



österreichisches
patentamt

(10) AT 413 423 B 2006-02-15

(12)

Patentschrift

(21) Anmeldenummer: A 1446/97 (51) Int. Cl.⁷: F01C 21/10
(22) Anmeldetag: 1997-08-28
(42) Beginn der Patentdauer: 2005-07-15
(45) Ausgabetag: 2006-02-15

(56) Entgegenhaltungen:

AU 51573/73A DE 2407293A
DE 3427030A1 FR 2711395A1
GB 1241841A US 2013916A
US 2347944A US 4484873A

(73) Patentinhaber:

RECHBERGER MICHAEL
A-4170 HASLACH AN DER MÜHL,
OBERÖSTERREICH (AT).

(54) DREHKOLBENMASCHINE

(57) Die Erfindung betrifft eine Drehkolbenmaschine, bei der ein Rotor (in einem Gehäuse rotiert und im Rotor radial verschiebbare Schieber zwischen dem Gehäuse und dem Rotor Kammern mit veränderlichem Volumen bilden, wobei eine gerade Anzahl von Schiebern vorgesehen ist und einander diametral gegenüberliegende Schieber zu einer starren Einheit zusammengefaßt sind.

Die Erfindung ist dadurch gekennzeichnet, daß der Rotor exzentrisch im Gehäuse angeordnet ist, und daß, in Polarkoordinaten mit dem Zentrum in der Rotorachse, die Innenwandung des Gehäuses die folgende Gleichung erfüllt:

$$r(\phi) = \left(a^2 b^2 / (a^2 \cos^2(l(\phi + \pi/2)) + b^2 \sin^2(l(\phi + \pi/2))) \right)^{1/2}$$

wobei:

b der kürzeste Abstand zwischen der Rotorachse und dem Gehäuse im Südpol (S) ist,

a durch die Formel: $a_{(d,b)} = ((3d^4 - 2b^2 d^2) / (2d^2 - b^2))^{1/2}$

gegeben ist, wobei:

d die Länge der Schieber ist und l durch die Formel

$$l = 2/\pi \arccos(((a^2 - (a^4 + b^4 - a^2 b^2)^{1/2}) / (a^2 - b^2))^{1/2})$$

gegeben ist.

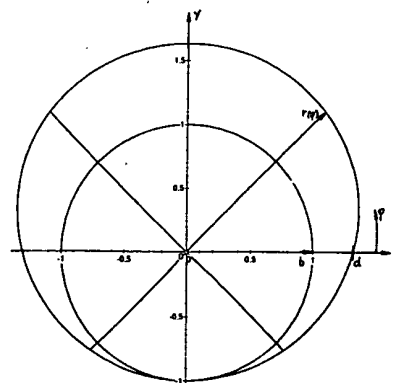


FIG. 1

AT 413 423 B 2006-02-15

DVR 0078018

Die Erfindung betrifft eine Drehkolbenmaschine, bei der zumindest ein Rotor in einem Gehäuse rotiert und im Rotor radial verschiebbliche Schieber zwischen dem Gehäuse und dem Rotor kann man mit veränderlichem Volumen bilden, wobei eine gerade Anzahl von Schiebern vorgesehen ist und einander diametral gegenüberliegende Schieber zu einer starren Einheit zusammenge-

5

fasst sind.
Eine derartige Drehkolbenmaschine ist beispielsweise aus der US 2,347,944 A bekannt. Dabei besteht die Gehäusewand im Schnitt normal zur Rotorachse aus einer Kurve, die in zwei einander gegenüberliegenden Bereichen aus Kreisbogenabschnitten besteht und in den dazwischen

10

liegenden Bereichen aus jeweils einer Übergangskurve besteht, die in den Kreisabschnitt mit kleinerem Radius mit einem Knick mündet. Dies bedeutet, dass die sich mit konstanter Winkelgeschwindigkeit drehenden Schieber beim Übergang über diesen Bereichswechsel in ihrer radialen Bewegung einen abrupten Beschleunigungswechsel, somit einen sogenannten „Ruck“ erfahren. Dass derartige Betriebszustände zu heftigen Vibrationen, zum Abheben der Schieber von der Gehäusewand und zu starker Abnutzung führen, ist unmittelbar einsichtig.

15

Aus der DE 2 407 293 A ist bei einem Drehschieberkompressor der eingangs genannten Bauweise ebenfalls eine Hüllkurve bekannt, die die bei der US-A genannten Nachteile aufweist. Insbesondere die in der Fig. 5 dargelegte theoretische Ableitung der Hüllkurve zeigt diese nachteiligen Gegebenheiten eindeutig.

20

Die US 4, 484,873 A beschäftigt sich bei einem Drehschieberkompressor einerseits mit den auf die Schieber wirkenden Kräften, andererseits mit dem Problem der Leckage bei solchen Kompressoren, bei denen dieses Problem eine besonders kritische Rolle spielt. Um diesen speziellen Problemen gerecht zu werden, wird eine Hüllkurve verwendet, die über einen beträchtlichen Teil ihres Umfanges mit dem Umfang des Rotors zusammenfällt und so die Dichtwirkung verbessert. Selbstverständlich findet beim Durchgang durch dieses Gebiet keine Radialbewegung der Schieber statt, da ja in diesem Gebiet der Rotormittelpunkt und der Hüllkurvenmittelpunkt zusammenfallen. Aus diesem Grund ist es zwingend notwendig, dass auch der gegenüberliegende Bereich der Hüllkurve in diesem Abschnitt Kreisbogenform annimmt, so dass zur Verbindung der beiden Bereiche ein relativ stark gekrümmter Abschnitt gewählt werden muß, um zu einer Verbindung der beiden Kreisbereiche zu kommen. Anders als in der an erster Stelle genannten US-A wird bei dieser Druckschrift jedoch darauf Bedacht genommen, stets stetig verlaufende radiale Beschleunigungen zu erreichen, die aber wegen der genannten Randbedingungen abschnittsweise sehr groß und abschnittsweise Null sind.

25

30

35

Aus der FR 2 711 395 A ist eine Drehkolbenmaschine bekannt, die alle Eigenschaften und Nachteile der Drehkolbenmaschine bzw. Hüllkurve der eingangs genannten US 2,347,944 A aufweist.

40

Die aus der AU 51 573/73 A bekannte Drehkolbenmaschine weist ebenfalls eine Hüllkurve auf, die der der eingangs genannten Druckschrift entspricht.

Eine weitere, ähnliche Drehkolbenmaschine ist aus der GB 430 715 B bekannt. Es hat dabei das Gehäuse die Form eines Reuleaux-Dreiecks und der Rotor ist zentrisch in diesem Dreieck angeordnet und es wird die Verwendung durchgehender, einteiliger Schieber als Vorteil gegenüber der Verwendung einseitiger, federbelasteter Schieber angesehen. Dazu ist zu sagen, daß im Zuge der Umdrehung des Rotors die Gehäusewände nur die träge Masse des Schiebers zu dessen hin- und hergehender Bewegung überwinden müssen, während die Zentrifugalbeschleunigung durch die Zusammenfassung diametral gegenüberliegender Schieber sich zumindest im wesentlichen aufhebt und Federkräfte, wie sie bei Einzelschiebern immer vorgesehen werden müssen, um die Schieber gegen die Gehäusewand zu drücken, überhaupt entfallen. Es kann aber diese Maschine nicht stoßfrei arbeiten.

45

50

Die DE 34 27 030 A1 offenbart einen nicht-kreisförmigen Querschnitt des Gehäuses, über den

55

aber nur ausgesagt wird, daß er "eiförmig" ist. Die US 2 013 916 A entspricht im wesentlichen dieser DE-A1, da auch sie über den Querschnitt des Gehäuses nichts aussagt.

Die GB 1 241 841 A schließlich offenbart einen Gehäusequerschnitt, der, in Polarkoordinaten ausgedrückt, auf einer Winkelfunktion beruht, wobei abschnittsweise auch Kreisbögen verwendet werden. Wenn man diese vorbekannte Querschnittsform (und auch die der GB 430 715 B) untersucht, so stellt man fest, daß an den Übergängen zwischen den einzelnen Abschnitten die erhaltene Funktion nur einmal stetig differenzierbar ist. Dies bedeutet, daß die Schieber beim Überstreichen dieser Stellen einen Stoß erleiden, weil eben die zweite Ableitung der Gehäuseform an diesen Stellen einen Sprung aufweist, was mechanisch einem Stoß entspricht. Dadurch wird die Brauchbarkeit dieses Gehäusequerschnittes praktisch auf Null reduziert.

Ein weiterer Nachteil, der sich in der Praxis allerdings nicht so negativ auswirkt, liegt darin, daß bei Verwendung größerer Längen der Schieber, bezogen auf den Rotordurchmesser, Gehäuseformen mit konvexen Abschnitten entstehen, die selbstverständlich völlig unbrauchbar sind.

Es sind somit zwar Drehkolbenmaschinen der eingangs genannten Art einem wesentlich reduzierten Verschleiß im Vergleich zu anderen Drehkolbenmaschinen mit einzeln beweglichen Schiebern unterworfen, doch weisen sie nach wie vor große Nachteile auf.

Als weiter abliegenden Stand der Technik, betreffend diese anderen Drehkolbenmaschinen, kann beispielsweise auf die DD-33 914 A verwiesen werden, bei der das Gehäuse kreisförmigen Querschnitt aufweist und der exzentrisch im Gehäuse angeordnete Rotor im wesentlichen ebenfalls Kreisform besitzt, wobei aber Ausnehmungen, die im Querschnitt durch einen Kreisbogenabschnitt begrenzt sind, aus dem Rotor ausgeschnitten sind, um die Größe der sich ausbildenden Kammern zu erhöhen. Die (vier) Schieber werden durch Federn jeweils vom Rotor nach außen, an die Gehäusemantelwand gedrückt, was gemeinsam mit der Zentrifugalbeschleunigung zu großen Anpreßdrücken und hohem Verschleiß führt.

Trotz ihrer Vorteile gegenüber der DD-A ist es bei der aus der GB 430 715 B vorbekannten Drehkolbenmaschine nachteilig, daß durch die zwingend vorgegebene Form des Reuleaux-Dreieckes die Ausbildung dreier Gehäuseetaschen unvermeidlich ist, wobei jede Tasche beim Durchlaufen durch einen Schieber eine sich zuerst ausdehnende, dann wieder verkleinernde Kammer zwischen den Schiebern ausbildet. Dies führt, beispielsweise bei Verbrennungskraftmaschinen, notwendigerweise zur Ausbildung von 6-Taktsystemen mit zwischengeschalteten Kühlabschnitten. Ein anderer dadurch bedingter Nachteil ist, daß jeder Schieber im Lauf einer Umdrehung dreimal radial hin- und hergeschoben wird, was wiederum zu relativ hohen Beschleunigungsspitzen im Laufe einer Umdrehung führt.

Die Erfindung bezweckt, hier Abhilfe zu schaffen und eine Drehkolbenmaschine der eingangs definierten Art anzugeben, bei der jeder Schieber im Laufe einer Umdrehung des Rotors nur einmal hin- und hergeschoben wird, wobei stoßartige Belastungsspitzen insbesondere bei den Übergängen zwischen den einzelnen Gehäusewandabschnitten vermieden werden sollen.

Erfindungsgemäß wird dies dadurch erreicht, daß der Rotor exzentrisch im Gehäuse angeordnet ist, daß das Gehäuse bezüglich der Verbindungsgerade zwischen der Achse des Rotors und der dieser Achse nächstliegenden Stelle des Gehäuses, dem Südpol, symmetrisch ist, und daß bei Zugrundelegung von einem durch die Drehachse des Rotors gelegten, normal auf die Symmetrieachse bzw. in Richtung der Symmetrieachse verlaufenden XY-Koordinatensystems und mit Polarkoordinaten $[r, \varphi]$ mit dem Zentrum in der Rotorachse und dem Winkel $\varphi = 0$ in Richtung der positiven X-Achse liegend, die Innenwandung des Gehäuses die folgende Gleichung erfüllt:

$$R_{(\varphi)} = \{a^2 b^2 / [a^2 \cos^2(l(\varphi + \pi/2)) + b^2 \sin^2(l(\varphi + \pi/2))]\}^{1/2}$$

wobei:

b der kürzeste Abstand zwischen der Rotorachse und der Gehäusewand am Südpol ist,

a durch die Formel: $a_{(d,b)} = [(3d^4 - 2b^2d^2)/(2d^2 - b^2)]^{1/2}$

gegeben ist, wobei:

- 5 d die halbe Länge der Sehnen der Gehäuseinnenwand durch die Drehachse des Rotors, somit die radiale Erstreckung der Schieber, ist und l durch die Formel

$l = 2/\pi \arccos\{[a^2 - (a^4 + b^4 - a^2b^2)^{1/2}]/(a^2 - b^2)\}^{1/2}$

gegeben ist.

- 10 Es ist somit durch Wahl von b und d, somit dem kürzesten Abstand zwischen Rotorachse und Gehäuseinnenwand einerseits und der radialen Erstreckung der Schieber andererseits, die Form der Gehäuseinnenwand vollständig bestimmt, da durch die Forderung nach Symmetrie bezüglich der Y-Achse die Kurve nur mehr in einem Quadranten festgelegt werden muß und auch nur mehr in einem Quadranten festgelegt werden kann, die anderen ergeben sich unmittelbar.

- 15 Dazu kommen als Randbedingungen:

der horizontale (parallel zur X-Achse) Verlauf am Südpol (der am Nordpol folgt daraus automatisch),

die Lage der Gehäuseinnenwand am Schnittpunkt mit der X-Achse im Abstand d,

- 20 die Forderung nach zweimaliger, stetiger Differentiation, um die Dreh-Schiebebewegung der Schieber ruckfrei zu gestalten,

das monotone Wachsen von $r_{(\varphi)}$ im vierten Quadranten und

die stets nichtnegative Krümmung,

wodurch die Kurve festgelegt ist.

- 25 In einer Ausgestaltung ist vorgesehen, dass das Verhältnis a/b zwischen 1,0 und 2,5, bevorzugt zwischen 1,25 und 2,0 liegt, wobei a und b die angegebene Bedeutung haben. Durch diese Maßnahme erhält man bei ausreichend veränderlichem Kammervolumen besonders günstige Bewegungs- und Beschleunigungsverhältnisse der Schieber.

- 30 In einer anderen Variante ist vorgesehen, dass die Schieber im wesentlichen radial verlaufende Ölkanaäle aufweisen, die mit Ölkanaälen in Federbügeln, die in Nuten der Schieber sitzen und diese gegenüber der Gehäuseinnenwand abdichten, zusammenwirken, um so eine Verringerung der Reibung zwischen Gehäuseinnenwand und Schieber zu erreichen. Dadurch kann die Lebensdauer verlängert und die verlorene Reibungsarbeit herabgesetzt werden.

In der Zeichnung sind einige erfindungsgemäße Schnitte durch Gehäuse bzw. Rotoren schematisch dargestellt. Dabei zeigt:

- 40 die Fig. 1 eine Gehäuseform, mit $a = 1,5$ und $b = 1$,
 die Fig. 2 eine Gehäuseform, mit $a = 2,0$ und $b = 1$,
 die Fig. 3 eine Gehäuseform, mit $a = 5,0$ und $b = 1$,
 die Fig. 4 einen Schnitt durch eine Turbine oder Lüfter,
 die Fig. 5 einen Schnitt durch einen 2-stufigen Drehkolbenbrennkraftmotor,
 45 die Fig. 6 einen Axialschnitt durch einen Drehkolbenbrennkraftmotor,
 die Fig. 7 einen Schnitt durch ein Drehkolbenbrennkraftstrahltriebwerk,
 die Fig. 8 einen Schieber im Schnitt, Draufsicht und Seitenansicht,
 die Fig. 9 einen Federbügel in Vorderansicht, in Draufsicht und in Seitenansicht,
 die Fig. 10 einen Rotor im Schnitt und in Seitenansicht,
 50 die Fig. 11 einen Ellipsenring in Draufsicht und in Seitenansicht,
 die Fig. 12 ein Rotorsegment in Vorderansicht und in Seitenansicht,
 die Fig. 13 eine Segmentdichtung in Vorderansicht und in Seitenansicht,
 die Fig. 14 einen Rotor im Schnitt und in Seitenansicht,
 die Fig. 15 ein Rotorsegment in Vorderansicht und in Seitenansicht und
 55 die Fig. 16 einen Schieber in Vorderansicht, in Seitenansicht und in Draufsicht.

Die Figura 1 bis 3 zeigen verschiedene Ausbildungen erfindungsgemäß verwendbarer Gehäuseformen in Abhängigkeit des Verhältnisses der Parameter a und b . Dabei sind die verwendeten Koordinatensysteme, der Südpol S und die Abstände b und d eingetragen, wobei b jeweils mit 1 festgesetzt ist, da die Form der Kurve nur vom Verhältnis a/b und damit auch gemäß obiger Beziehung a/d abhängt.

Wie den Figura 1 bis 3 unmittelbar entnehmbar ist, sind erfindungsgemäße Gehäuseformen im Bereich von $a/b \approx 2$ durchaus technisch einsetzbar, während bei Werten von a/b , die wesentlich darüber liegen, starke Beschleunigungen der Schieber auftreten, wenn diese in äquatorialer Stellung (parallel zur X -Achse) liegen, wobei darüberhinaus in dieser Stellung noch stark pressende und aus der Schieberebene gerichtete Berührkräfte von der Gehäusewand einwirken und daher solche Formen für eine technische Nutzung nicht zulassen.

Brauchbare Verhältnisse a/b liegen zwischen 1,0 und 2,5, bevorzugt zwischen 1,25 und 2,0, wobei a und b die oben angegebene Bedeutung haben.

Es ist aber bei den in den Fig. 1 und 2 gezeigten Verhältnissen, selbstverständlich auch bei solchen, bei denen $a < 1,5$ ist oder nur etwas über 2 liegt, eine Drehkolbenmaschine geschaffen, die die Nachteile der vorbekannten Maschinen nicht aufweist und insbesondere über günstige dynamische Bedingungen für die Bewegung der Schieber in radialer Richtung innerhalb des Rotors und auch entlang der Gehäuseinnenwand aufweist.

Die Fig. 4 zeigt einen Schnitt normal zur Drehachse einer erfindungsgemäßen Turbine bzw. eines erfindungsgemäßen Lüfters. Schieber 1 bewegen sich im Rotor 19 in Öl geführt, wie dies weiter unten detailliert erläutert wird. In der Gehäusewand 32, diese ist bei allen Darstellungen nur schematisch eingezeichnet, ist die Saugöffnung 17 und die Drucköffnung 23 strichschematisch eingezeichnet.

Die Fig. 5 zeigt einen Schnitt normal zur Drehachse eines erfindungsgemäßen Drehkolbenbrennkraftmotors. In der Gehäusewand 32 ist eine Ansaugöffnung 17 einer Verdichterstufe schematisch eingezeichnet, weiters ein Überstromkanal 18, der von der Druckseite der Verdichterstufe zur Ansaugseite der Motorstufe führt und dort eine Einspritzdüse 20 im Bereich der Expansionskammer eingetragen.

Die Schieber 1 der Verdichterstufe sind wieder im Öl im Rotor 19 geführt, bei den Schiebern 21 des Rotors 22 in der Verbrennungskammer ist dies aus thermischen Gründen nicht möglich.

Die abgearbeiteten Verbrennungsgase verlassen den Drehkolbenbrennkraftmotor bei der Auspufföffnung 23. Die Fig. 6 zeigt einen Schnitt durch die parallelen Rotorachsen der beiden Rotoren 19, 22 der Fig. 5. Insbesondere ist dieser Figur die abgerundete Eckenausgestaltung der Gehäusekammer entnehmbar. Es sind die Lager 29 für die Rotoren 19, 22 eingetragen und die Zahnräder 31, die den Antrieb des Verdichterrots 19 besorgen.

Die Fig. 7 zeigt einen Schnitt normal auf die Rotorachsen eines Drehkolbenbrennkraftstrahltriebwerkes. Eine Vorverdichterauslaßöffnung 26 mündet in eine Expansionskammer 27, die in der Auströmdüse 28 endet, ersichtlich sind auch die schematisch eingezeichnete Ansaugöffnung 17 und der Überstromkanal 18, der von der Vorverdichterstufe in die Expansionsstufe führt. Die im Verdichterrotor 19 geführten Schieber 1 sind bevorzugt wiederum im Öl geführt, während dies bei den durch den Verbrennungsprozeß thermisch stark belasteten Schiebern im Rotor 22 nicht möglich ist.

Die Fig. 8 zeigt einen erfindungsgemäß bevorzugten Schieber 1 im Schnitt, in der Seitenansicht und der Draufsicht, wobei Nuten 3 ersichtlich sind, in denen Federbügel 4, von denen einer in Fig. 9 dargestellt ist, einsetzbar sind. Im Schieber 1 sind Ölkäle 2 vorgesehen, die zufolge der Zentrifugalbeschleunigung Öl, das dem Rotor, in dem der Schieber 1 eingesetzt ist, im Bereich

seiner Drehachse zugeführt wird, nach außen transportiert wird und dort den Schieber 1 bzw. den Federbügel 4 während seines Rotierens entlang der Gehäuseinnenwand schmiert.

Die Fig. 9 zeigt einen Federbügel 4, der in die Nuten 3 eines Schiebers 1 eingesetzt werden kann und der mit Schmieröffnungen 5 versehen ist, aus denen die Schmierflüssigkeit austreten kann. Die Pfeile geben die Richtung der (geringen) elastischen Deformation zufolge der Zentrifugalbeschleunigung an, durch die die Abdichtung an der Gehäuseinnenwand verbessert wird.

Die Stege 34 zwischen den beiden Enden des Schiebers 1 liegt bei den einzelnen Schiebern eines Rotors jeweils um zumindest die Stegbreite versetzt, sodaß die einzelnen Schieber im Rotor aneinander vorbei radial beweglich angeordnet sind.

Die Fig. 10 zeigt einen Rotor für ölgeschmierte Schieber 1, der daher thermisch nicht hochbelastbar ist, da es sonst zu Verkockungen des Öls kommt. Ein solcher Rotor besteht bevorzugt aus Rotorsegmenten 7, die durch Rotorseitenwände 6 zusammengehalten werden. In Nuten 8 werden Ellipsenringe 13 (Fig. 11) eingesetzt. Die Nuten 9 nehmen Segmentdichtungen 15 (Fig. 13) auf, die Ölzufuhr für die Schieber 1 bzw. die Federbügel 4 erfolgt durch eine Einlaßöffnung 10 in der Rotorwelle.

In Fig. 11 ist ein Ellipsenring 13 in Seitenansicht und Draufsicht dargestellt. Dabei ist die Druckrichtung durch Pfeile angedeutet. Der Ellipsenring 13 weist eine Öffnung 16 für den Druck- und Ausdehnungsausgleich auf. Der Ellipsenring 13 dient zur Abdichtung der Schieber 1 gegenüber dem Rotor, beim dargestellten Ausführungsbeispiel sind zwei derartige Ellipsenringe auf jeder Seite des Rotors für jeden der Schieber 1, somit vier Ellipsenringe pro Schieber, vorgesehen.

Aus Fig. 12 ist ein Rotorsegment in Vorder- und Seitenansicht ersichtlich, daraus sind auch die Nuten 8 für die Ellipsenringe 13 bzw. die Nuten 9 für die Segmentdichtung 15 (Fig. 13) ersichtlich. Die Bohrungen 14 dienen zur Montage der Seitenscheiben 6.

In Fig. 13 ist eine Segmentdichtung 15 in Vorder- und Seitenansicht dargestellt. Diese Segmentdichtung 15 dichtet den Rotor gegenüber der seitlichen Gehäusewand ab und ist selbstanpressend ausgebildet.

Fig. 14 zeigt einen thermisch hochbelastbaren Rotor im Axialschnitt, wobei eine Brennraummulde 26 in jedem Segment vorgesehen ist. Ein einzelnes Rotorsegment ist in Fig. 15 in Stirn- und Seitenansicht gezeigt, die Fig. 16 zeigt einen zugehörigen Schieber 21, der sich vom Schieber 1 durch das Fehlen der Ölzufuhr und somit der Schmierung unterscheidet. Auch hier sind die Stege 34 wie beim Schieber 1 (Fig. 8) angeordnet.

Die Arbeitsweise der erfindungsgemäßen Drehkolbenmaschine ist die gleiche wie bei den üblichen Drehkolbenmaschinen, außer der dynamischen Verbesserungen der Schieberbewegungen und der speziellen Ausgestaltung der Schieber, die dadurch möglich wird, ist ja bezüglich des Betriebes keine Änderung gegenüber dem Stand der Technik erfolgt.

Patentansprüche:

1. Drehkolbenmaschine, bei der zumindest ein Rotor (19, 22) in einem Gehäuse (32) rotiert und im Rotor radial verschiebbliche Schieber (1, 21) zwischen dem Gehäuse und dem Rotor Kammern mit veränderlichem Volumen bilden, wobei eine gerade Anzahl von Schiebern vorgesehen ist und einander diametral gegenüberliegende Schieber zu einer starren Einheit zusammengefaßt sind, *dadurch gekennzeichnet*, daß der Rotor exzentrisch im Gehäuse angeordnet ist, daß das Gehäuse bezüglich der Verbindungsgerade zwischen der Rotorachse (O) und der dieser Achse nächstliegenden Stelle des Gehäuses, des Südpols (S), symmetrisch ist, und daß bei Zugrundelegung von einem durch die Rotorachse (O) geleg-

ten, normal auf die Symmetrieachse bzw. in Richtung der Symmetrieachse verlaufenden XY-Koordinatensystems und von Polarkoordinaten $[r, \varphi]$ mit dem Zentrum in der Rotorachse (O) und dem Winkel $\varphi = 0$ in Richtung der positiven X-Achse liegend, die Innenwandung des Gehäuses (32) die folgende Gleichung erfüllt:

$$r_{(\varphi)} = \{a^2 b^2 / [a^2 \cos^2(l(\varphi + \pi/2)) + b^2 \sin^2(l(\varphi + \pi/2))]\}^{1/2}$$

wobei:

b der kürzeste Abstand zwischen der Rotorachse (O) und der Gehäusewand am Südpol (S) ist,

a durch die Formel: $a_{(d, b)} = [(3d^4 - 2b^2 d^2) / (2d^2 - b^2)]^{1/2}$

gegeben ist, wobei:

d die halbe Länge der Sehnen der Gehäuseinnenwand durch die Rotorachse (O), somit die radiale Erstreckung der Schieber (1, 21), ist und l durch die Formel

$l = 2/\pi \arccos(\{[a^2 - (a^4 + b^4 - a^2 b^2)^{1/2}] / (a^2 - b^2)\}^{1/2})$ gegeben ist.

2. Drehkolbenmaschine nach Anspruch 1, *dadurch gekennzeichnet*, daß das Verhältnis a/b zwischen 1,0 und 2,5, bevorzugt zwischen 1,25 und 2,0 liegt, wobei a und b die oben angegebene Bedeutung haben.
3. Drehkolbenmaschine nach einem der Ansprüche 1 oder 2, *dadurch gekennzeichnet*, daß ihre Schieber (1) im wesentlichen radial verlaufende Ölkänaäle (2) aufweisen, die mit Ölkänaälen (5) in Federbügeln (4), die in Nuten der Schieber (1) sitzen und diese gegenüber der Gehäuseinnenwand abdichten, zusammenwirken, um so eine Verringerung der Reibung zwischen Gehäuseinnenwand und Schieber zu erreichen.

Hiezu 10 Blatt Zeichnungen

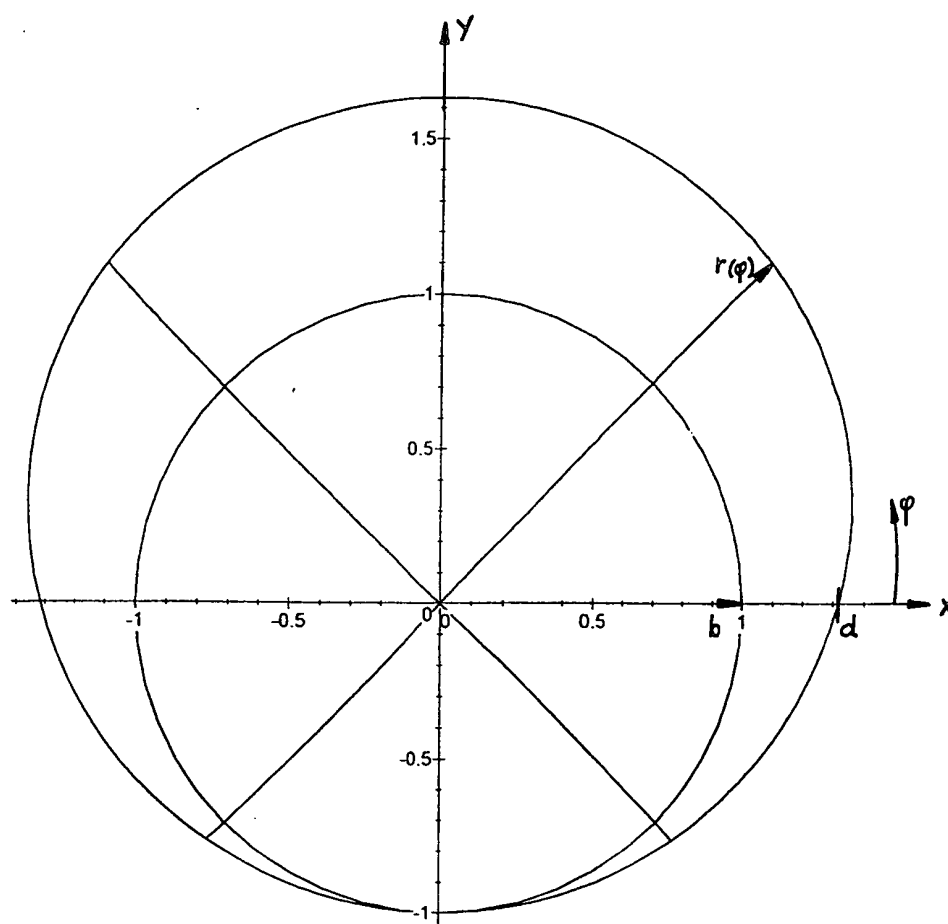


FIG. 1

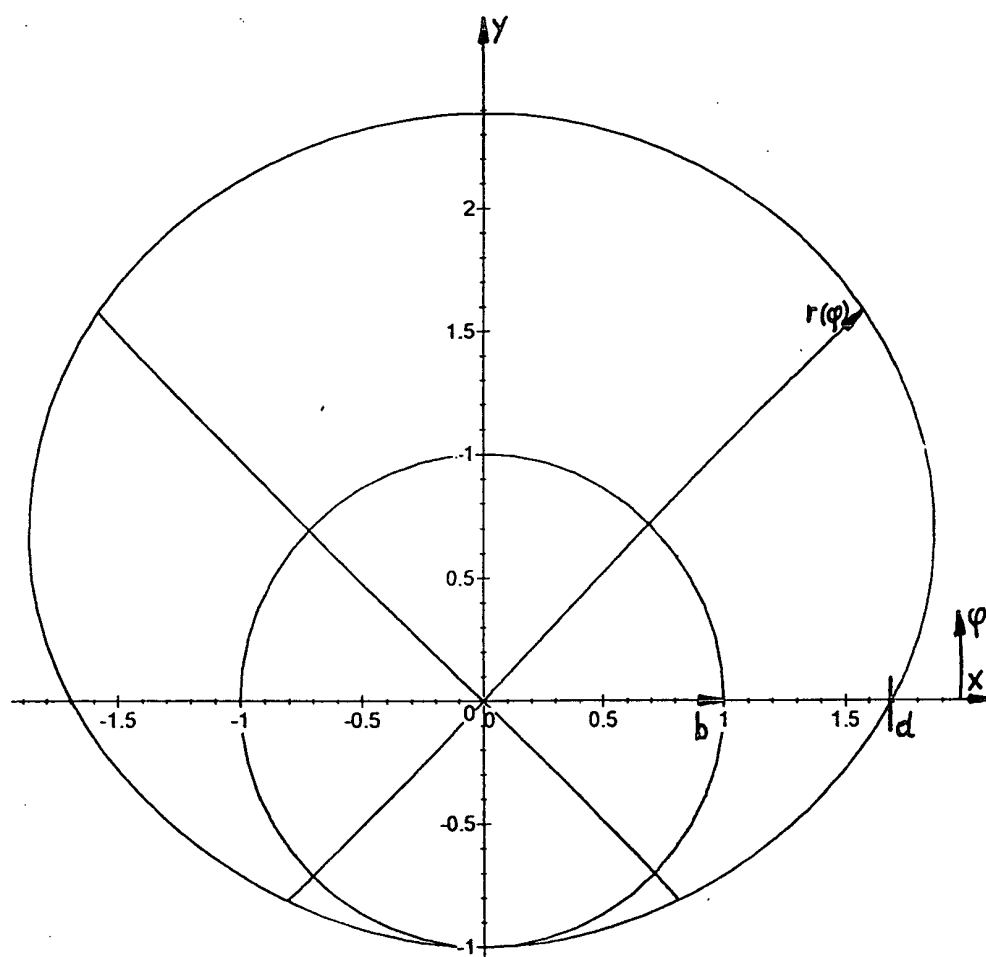


FIG. 2

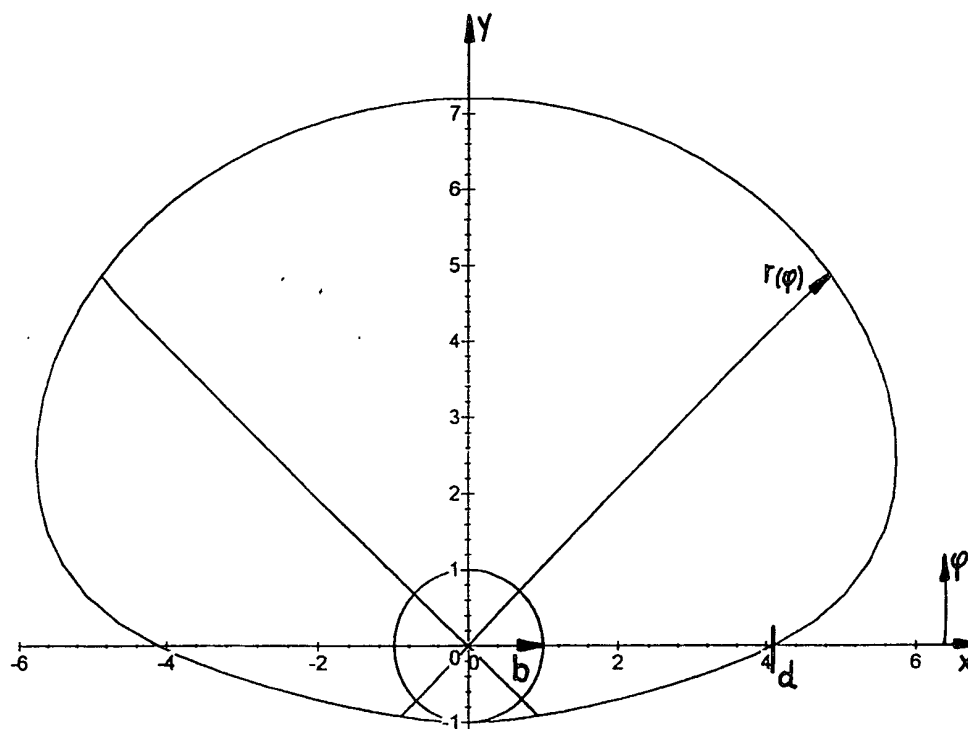


FIG. 3

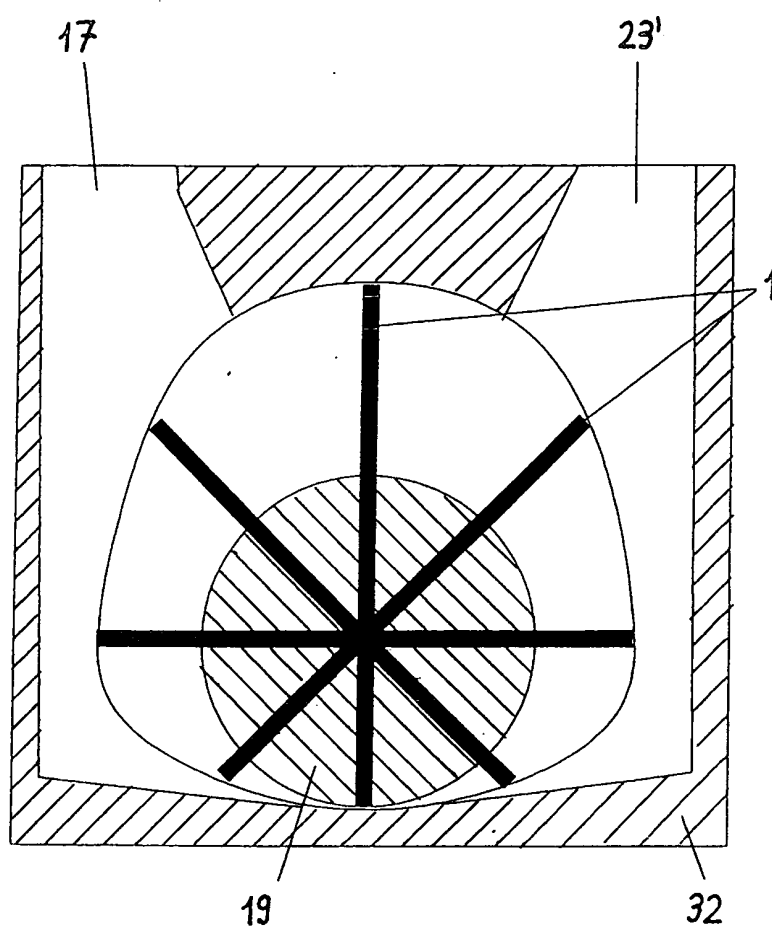


FIG. 4

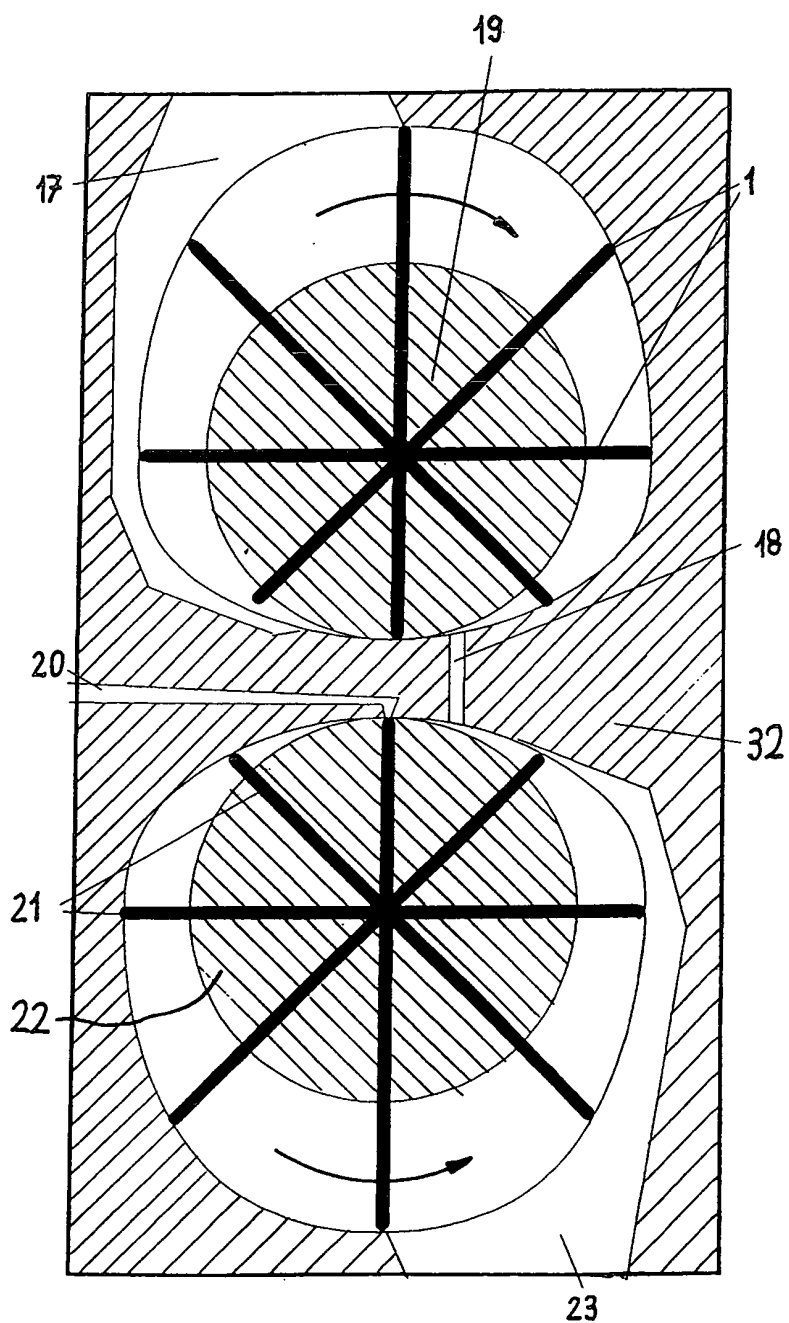


FIG. 5

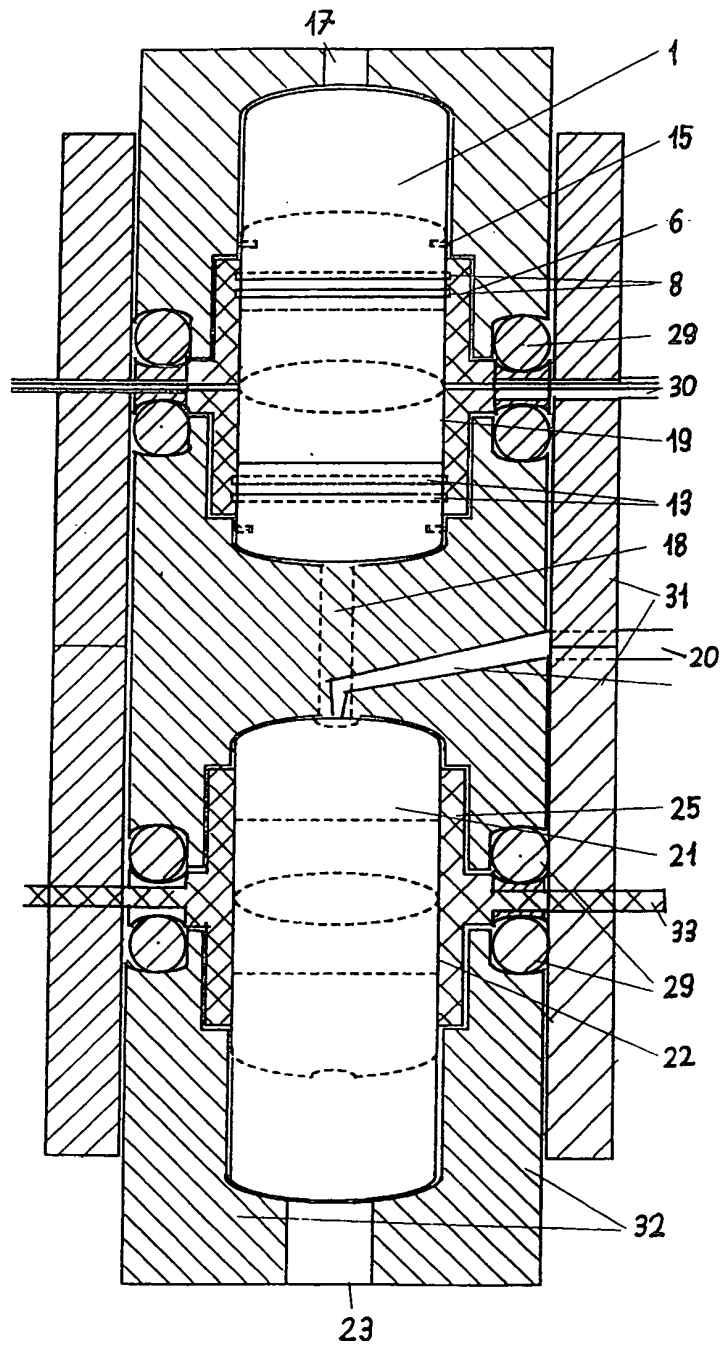


FIG. 6

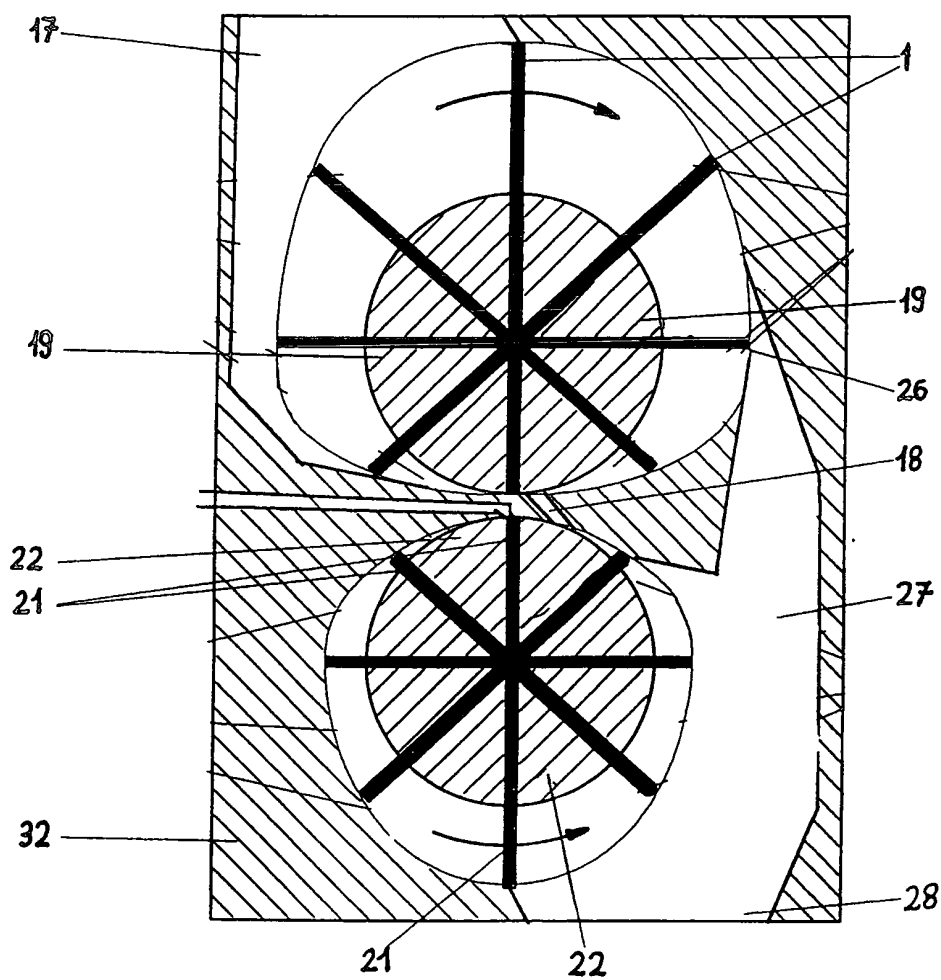


FIG. 7

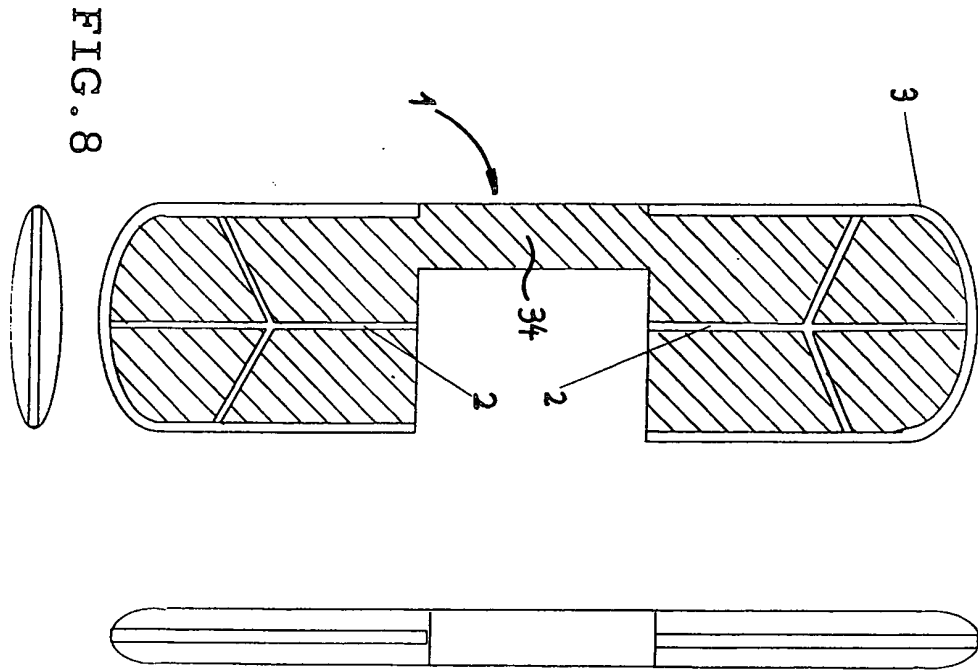


FIG. 9

