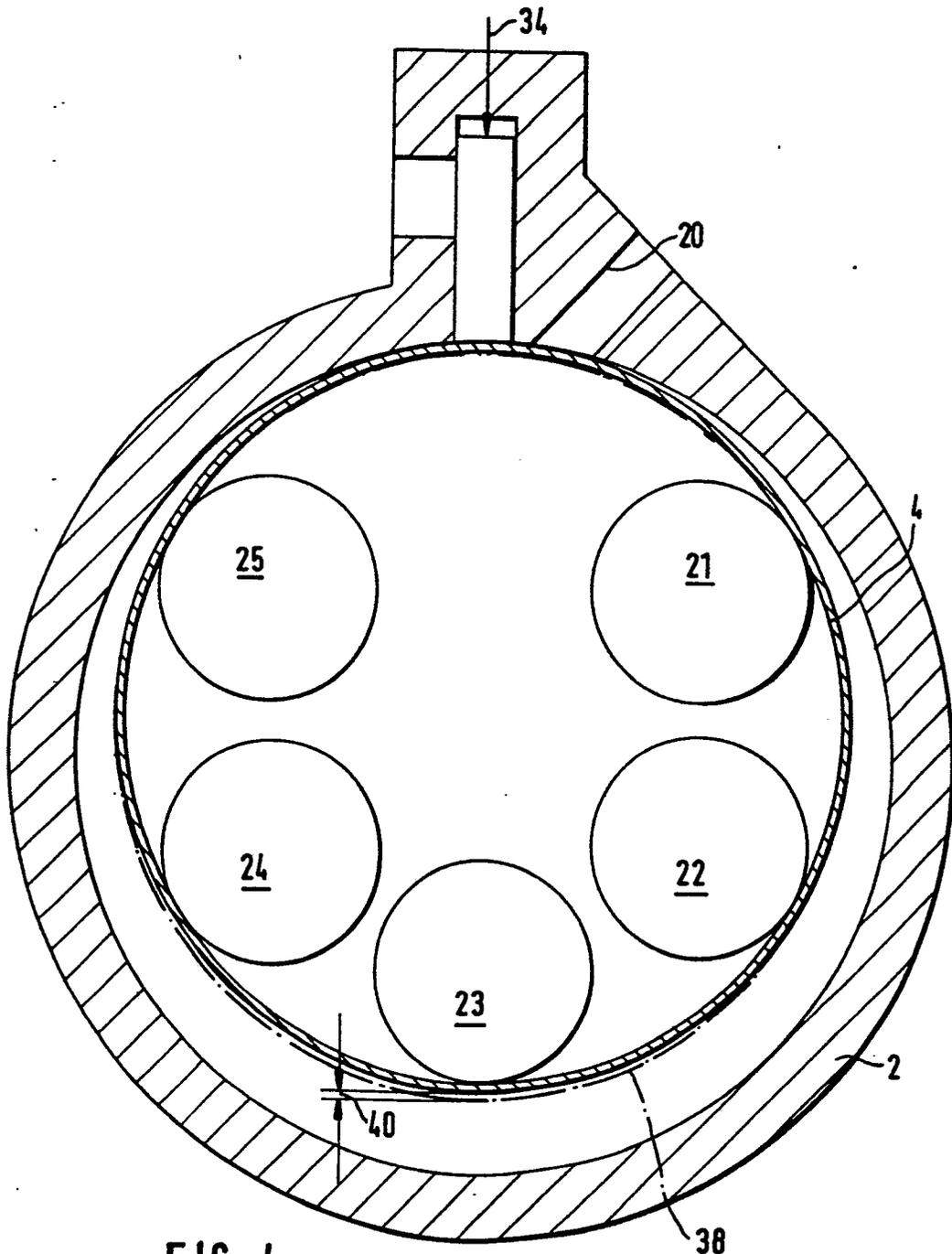
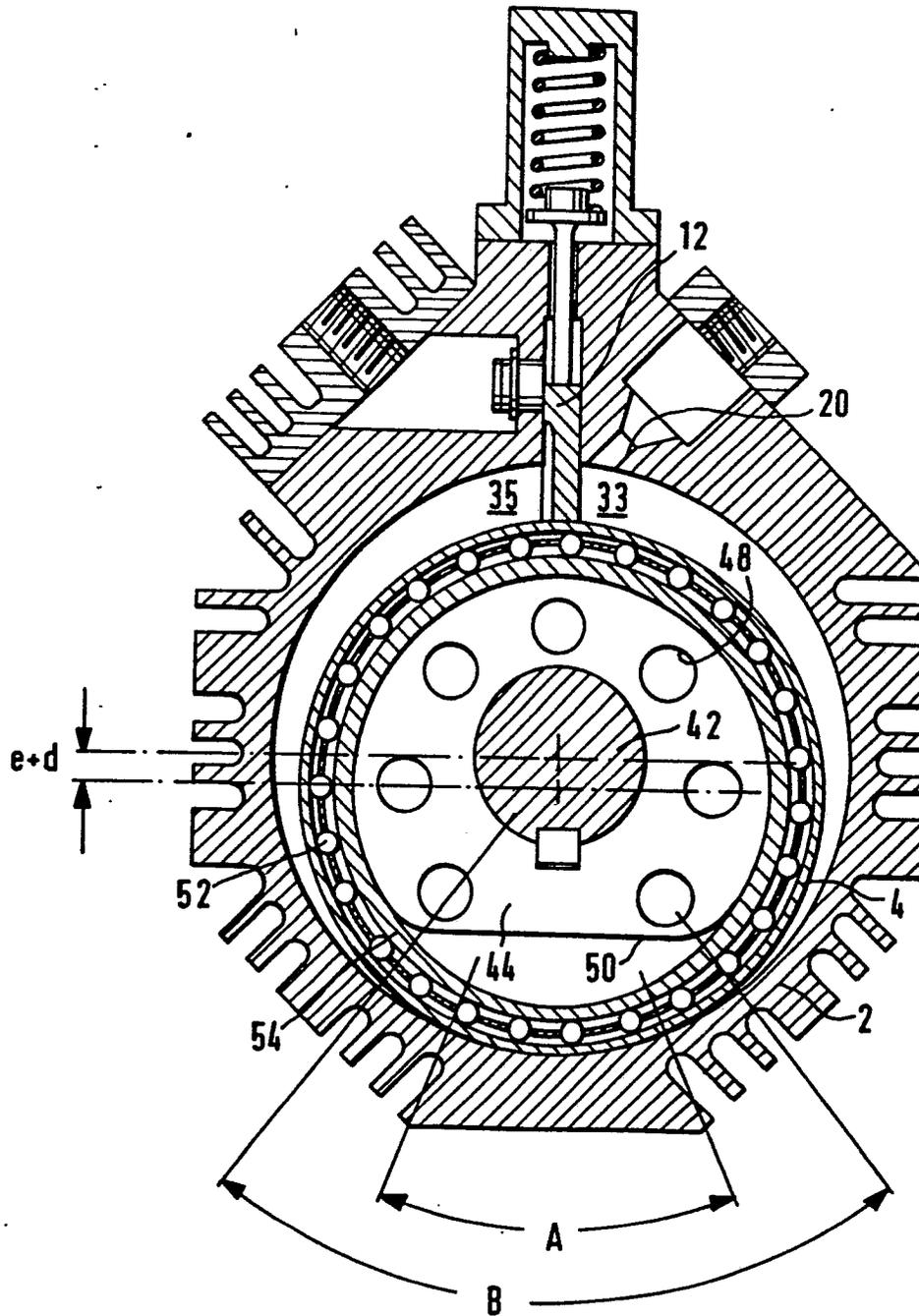


FIG. 4



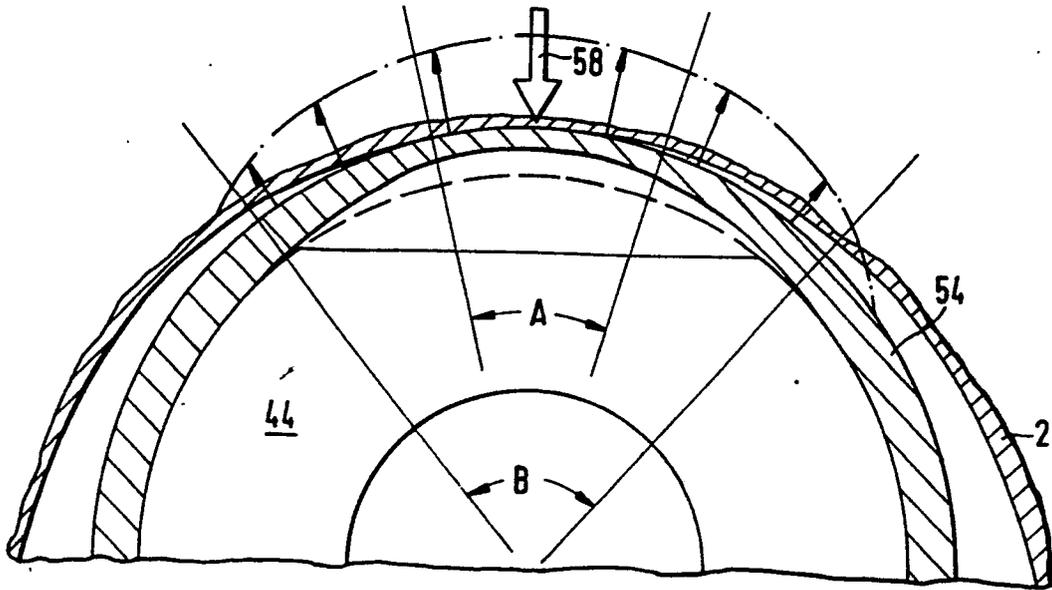


FIG. 6

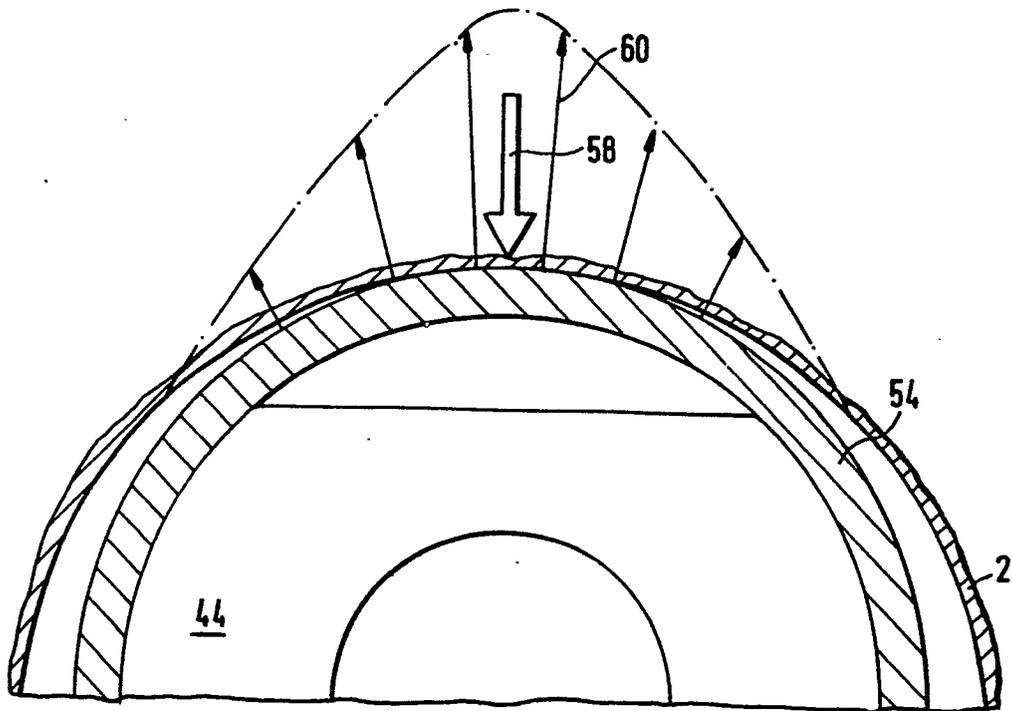


FIG. 7

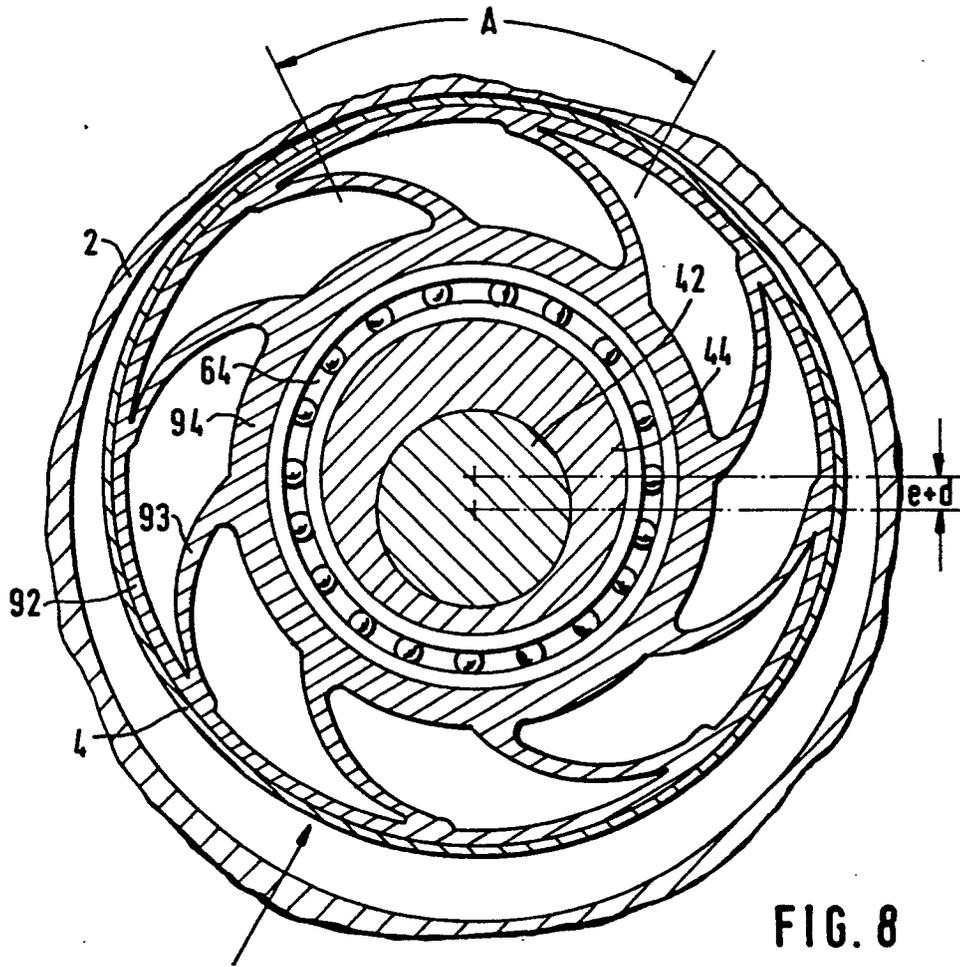


FIG. 8

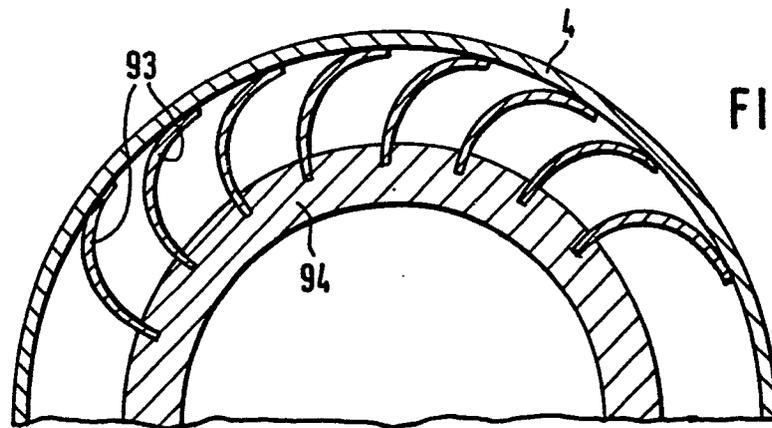


FIG. 9

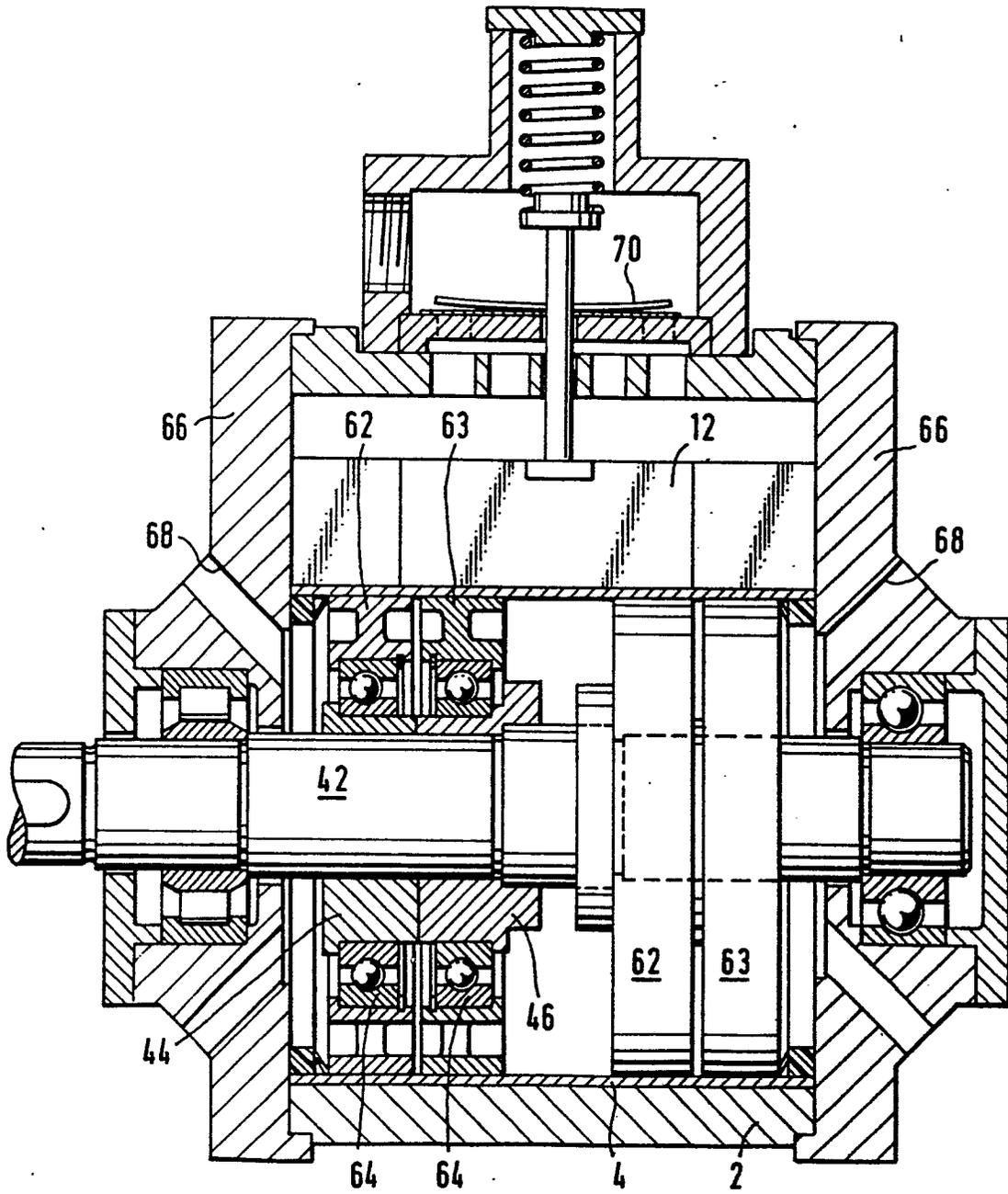


FIG. 10

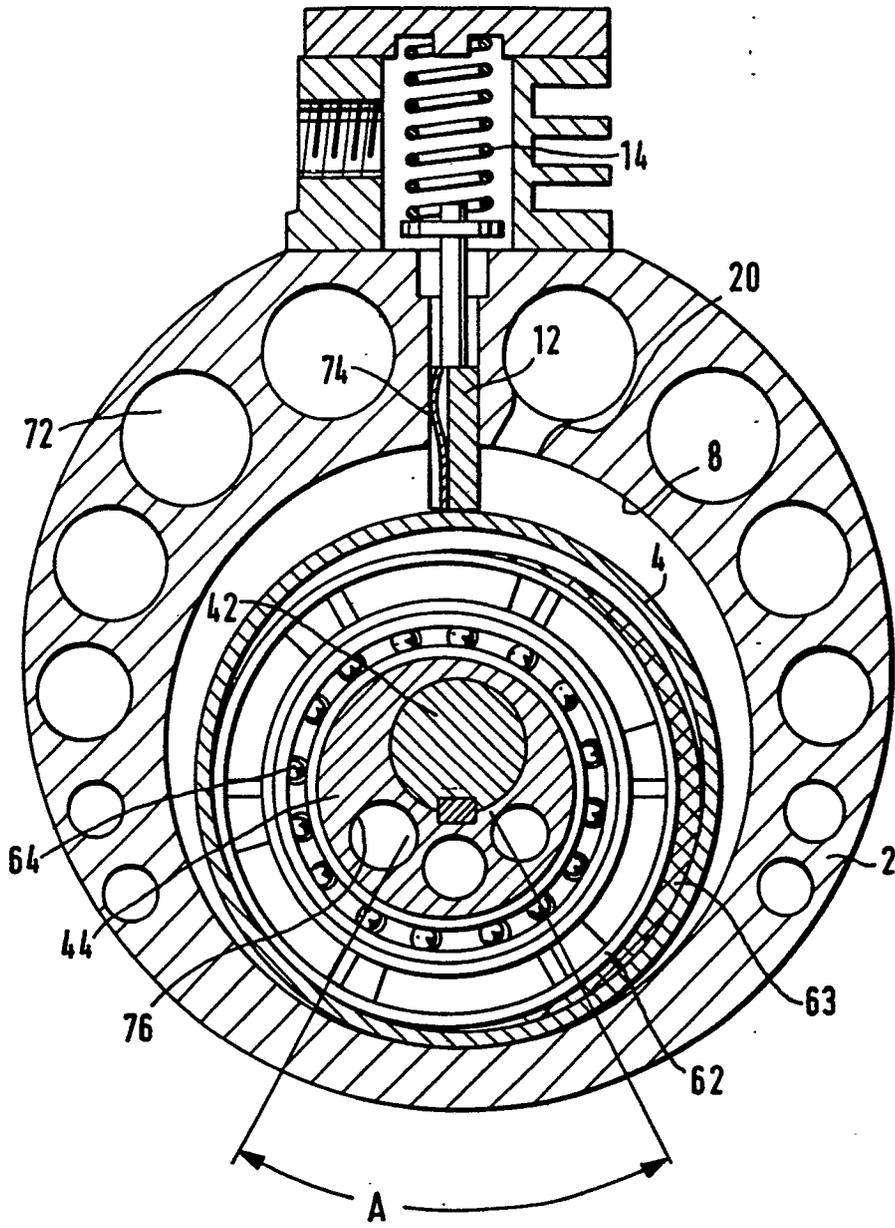
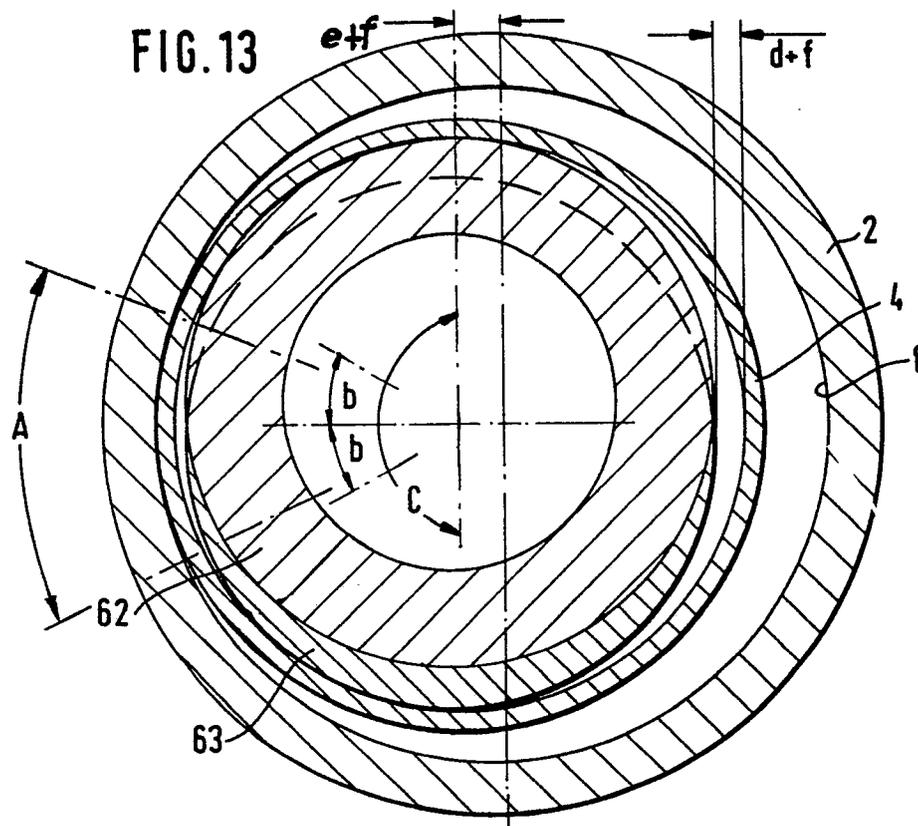
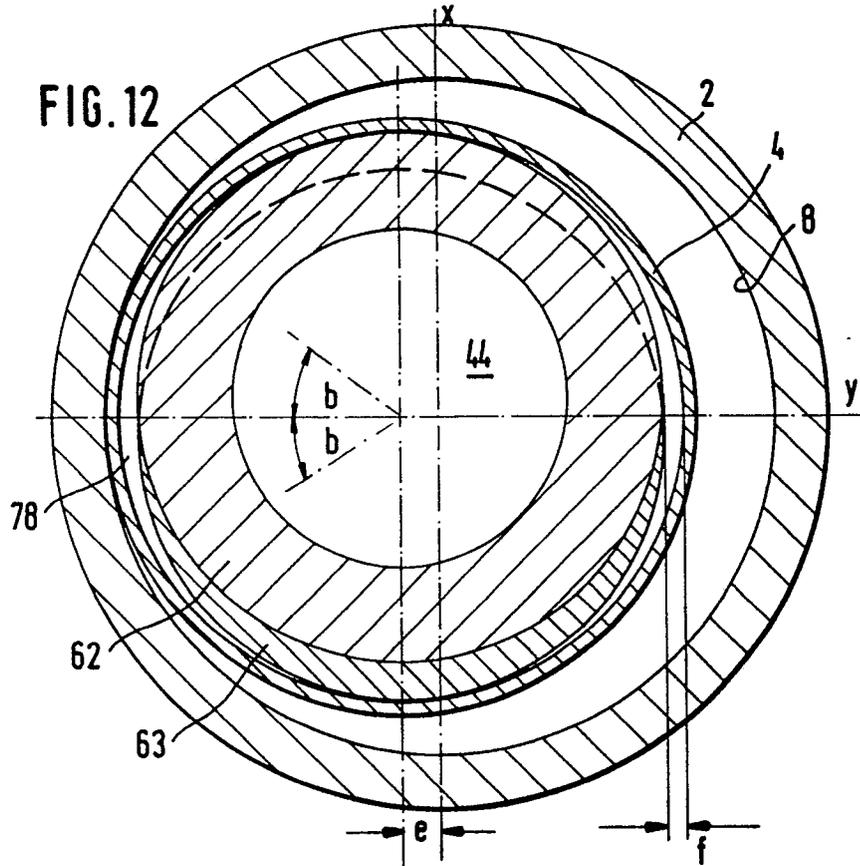


FIG. 11



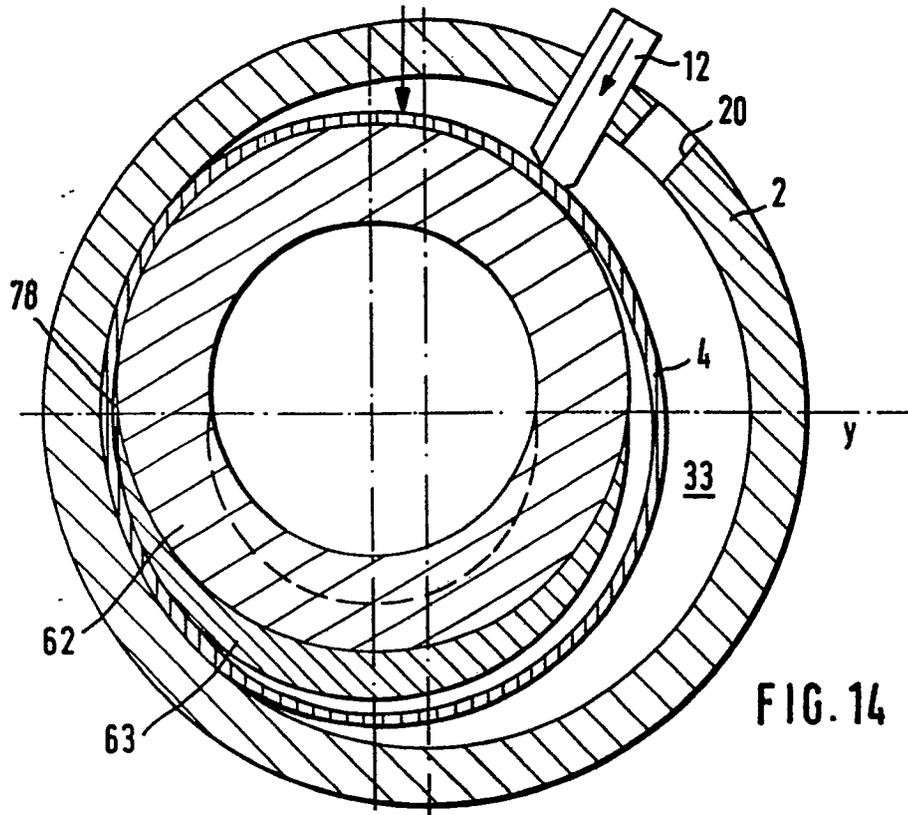


FIG. 14

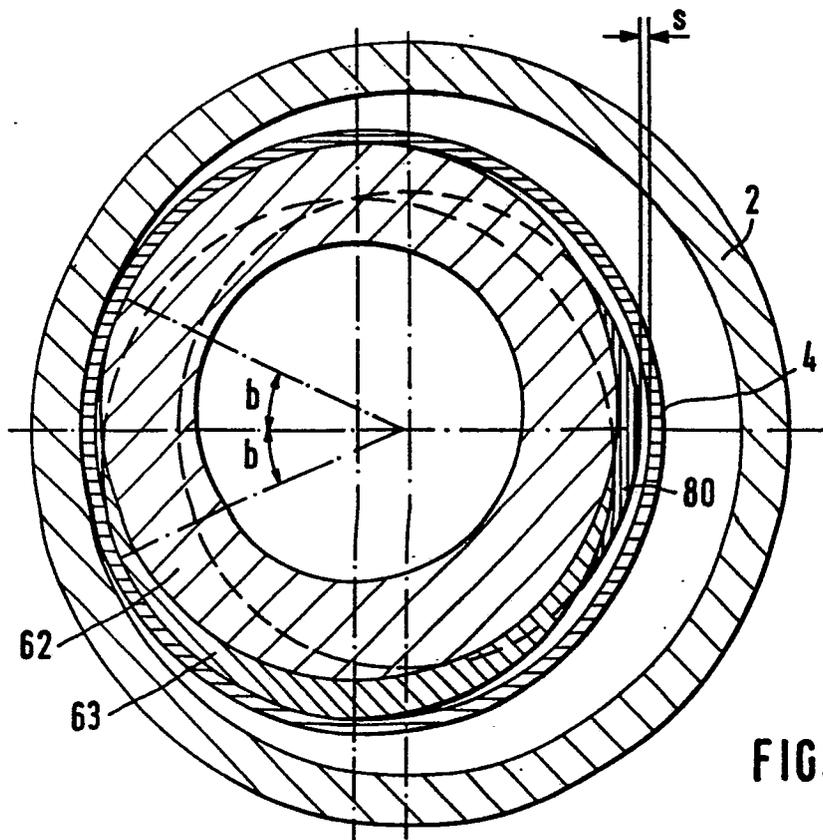


FIG. 15

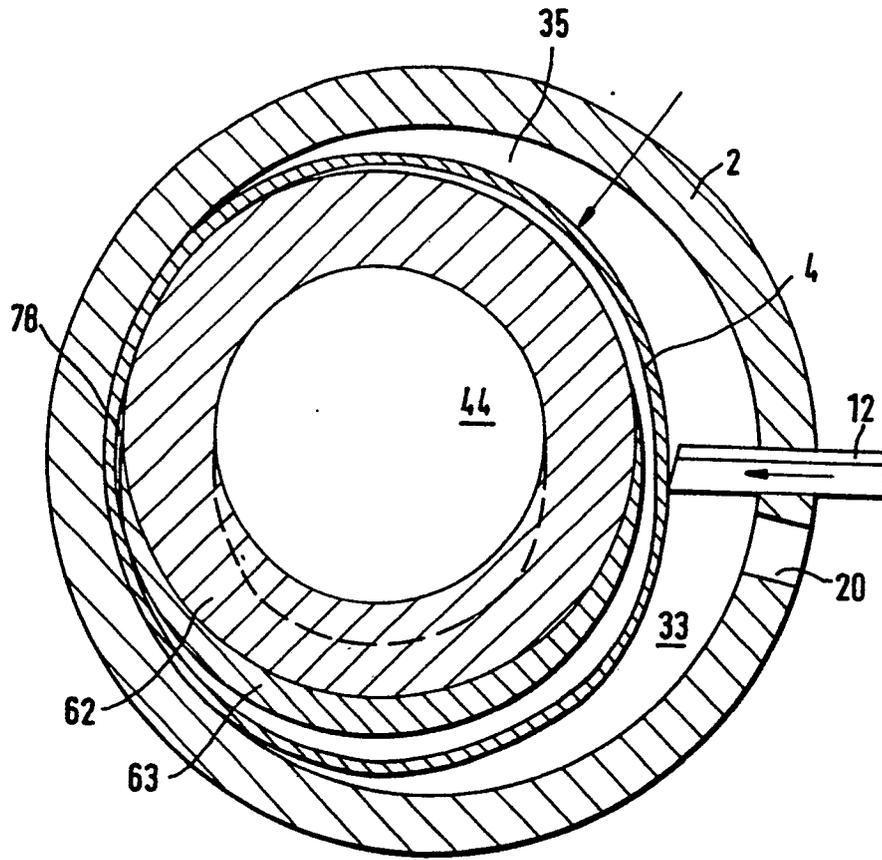
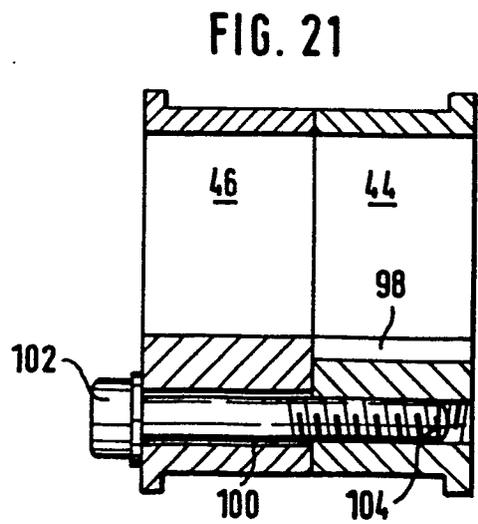
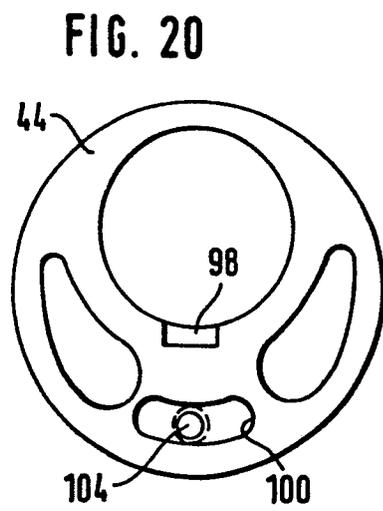
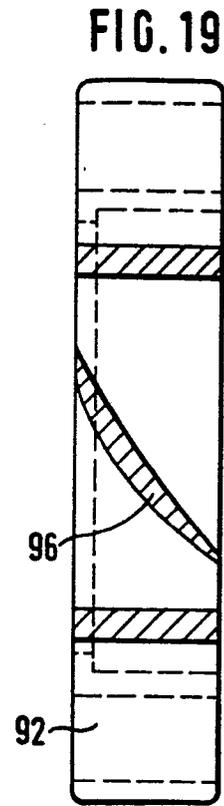
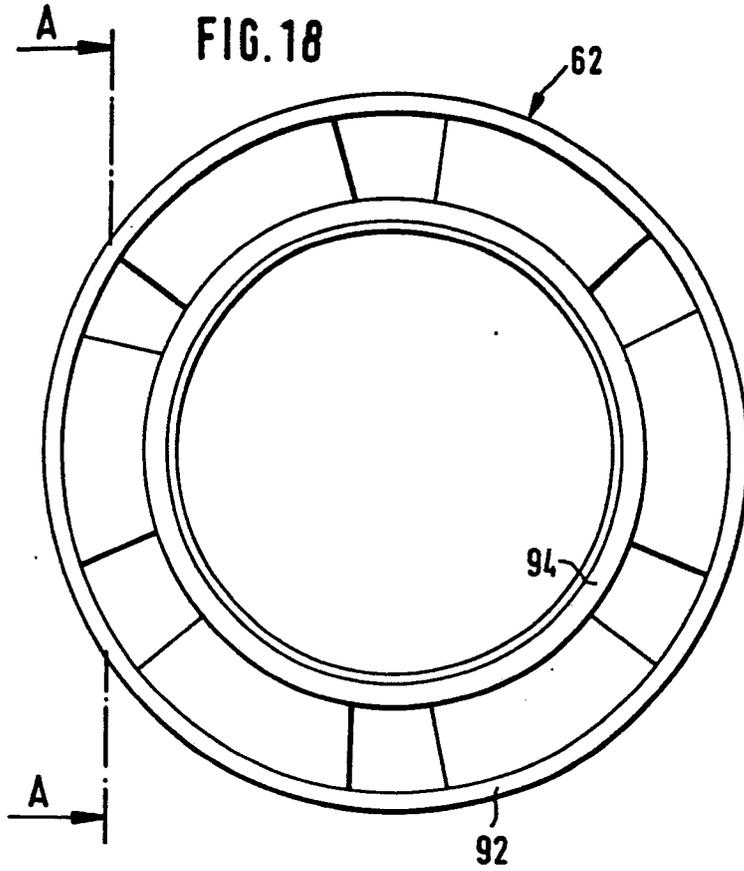
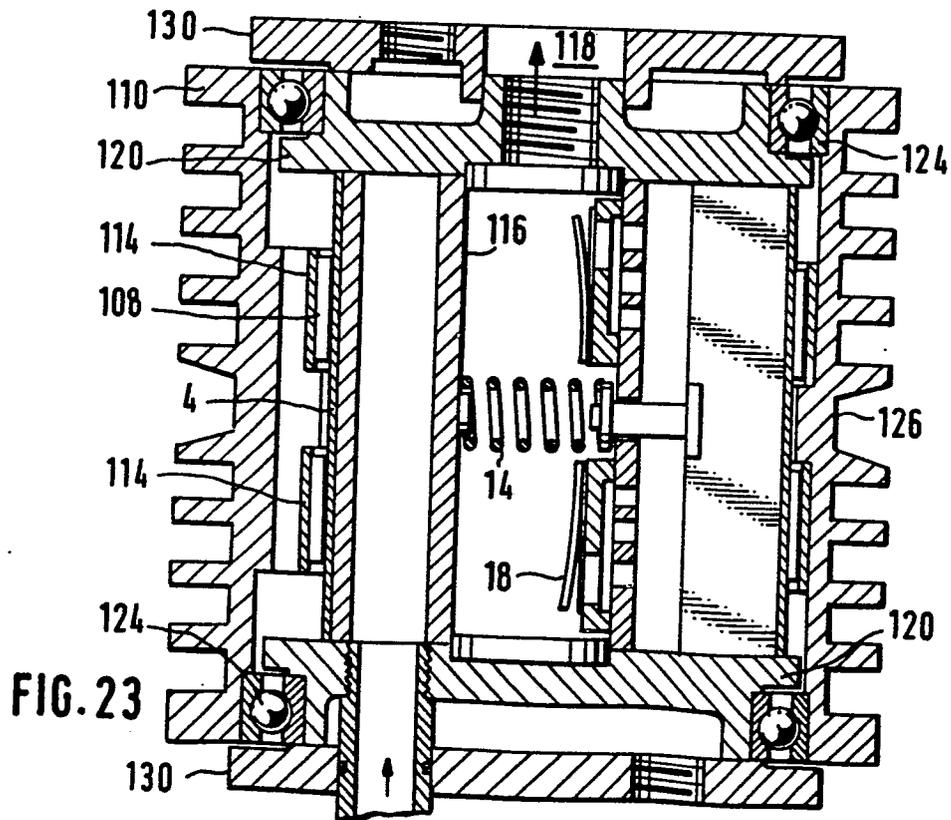
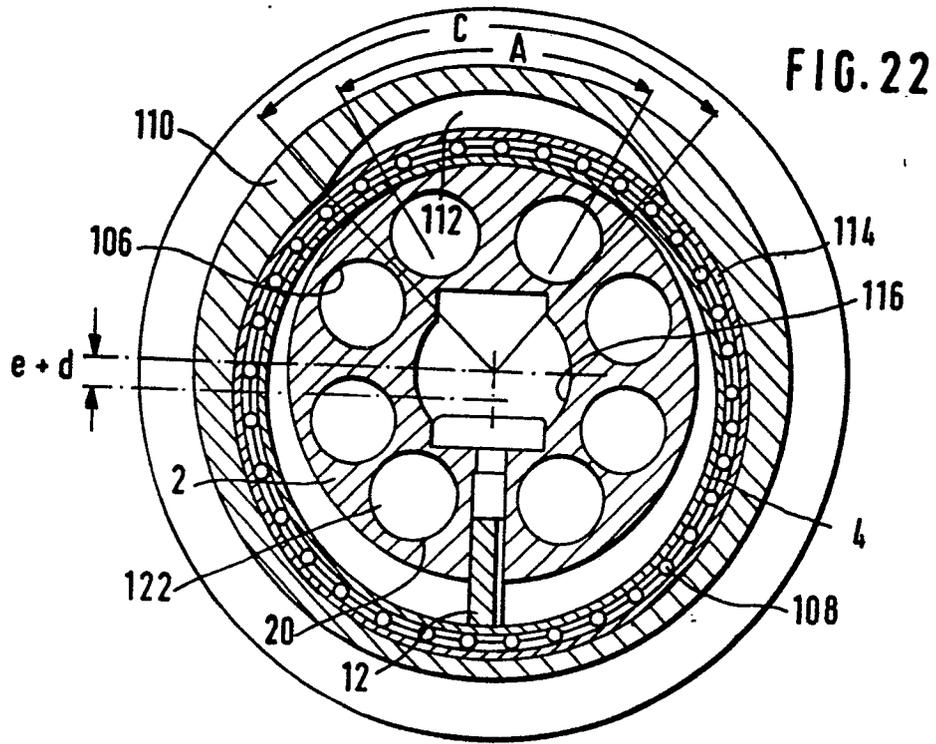


FIG. 16





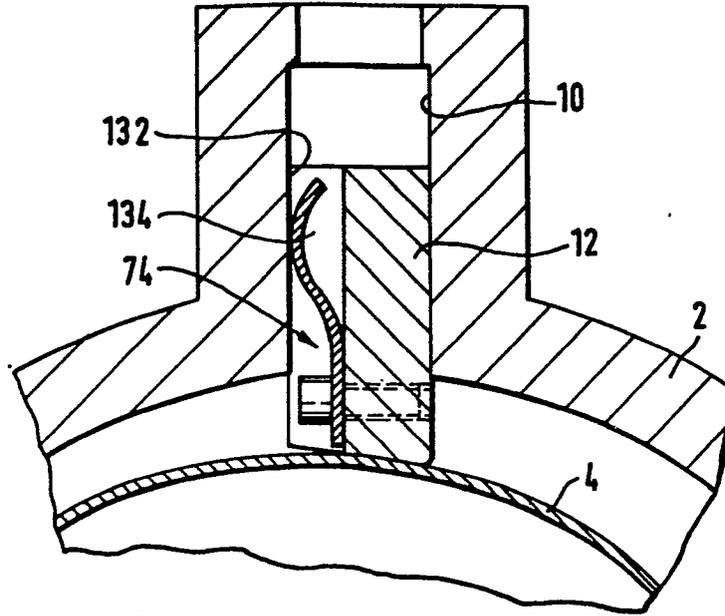


FIG. 24

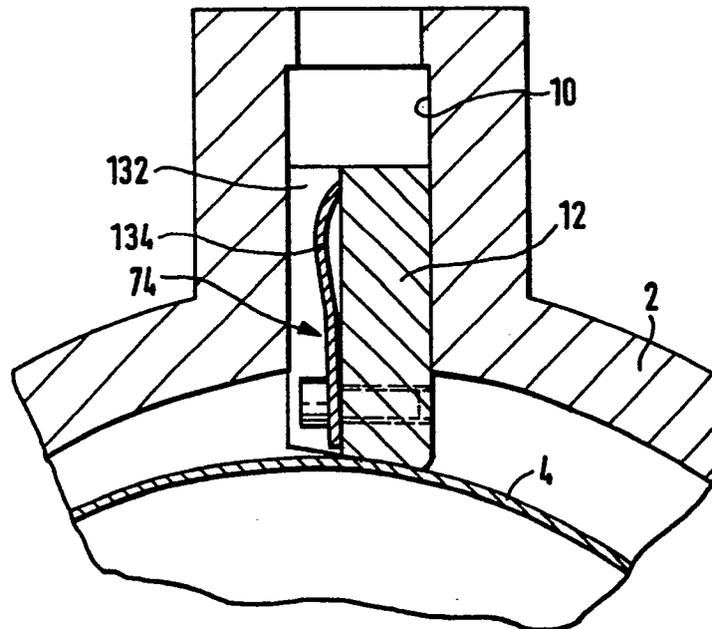


FIG. 25

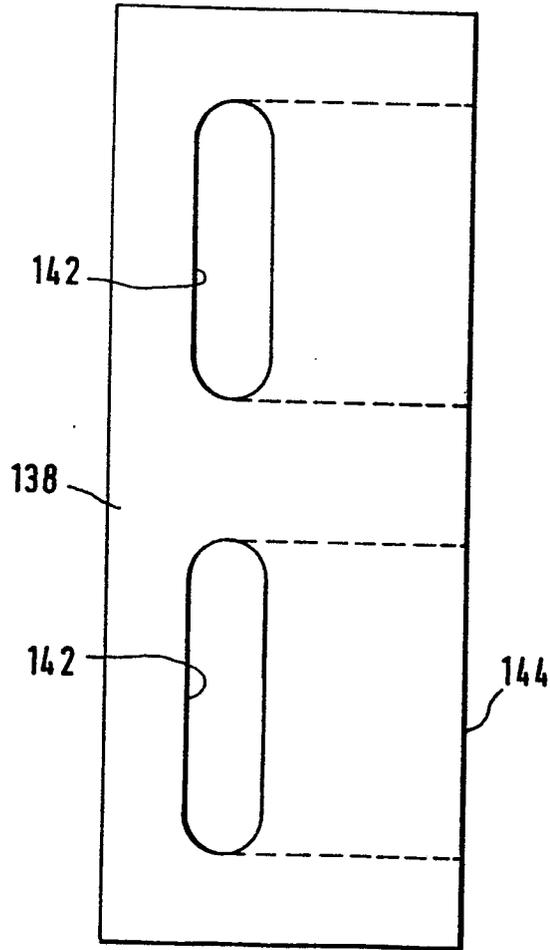
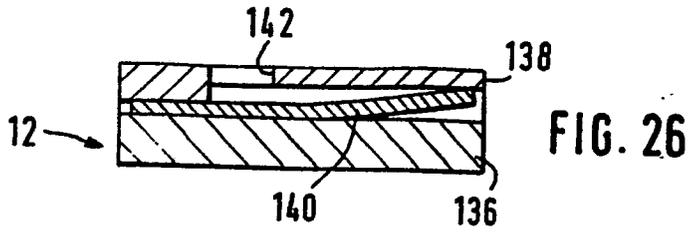


FIG. 27

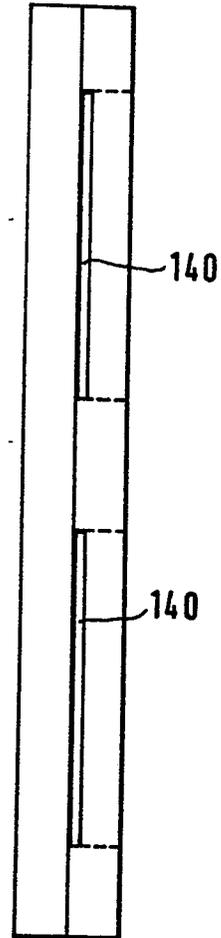


FIG. 28