

⑬



Europäisches Patentamt
European Patent Office
Office européen des brevets

⑪

Veröffentlichungsnummer: **0 087 747
B1**

⑫

EUROPÄISCHE PATENTSCHRIFT

④

Veröffentlichungstag der Patentschrift:
21.05.86

⑤

Int. Cl.⁴: **F 01 C 1/10**

⑥

Anmeldenummer: **83101746.2**

⑦

Anmeldetag: **23.02.83**

⑤

Innenachsige kurbelwellenlose Rotationskolbenmaschine.

⑧

Priorität: **03.03.82 CH 1302/82**

⑨

Veröffentlichungstag der Anmeldung:
07.09.83 Patentblatt 83/36

⑩

Bekanntmachung des Hinweises auf die Patenterteilung:
21.05.86 Patentblatt 86/21

⑪

Benannte Vertragsstaaten:
AT BE CH DE FR GB IT LI NL SE

⑫

Entgegenhaltungen:
**DE - A - 1 961 134
DE - A - 2 456 252
FR - A - 1 556 302
US - A - 3 905 727
US - A - 3 954 355**

⑬

Patentinhaber: **Wankel, Felix, Dr. h.c., Bregenzer
Strasse 82, D-8990 Lindau (DE)**

⑭

Erfinder: **Wankel, Felix, Dr. h.c., Bregenzer Strasse 82,
D-8990 Lindau (DE)**

⑮

Vertreter: **Quehl, Horst Max, Dipl.-Ing.,
Glattalstrasse 37 Postfach A-165, CH-8052 Zürich (CH)**

EP 0 087 747 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 betrifft eine innenachsige kurbelwellenlose Rotationskolbenmaschine mit zwei zueinander exzentrisch gelagerten Läufern, wobei die kreisförmig gekrümmte Laufbahn der Lagerung des Aussenläufers die Welle des Innenläufers umschliesst.

Rotationskolbenmaschinen der genannten Art sind beispielsweise durch die US-A- 724 665, US-A- 3 954 355 und die GB-A-961 872 bekannt. Das Konstruktionsprinzip bei einer Maschine der eingangs genannten Art, bringt es zwangsläufig mit sich, dass die Laufbahn der beiden Lager des Aussenläufers einen verhältnismässig grossen Durchmesser aufweist, da sie die exzentrisch zu ihr angeordnete Welle des Innenläufers umschliesst, falls beide Läufer nicht auf nachteilige Weise nur einseitig gelagert werden. Die Lager der Läufer der genannten bekannten Maschinen sind als Gleitlager ausgebildet, so dass sie in radialer Richtung nur eine geringe Abmessung aufweisen. Durch den verhältnismässig grossen Durchmesser des Lagers des Aussenläufers entstehen entsprechend hohe Lagergeschwindigkeiten, so dass die bekannten Maschinen nur für verhältnismässig geringe Drehgeschwindigkeiten geeignet sind und verhältnismässig hohe Reibungsverluste aufweisen. Die Verwendung üblicher Wälzlager für die Lagerung des Aussenläufers würde zu einer konstruktiv nachteiligen Vergrösserung der radialen Abmessung des Lagers führen bzw. zu einer weiteren Vergrösserung der Laufbahn der Lagerung. Ausserdem wäre die Drehgeschwindigkeit der Maschine ebenfalls verhältnismässig begrenzt, da der grosse Durchmesser der Laufbahn zu entsprechend hoher Drehgeschwindigkeit der Wälzlagerkörper führen würde.

Der vorliegenden Erfindung liegt die Aufgabe zugrunde, die genannten Nachteile der bekannten Maschinen zu vermeiden, so dass sie mit wesentlich höheren Drehgeschwindigkeiten betrieben werden kann und somit bei kleinen Abmessungen neuen Anwendungsbereichen zugeführt werden kann, z.B. als Lader oder Treiber einer Verbrennungskraftmaschine. In konstruktiver Hinsicht liegt der Erfindung die weitere Aufgabe zugrunde, die Welle des Innenläufers relativ zum Aussenläufer mit grösserer Exzentrizität anordnen zu können und/oder ihr einen grösseren Durchmesser geben zu können. Die Lösung dieser Aufgaben erfolgt dadurch, dass die Laufbahn der Lagerung des Aussenläufers durch mehrere in Laufrichtung einen Abstand voneinander aufweisende Lagereinrichtungen gelagert ist, die relativ zur geometrischen Achse der Welle des Innenläufers ortsfest angeordnet sind.

Durch die erfindungsgemässe Anordnung mehrerer Lagereinrichtungen in Laufrichtung nebeneinander, kann die Welle des Innenläufers zwischen solchen Lagereinrichtungen angeordnet werden, so dass sie sich radial weiter aussen

befindet. Dabei kann die Welle selbst eine der Lagereinrichtungen bilden, indem sich die Laufbahn des Lagers am Umfang der Welle oder auf einem die Welle umschliessenden Ring abwälzt. Die Lagereinrichtungen bestehen vorzugsweise aus Rollen, die durch Kugellager gelagert sein können.

Vorzugsweise ist die Lagerung des Aussenläufers in axialer Richtung der Maschine zwischen ihren Läufern und einer Antriebsverbindung zwischen den Läufern angeordnet, wobei die einzelnen Lagereinrichtungen von einem Abdichtkörper getragen sind, der mit einem feststehenden äusseren Maschinengehäuse starr verbunden ist und sich in den von der Laufbahn der Lagerung des Aussenläufers umschlossenen Raum hinein bis an die Seitenfläche des Innenläufers erstreckt und radial gegenüber dem Aussenläufer abdichtet ist. Dadurch, dass somit der Abdichtkörper eine radiale Abdichtung gegenüber dem Aussenläufer bewirkt bzw. der durch das übliche Hohlzahnrad des Aussenläufers gebildete Ringraum vermieden wird, ist es nicht notwendig, dass die Seitenfläche des Innenläufers durch geeignete Grösse des Innenläufers in jeder Bewegungsposition einen solchen Hohlraum überdeckt und somit zum Arbeitsraum der Maschine hin abdichtet. Die Anordnung der durch ein in ein Hohlzahnrad eingreifendes Ritzel gegebenen Antriebsverbindung zwischen beiden Läufern in axialer Richtung aussen bzw. die Anordnung der Lagerung in axialer Richtung zwischen der Antriebsverbindung und dem Innenläufer hat den weiteren Vorteil, dass der Hohlraum des Aussenläufers für die Hindurchführung der Welle des Innenläufers im Durchmesser kleiner ausgeführt sein kann als der Durchmesser des Hohlzahnrades des Aussenläufers.

Wie bereits erwähnt, kann der Wellendurchmesser des Innenläufers durch die Anordnung der Welle zwischen zwei in Umfangsrichtung nebeneinander angeordneten Lagereinrichtungen vorteilhaft grösser gewählt werden. Dies ermöglicht jedoch dabei nicht gleichzeitig die Vergrösserung des Wellendurchmessers an der Stelle, an der das Ritzel der Antriebsverbindung zwischen beiden Läufern vorgesehen ist, denn der Durchmesser des Ritzels ist durch die Exzentrizität zwischen beiden Läufern und das erforderliche Uebersetzungsverhältnis bestimmt. Um dennoch auch an dieser Stelle die Welle im Durchmesser grösser ausbilden zu können, z.B. um sie als Hohlwelle für die Kühlung des Innenläufers auszuführen, erfolgt die Antriebsübertragung zwischen diesem Ritzel und dem Hohlzahnrad des Aussenläufers über zwei zwischengeschaltete Zahnräder oder ein zwischengeschaltetes ringförmiges Zahnrad mit Innen- und Aussenverzahnung. Es versteht sich, dass in diesem Fall das Hohlzahnrad des Aussenläufers entsprechend im Durchmesser grösser auszubilden ist.

Es versteht sich, dass die vorliegende Erfindung bei allen Rotationskolbenmaschinen der eingangs genannten Art vorteilhaft anwendbar ist, da die innenachsige Bauweise einen Aussenläufer voraussetzt, der eine im Durchmesser verhältnismässig grosse Laufbahn der Lagerung aufweist, so dass entsprechend hohe Geschwindigkeiten an dieser Laufbahn auftreten.

Statt der erwähnten Ausführungsmöglichkeit der Lagereinrichtungen in Form von Rollen können auch andersartige Lagereinrichtungen verwendet werden, wie z.B. einzelne Magnetlager, einzelne Luftkissenlager usw. Die Stützrollen können auch für die seitliche Führung des Aussenläufers verwendet werden, d.h. sie können auch in axialer Richtung auf den Aussenläufer wirkende Kräfte aufnehmen, falls selbiger einem Spurkranz oder einer Rille versehen sind, der mit einer Rille oder einem Spurkranz der Laufbahn des Aussenläufers zusammenwirkt.

Im folgenden wird die Erfindung anhand zeichnerischer Darstellungen näher erläutert. Es zeigt:

Fig. 1 einen radial verlaufenden Querschnitt durch eine Rotationskolbenmaschine,

Fig. 2 einen Axialschnitt durch die Maschine nach Fig. 1 mit einem Abdichtkörper, jedoch mit einer nicht erfindungsgemässen Lagerung des Aussenläufers,

Fig. 3 einen axialen Teilquerschnitt durch eine Rotationskolbenmaschine mit einer erfindungsgemässen Lagerung entlang der Linie III - III der Fig. 4,

Fig. 4 einen Radialquerschnitt entlang der Linie IV-IV der Fig. 3,

Fig. 5 & 6 schematische Darstellungen von zwei Ausführungsbeispielen einer Antriebsverbindung zwischen Innen- und Aussenläufer,

Fig. 7 einen axialen Teilschnitt zu der Antriebsverbindung nach Fig. 6 und

Fig. 8 einen Querschnitt durch einen mit einer Luftkühlung versehenen Innenläufer.

Fig. 1 zeigt eine innenachsige Drehkolbenmaschine 2, die aufgrund der Erfindung besonders als Treiber und/oder Lader einer Verbrennungskraftmaschine geeignet ist. Der Innenläufer 4 hat einen kreisrunden Querschnitt und dreht sich in exzentrischer Bewegung um die sich nur um ihre eigene Achse drehende Hauptwelle 6 der Maschine. Die Welle 6 ist im dargestellten Beispiel durch zwei Wälzlager 9, 10 in starr mit den seitlichen Gehäusedeckeln 11, 12 verbundenen Abdichtkörpern 13, 14 gelagert. Durch die Drehung des Innenläufers 4 um die örtlich fixierte Welle 6 kann er in sich vollkommen ausgewuchtet werden, so dass auf die Lagerung keine Zentrifugalkräfte einwirken und somit sehr hohe Drehgeschwindigkeiten möglich sind.

Jeweils ein am äusseren Umfang der Abdichtkörper 14, 13 vorgesehenes zweites Lager 15, 16 dient der Lagerung des Aussenläufers 18 um seine damit örtlich fixierte Mittelachse.

Aufgrund des grossen Durchmessers dieser Lager 15, 16 und des verhältnismässig kleinen Durchmessers der Wälzkörper dieser Lager, sind letztere hohen Abwälzgeschwindigkeiten und damit hohen Belastungen ausgesetzt, die gemäss der vorliegenden Erfindung vermieden werden sollen. Eine Dichtung 20, 21 zwischen den dem Arbeitsraum 22 der Maschine zugekehrten Seitenwänden 26, 27 des Ausläufers 18 und dem in diese hineinragenden Teil 19 der Abdichtkörper 13, 14 verhindert, dass die Lagerungen 9, 10, 15, 16 und eine Antriebsübertragung 23 zwischen dem Innen- und Aussenläufer mit dem die Maschine durchströmenden Medium auf nachteilige Weise in Kontakt gelangen können. Die Durchströmung erfolgt durch die radial aussen am Maschinengehäuse angesetzten Stutzen 7, 8.

Der den Innenläufer 4 einschliessende Aussenläufer 18 besteht aus zwei einander gegenüberliegenden sichelförmigen Umfangsteilen 24, 25 und zwei diese zwischen sich einschliessenden Seitenteilen 26, 27. Die Verbindung untereinander erfolgt durch Stifte 28 und Schraubenbolzen 29. Die zueinandergerichteten Innenflächen 30, 32 des Aussenläufers verlaufen parallel zueinander, so dass der Innenläufer in dem durch diese Flächen begrenzten Arbeitsraum 22 eine hin- und hergehende Bewegung ausführen kann. Diese relativ gesehen geradlinige Bewegung des Innenläufers 4 relativ zum Aussenläufer 18 trotz der Drehbewegung beider Läufer ergibt sich aufgrund der Kinematik von Kardankreisen. Der auch als Drehkolben zu bezeichnende Innenläufer 4 gelangt in Kämmeingriff jeweils mit zwei Lücken des Aussenläufers, so dass er sich mit doppelter Geschwindigkeit des Aussenläufers dreht. Das Uebersetzungsverhältnis entspricht demnach 1:2, so dass der Teilkreis des Ritzels 34 der Antriebsübertragung 23 zwischen Innen- und Aussenläufer den halben Durchmesser des Teilkreises des Hohlzahnrad 35 aufweist. Die Figuren 5 - 7 zeigen jedoch, dass das Uebersetzungsverhältnis von 1:2 auch auf andere Weise erreicht werden kann. Um bei gleichem Abstand der Achse der Welle 6 von der Achse des Aussenläufers und bei gleichem Uebersetzungsverhältnis einen grösseren Durchmesser der Welle 6 und einen entsprechend grösseren Durchmesser des Ritzels 34 verwirklichen zu können, so dass die Welle für die Kühlung des Innenläufers 4 entsprechend der Darstellung in Fig. 8 hohl ausgeführt werden kann und/oder für eine grössere axiale Länge der Läufer eine höhere Festigkeit erhält, können entsprechend den schematischen Darstellungen der Fig. 5 und 6 zwischen dem Ritzel 34', 34'' und dem äusseren Hohlzahnrad 35', 35'' mindestens zwei Zwischenzahnräder angeordnet werden. Im Beispiel nach Fig. 5 erfolgt die Antriebsübertragung zwischen dem Ritzel und dem Hohlzahnrad über zwei verschieden grosse Zwischenzahnräder 42, 43, während im Beispiel nach Fig. 6 zwischen dem Ritzel 34'' und dem Hohlzahnrad 35'' ein mit einer Innen- und

Aussenverzahnung versehenes Hohlzahnrad 45 angeordnet ist. Dieses Hohlzahnrad 45 ist über ein Lager 46 relativ zum Gehäuseder Maschine oder einem mit dem Gehäuse verbundenen Teil 47 gelagert, wie der axiale Teilquerschnitt nach Fig. 7 zeigt. Es versteht sich, dass die Lagerung 46 nach dem gleichen Prinzip ausgeführt sein kann, wie die Lagerung des Aussenläufers entsprechend den Darstellungen der Fig. 3 und 4, wobei dann die Rollen im Gehäuseteil 47 zu lagern wären.

Die Darstellungen der Fig. 3 und 4 zeigen ein Ausführungsbeispiel gemäss der Erfindung, indem die Lagerung des Aussenläufers 18' durch drei Rollen 52, 53, 54 erfolgt, die selbst an dem Abdichtkörper 14' gelagert sind. Zwei der Rollen (52, 53) sind durch einen Lagerzapfen 56 in dem Abdichtkörper 14' gelagert, während die dritte auf der Welle 6 gelagert ist. Diese aus gehärtetem Material bestehenden Rollen 52 bis 54 wälzen sich auf einem aus gehärtetem Stahl bestehendem Lagerring 58 ab, der in einen seitlichen Nabenteil 60 des Aussenläufers eingesetzt ist. Eine seitliche Stirnfläche des Hohlzahnades 62 sichert die axiale Lage dieses Lagerringes 58. Die unmittelbare Anordnung des Lagerringes 58 und der sich an ihm abwälzenden Lagerrollen 52 bis 54 neben dem Zahngetriebe 23' gewährleistet eine gute Schmierung durch das dem Getriebe zugeführte Schmiermittel. Statt einer auf der Welle 6' angeordneten Rolle 54 kann auf der Welle auch ein Ring 54 fest aufgebracht sein, falls ihr Durchmesser gleich dem Teilkreisdurchmesser des Ritzels 34 ist, so dass beim Drehzahlverhältnis von 1 : 2 eine schlupffreie Abwälzung auf der radial inneren Lauffläche des Lagerringes 58 erfolgt.

Zwischen dem äusseren Umfang des den Lagerring 58 tragenden Nabenteiles 60 des Aussenläufers 18' und dem seitlichen Gehäuseteil 65 ist ein Dichtring 66 vorgesehen, der die Abdichtung des mit Schmiermittel versehen Teiles der Maschine zusammen mit der Dichtung 20 an dem Abdichtkörper 14' gewährleistet.

In nicht dargestellter Weise können die Rollen 52 - 54 mit einem im Querschnitt Kleinen umlaufenden Steg bzw. Spurkranz versehen sein, der in eine entsprechend geformte Rille in dem Lagerring 58 eingreift, so dass eine Führung gegen eine axiale Verschiebung zwischen der Welle und dem Aussenläufer gegeben ist.

Patentansprüche

1. Innenachsige kurbelwellenlose Rotationskolbenmaschine mit zwei zueinander exzentrisch gelagerten Läufern, wobei die kreisförmig gekrümmte Laufbahn der Lagerung des Aussenläufers die Welle des Innenläufers umschliesst, dadurch gekennzeichnet, dass die Laufbahn (58) der Lagerung des Aussenläufers (18') durch mehrere in Laufrichtung einen

Abstand voneinander aufweisende Lagereinrichtungen (52, 53, 54) gelagert ist, die relativ zur geometrischen Achse der Welle (6') des Innenläufers (4') ortsfest angeordnet sind.

2. Rotationskolbenmaschine nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, dass die Welle (6') des Innenläufers (4') in Umfangsrichtung zwischen solchen Lagereinrichtungen (52, 53) angeordnet ist.

3. Rotationskolbenmaschine nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, dass die Lagereinrichtungen Rollen (52, 53, 54) sind, die sich an der Laufbahn (58) der Lagerung des Aussenläufers (18') abwälzen.

4. Rotationskolbenmaschine nach Anspruch 3, dadurch gekennzeichnet, dass die Welle (6') des Innenläufers (4') eine der Lagereinrichtungen (54) trägt, indem sich die Laufbahn (58) des Aussenläufers (18') am Umfang der Welle (6') oder auf einem die Welle umschliessenden Ring (54) abwälzt.

5. Rotationskolbenmaschine nach einem der Ansprüche 1 bis 4, dadurch gekennzeichnet, dass die Lagerung des Aussenläufers (18') in axialer Richtung der Maschine zwischen dem Innenläufer (4') und einer Antriebsverbindung (23') zwischen den Läufern angeordnet ist, wobei einzelne Lagereinrichtungen (52, 53) von einem Abdichtkörper (14') getragen sind, der mit einem feststehenden äusseren Maschinengehäuse (65) starr verbunden ist und sich in den von der Laufbahn (58) der Lagerung des Aussenläufers (8') umschlossenen Raum hinein bis an die Seitenfläche des Innenläufers (4') erstreckt und gegenüber dem Aussenläufer (18') eine radiale Dichtung (20') aufweist.

6. Rotationskolbenmaschine nach einem der Ansprüche 1 bis 5, dadurch gekennzeichnet, dass die Antriebsverbindung (23') zwischen beiden Läufern (4', 18') ein Hohlzahnrad (35', 35'') aufweist, wobei die Welle (6') des Innenläufers (4') ein Ritzel (34, 34', 34'') trägt, das mit dem Hohlzahnrad direkt oder über ein oder mehrere Zwischenzahnrad (Fig. 5 und 6) in Antriebsverbindung steht.

7. Rotationskolbenmaschine nach einem der Ansprüche 1 bis 6, dadurch gekennzeichnet, dass der Innenläufer (4') zur Luftkühlung einen Hohlraum (82) aufweist, der mit hohlen Wellenzapfen (6') des Läufers einen Strömungskanal bildet.

8. Rotationskolbenmaschine nach Anspruch 3, dadurch gekennzeichnet, dass die Rollen (52, 53, 54) der Lagereinrichtungen oder die Laufbahn (58) des Aussenläufers (18') einen Spurkranz aufweisen, der in die Laufbahn (58) bzw. die Rollen (52, 53, 54) eingreift.

Claims

1. An internally axed crankless rotary piston engine with two rotors mounted eccentrically to one another, the circularly curved path of the

external rotor mounting surrounding the internal rotor shaft, characterized in that the path (58) of the bearing of the external rotor (18') is mounted by a plurality of bearing means (52,53,54) which are spaced from one another in the direction of movement and which are fixed relativ to the geometrical axis of the shaft (6') of the internal rotor (4').

2. A rotary piston engine according to claim 1, characterized in that the shaft (6') of the internal rotor (4') is circumferentially arranged between two bearing means.

3. A rotary piston engine according to claim 1, characterized in that the bearing means are rollers (52,53,54), which roll on the bearing path (58) of the external rotor (18').

4. A rotary piston engine according to claim 3, characterized in that the shaft (6') of the internal rotor (4') carries one of the bearing means (54), the path (58) of the external rotor (18') rolling on the circumference of the shaft (6') or on a ring (54) surrounding said shaft.

5. A rotary piston engine according to one of the claims 1 to 4, characterized in that the bearing of the external rotor (18') in the axial direction of the engine is arranged between the internal rotor (4') and a driving connection (23') between the rotors, individual bearing means (52, 53) being carried by a sealing member (14'), which is rigidly connected to a fixed outer engine casing (65) and extends into the space surrounded by the bearing path (58) of the external rotor (18') and up to the lateral surface of the internal rotor (4') and has a radial sealing (20') with respect to the external rotor (18').

6. A rotary piston engine according to one of the claims 1 to 5, characterized in that the driving connection (23') between both rotors (4' 18') has a hollow gear (35', 35''), the shaft (6') of the internal rotor (4') carrying a pinion (34, 34', 34''), which is in driving connection with the hollow gear, either directly or via one ore more intermediate gears (figs. 5 and 6).

7. A rotary piston engine according to one of the claims 1 to 6, characterized in that the internal rotor (4') has a cavity for air cooling purposes and which forms a flow duct together with the hollow journal (6') of the rotor.

8. A rotary piston engine according to claim 3, characterized in that the rollers (52, 53, 54) of the bearing means or the bearing path (58) of the external rotor (18') has a flange, which engages in the path (58) or rollers (52, 53, 54).

Revendications

1. Machine à piston rotatif à axe interne sans arbre à excentriques comportant deux rotors montes sur paliers d_e manière a être excentres l'un par rapport à l'autre, le trajet courbe circulaire du palier du rotor intérieur entourant l'arbre du rotor intérieur, caractérisée en ce que le trajet (58) du palier du rotor extérieur (18') est porte

par plusieurs dispositifs à palier (52, 53, 54) situés à une certaine distance l'un de l'autre dans le sens du déplacement et montes à poste fixe par rapport à l'axe géométrique de l'arbre (6') du rotor intérieur (4').

2. Machine à piston rotatif selon la revendication 1, caractérisée en ce que l'arbre (6') du rotor intérieur (4') est, dans le sens périphérique, intercale entre des dispositifs à palier (52, 53).

3. Machine à piston rotatif selon la revendication 1, caractérisée en ce que les dispositifs à palier sont des rouleaux (52, 53, 54) qui roulent sur le trajet (58) du dispositif à palier du rotor extérieur (18').

4. Machine à piston rotatif selon la revendication 3, caractérisée en ce que l'arbre (6') du rotor intérieur (4') porte un dispositif à palier (54), le trajet (58) du rotor extérieur (18') roulant sur le pourtour de l'arbre (6') ou sur une bague (54) entourant l'arbre.

5. Machine à piston rotatif selon l'une des revendications 1 à 4, caractérisée en ce que le dispositif à palier du rotor extérieur (18') est intercalé dans le sens axial de la machine entre le rotor intérieur (4') et un dispositif de liaison d'entraînement (23') entre les rotors, des dispositifs à palier individuels (52, 53) étant portés par un corps d'étanchéité (14') qui est relié rigidement à un carter de machine (65) extérieur fixe et pénètre dans l'espace délimité par le trajet (58) du dispositif à palier du rotor extérieur (18') jusqu'à la surface latérale du rotor intérieur (4') et comporte un joint d'étanchéité radial (20') avec le rotor extérieur (18').

6. Machine à piston rotatif selon l'une des revendications 1 à 5, caractérisée en ce que le dispositif de liaison d'entraînement (23') entre les deux rotors (4', 18') comporte une roue à dents creuses (35', 35''), l'arbre (6') du rotor intérieur (4') comportant un pignon (34, 34', 34'') qui est en liaison d'entraînement avec la roue à dents creuses directement ou par l'intermédiaire d'une ou de plusieurs roues dentées intercalaires (figures 5 et 6).

7. Machine à piston rotatif selon l'une des revendications 1 à 6, caractérisée en ce que le rotor intérieur (4') comporte, pour le refroidissement par l'air, une cavité (82) qui, avec le tourillon d'arbre (6') du rotor, cnstitue un conduit d'écoulement.

8. Machine à piston rotatif selon la revendication 3, caractérisée en ce que les rouleaux (52, 53, 54) des dispositifs à palier ou le trajet (58) du rotor extérieur (18') comportent une couronne à rainure qui se met en prise avec le trajet (58) ou les rouleaux (52,53, 54).

FIG. 1

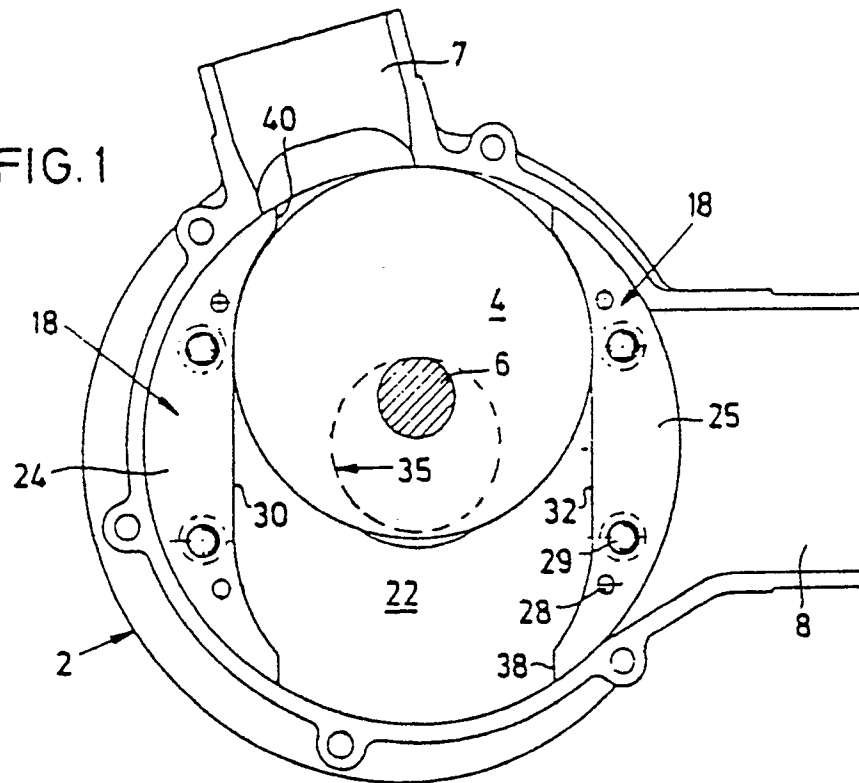
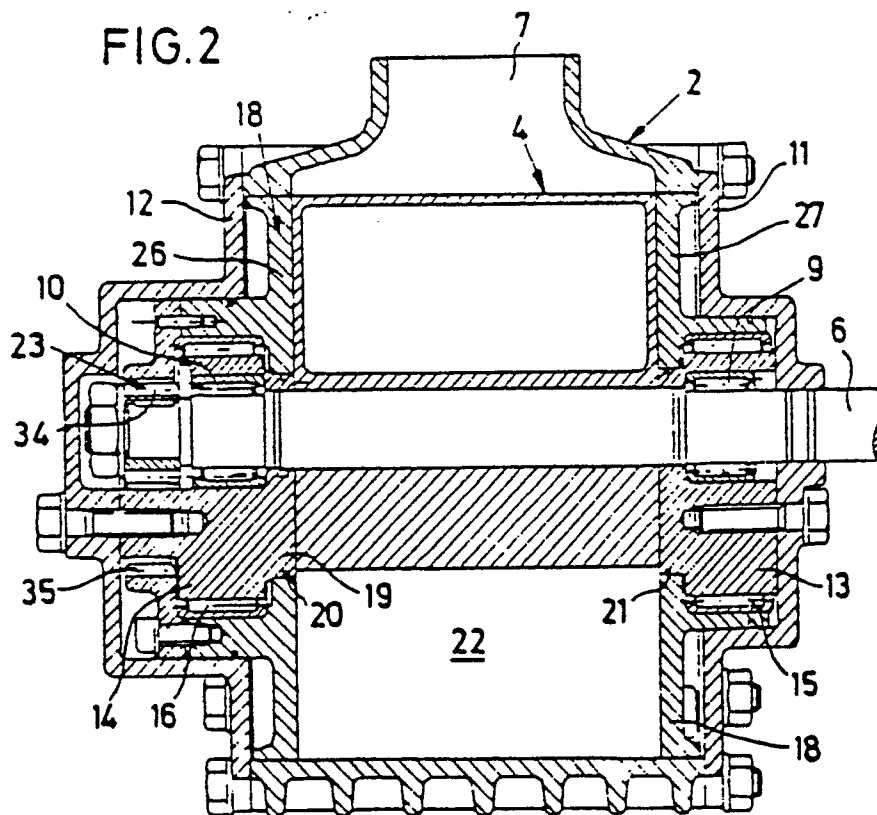


FIG. 2



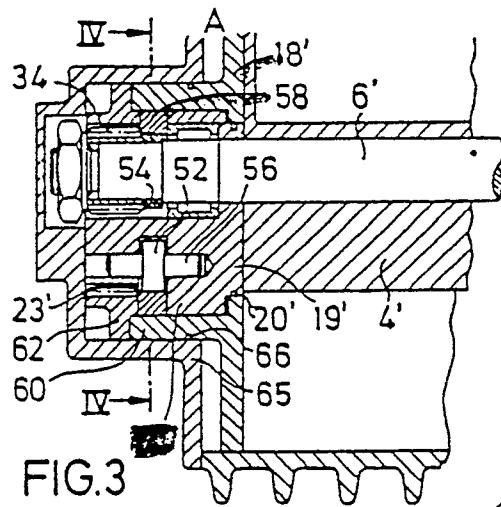


FIG. 3

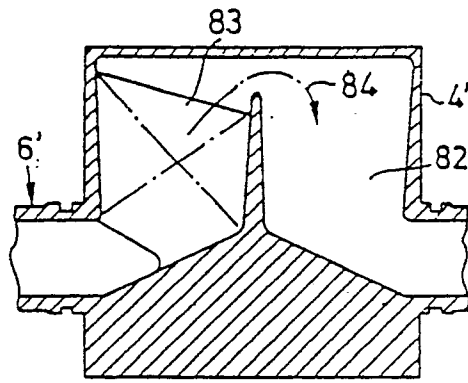


FIG. 8

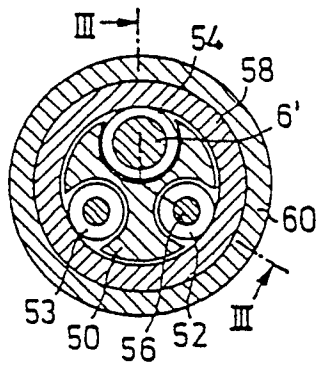


FIG. 4

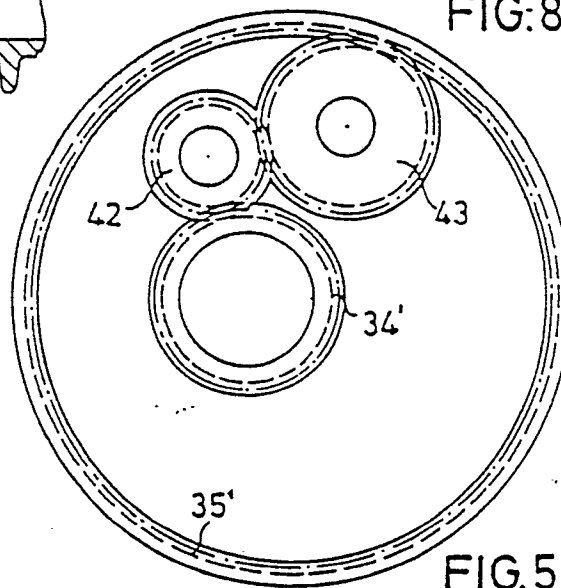


FIG. 5

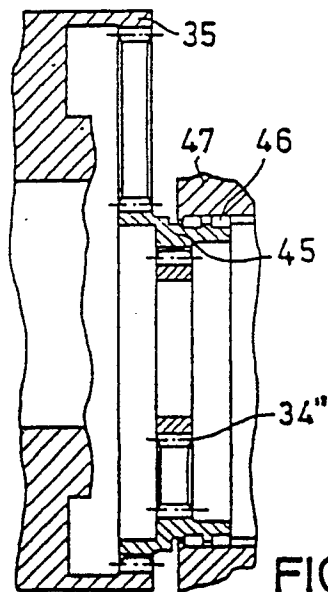


FIG. 7

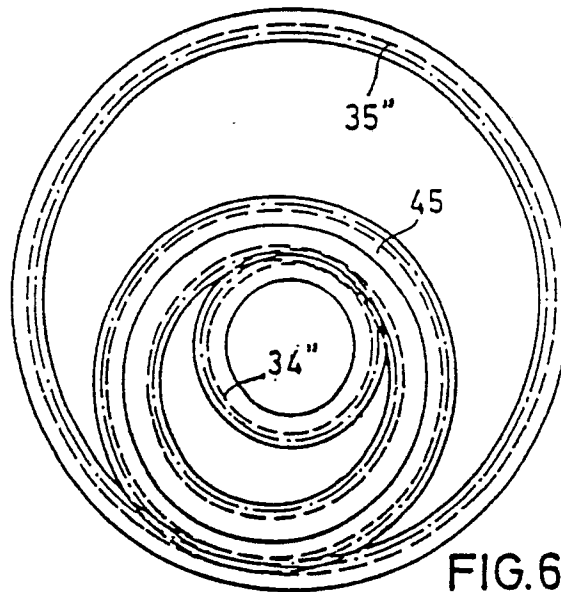


FIG. 6