

 EUROPÄISCHE PATENTANMELDUNG

 Anmeldenummer: 82104890.7

 Int. Cl.³: **F 04 B 27/06**

 Anmeldetag: 03.06.82

 Priorität: 15.06.81 DE 3123631

 Veröffentlichungstag der Anmeldung:
 19.01.83 Patentblatt 83/3

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

 Anmelder: **SIEMENS AKTIENGESELLSCHAFT**
 Berlin und München Wittelsbacherplatz 2
 D-8000 München 2(DE)

 Erfinder: **Schönwald, Siegfried**
 Burgstrasse 18
 D-8740 Bad Neustadt-Saale(DE)

 Verdichteraggregat.

 Die Erfindung betrifft ein Verdichteraggregat, bei dem der Verdichter (2) und sein als Außenläufermotor (3) ausgebildeter Antriebsmotor auf einer gemeinsamen feststehenden Achse (5) in einem Aggregatgehäuse (1) angeordnet sind. Auf dem dem Verdichter (2) abgewandten Ende der feststehenden Achse (4) ist eine Reibungspumpe vorgesehen, die Schmiermittel aus einem im Aggregatgehäuse (1) vorhandenen Schmiermittelvorrat in einen in der feststehenden Achse ausgebildeten Bohrungskanal (5) fördert. Das Laufrad der Reibungspumpe besteht aus einem mit dem Außenläufer gekuppelten Hohlzylinder (8). Das Fördervolumen der Reibungspumpe soll bei einem ausreichenden Förderdruck erhöht werden. Hierzu ist auf das entsprechende Ende der Achse (4) ein Pumpengehäuse (12) aufgesetzt, das zwischen einem inneren und äußeren Gehäuseteil (10 und 11) einen ringförmigen Raum (9) aufweist, in den der Hohlzylinder (8) hineinragt. Dadurch wird ein innerer und äußerer Spalt (21 und 22) gebildet. Die beiden Spalte stehen miteinander in Verbindung.

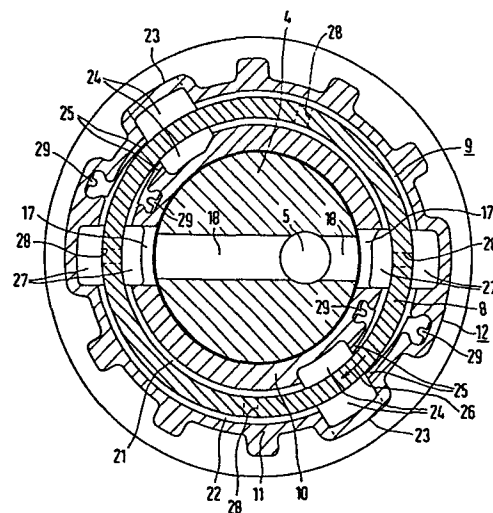


FIG 2

SIEMENS AKTIENGESELLSCHAFT
Berlin und München

VPA 81 P 3099 E

5 Verdichteraggregat

Die Erfindung betrifft ein Verdichteraggregat, bei dem der Verdichter und sein als Außenläufermotor ausgebildeter Antriebsmotor auf einer gemeinsamen feststehenden Achse in
10 einem Aggregatgehäuse angeordnet sind und bei dem auf dem dem Verdichter abgewandten Ende der feststehenden Achse eine als Reibungspumpe ausgebildete Schmiermittelförderpumpe vorgesehen ist, die mit ihrem Ausgang in einen in der feststehenden Achse vorgesehenen Bohrungskanal mündet und mit
15 ihrer Zuflußöffnung in den Schmiermittelvorrat am Boden des Aggregatgehäuses ragt, die ferner als Laufrad einen mit dem Außenläufer gekuppelten Hohlzylinder aufweist.

Ein solches Verdichteraggregat ist durch die DE-A1-15 03 408
20 bekannt. Die Reibungspumpe wird bei diesem Aggregat durch die als Hohlzylinder ausgebildete Lagerhülse und im Bereich der Lagerhülse in der feststehenden Achse vorgesehene Spiralnuten gebildet. Eine solche Reibungspumpe ist zwar sehr einfach in ihrem Aufbau, jedoch vermag sie nur eine geringe
25 Ölmenge zu fördern.

Durch die DE-A1-24 28 932 ist eine Reibungspumpe an sich bekannt, bei der als Laufrad eine Welle in einem Hohlzylinder rotiert. Zwischen der Welle und dem Hohlzylinder besteht ein
30 Spaltraum, in dem das zu fördernde Medium von der rotierenden Welle mitgeschleppt wird. Der Spaltraum erstreckt sich über einen Teilumfang des Hohlzylinders und wird zu beiden Seiten durch einen den Spaltraum verengenden Unterbrecher begrenzt. Am Anfang und Ende des Spaltraumes erfolgt der Ein- und Aus-
35 tritt des zu fördernden Mediums. Zur Erhöhung des Förder-
volumens sind bei der bekannten Reibungspumpe über dem Umfang des Hohlzylinders mehrere Spalträume vorgesehen. Auf diese

Weise läßt sich zwar das Fördervolumen erhöhen, jedoch sinkt der Förderdruck stark ab, da die Länge der einzelnen Spalträume verkürzt wird.

- 5 Durch die DE-B2-27 10 734 ist ein Verdichteraggregat mit einem Radialkolbenverdichter bekannt, bei dem sowohl in die zwischen den Kolben und den Wänden der Kolbenräume bestehenden Spalte als auch in den zwischen dem Zylinderblock und der feststehenden Achse bestehenden Spalt Öl eingebracht
10 wird. Hierfür ist eine relativ große Menge Öl bei einem ausreichenden Förderdruck notwendig.

Der Erfindung liegt die Aufgabe zugrunde, ein Verdichteraggregat der eingangs beschriebenen Art so auszubilden, daß
15 das zur Schmierung und Abdichtung der gegeneinander beweglichen Teile des Verdichters notwendige Öl in ausreichendem Maße und auch mit dem erforderlichen Druck gefördert wird.

Die Lösung der gestellten Aufgabe gelingt nach der Erfindung
20 dadurch, daß an der Achse ein zwischen einem inneren und einem äußeren Gehäuseteil einen ringförmigen Raum aufweisendes Pumpengehäuse angeordnet ist und der Hohlzylinder in den ringförmigen Raum hineinragt, so daß zwischen den Gehäuseteilen des Pumpengehäuses und dem Hohlzylinder ein
25 innerer und ein äußerer Spalt gebildet ist, daß ferner zwischen dem inneren und äußeren Spalt eine Verbindung und zu beiden Seiten des Hohlzylinders an dem Pumpengehäuse mindestens eine als Unterbrecher wirkende Verengung vorgesehen ist. Dadurch, daß zu beiden Seiten des Hohlzylinders
30 ein Spalt vorgesehen ist, wird der zur Verfügung stehende Spaltraum nahezu verdoppelt, ohne daß die Spaltlänge und damit der Förderdruck vermindert wird. Außerdem wird diese Vergrößerung des Spaltraumes ohne konstruktiven Mehraufwand erreicht.

35

In vorteilhafter Weise ist der Hohlzylinder an der Lagerkappe des Außenläufers angeformt. Hierdurch wird der

Montageaufwand reduziert. Dadurch, daß in der Wand des Hohlzylinders mehrere durchgehende Löcher vorgesehen sind, können sich Druck- und Volumenströme des inneren und äußeren Spaltes ausgleichen.

5

Fertigungstechnische Vorteile ergeben sich dadurch, daß die den ringförmigen Raum begrenzenden Wände des Gehäuseteiles zylindrisch ausgebildet und vor jedem Ausgang gesonderte Unterbrecherteile eingesetzt und an den Wänden des Gehäuseteiles befestigt sind.

10

Um den Verluststrom über den zwischen dem rotierenden Zylinder und den feststehenden Gehäuseteilen bestehenden Axialspalt klein zu halten, wird vorgeschlagen, daß in den Axialspalt zwischen der Stirnseite des Hohlzylinders und dem Pumpengehäuse mehrere ringförmige Scheiben übereinandergestapelt sind, deren Stapelhöhe gleich der durch Toleranzen bedingten Mindestweite des Axialspaltes ist. Da der laminare Strömungswiderstand mehrerer paralleler Spaltquerschnitte größer ist als der eines einzelnen Spaltes gleicher Gesamtspaltweite, wird der Verluststrom stark reduziert. Hier hat es sich außerdem als zweckmäßig erwiesen, daß die Scheiben in geringem Maße gewellt ausgebildet sind. Die Scheiben bilden in diesem Falle ein Federpaket, dessen einzelne Scheibenabstände im Mittel etwa gleich sind.

15

20

25

Anhand eines in der Zeichnung dargestellten Ausführungsbeispiels wird der Anmeldungsgegenstand nachfolgend näher beschrieben. Es zeigt

30

Fig. 1 ein Verdichteraggregat im Teilschnitt, bei dem auf dem dem Verdichter gegenüberliegenden Ende der feststehenden Achse eine Pumpe angeordnet ist,

Fig. 2 eine Pumpe im Schnitt entlang der Linie II-II in Fig.1.

35

In einem Aggregatgehäuse 1 sind ein Radialkolbenverdichter 2 und ein Außenläufermotor 3 gemeinsam auf einer feststehenden

Achse 4 angeordnet. In der feststehenden Achse 4 ist ein sich von deren dem Radialkolbenverdichter 2 gegenüberliegenden Ende 6 bis zu dem Radialkolbenverdichter 2 erstreckender Bohrungskanal 5 vorgesehen. An der Lagerkappe 7 des Außenläufermotors 3 ist ein Hohlzylinder 8 angeformt, der den Läufer einer Reibungspumpe bildet. Der Hohlzylinder 8 ragt in einen ringförmigen Raum 9, der zwischen einem inneren und einem äußeren Gehäuseteil 10 bzw. 11 eines Pumpengehäuses 12 gebildet ist. Der innere Gehäuseteil 10 besteht aus einer an einer Gehäuseabschlußplatte 13 angeformten Ringwand, die über das Ende 6 der feststehenden Achse 4 geschoben ist. Die Gehäuseabschlußplatte 13 ist mittels Schrauben 14 mit dem äußeren Gehäuseteil 11 verbunden. Über dem Ölspiegel 15 ist an dem äußeren Gehäuseteil 11 eine Abdeckplatte 16 befestigt, deren Durchmesser mindestens gleich dem Durchmesser des Außenläufers des Außenläufermotors 3 ist.

Die das innere Gehäuseteil 10 bildende Ringwand weist eine sich mit einer in den Bohrungskanal 5 mündenden Bohrung 18 deckende Durchtrittsöffnung 17 auf. Diese Durchtrittsöffnung 17 bildet den Ausgang der Pumpe.

In den zwischen der Stirnseite 19 des Hohlzylinders 8 und der Gehäuseabschlußplatte 13 bestehenden Axialspalt sind mehrere ringförmige Scheiben 20 übereinanderliegend eingefügt. Durch diese ringförmigen Scheiben 20 wird die Gesamtweite des Axialspaltes in mehrere parallele Spalte kleinerer Weite unterteilt. Die kleineren Spalte setzen der Strömung einen höheren Widerstand entgegen, so daß der Verluststrom über den Axialspalt stark reduziert wird. Außerdem ist die Gesamthöhe der übereinandergestapelten Scheiben 20 so bemessen, daß sie der durch Toleranzen bedingten Mindestweite des Axialspaltes entspricht. Damit kann, unabhängig von der tatsächlichen Weite des Axialspaltes, immer die gleiche Anzahl von Scheiben in den Axialspalt eingefügt werden.

Die Darstellung nach Fig. 2 läßt erkennen, daß zwischen dem Hohlzylinder 8 sowie den beiden Gehäuseteilen 10 und 11 ein innerer Spalt 21 und ein äußerer Spalt 22 besteht. Über einen im Pumpengehäuse 12 ausgebildeten radialen Kanal 23, 5 der sich unter dem Hohlzylinder 8 hindurch erstreckt, strömt das Öl in einen sich zu beiden Seiten des Hohlzylinders 8 erstreckenden axialen Kanal 24. Von hier wird das Öl durch den rotierenden Hohlzylinder 8 in die beiden Spalte 21 und 22 mitgeschleppt. Am Ende der Förderstrecke ist zu beiden 10 Seiten des Hohlzylinders 8 jeweils ein Unterbrecher 25 angeordnet, durch den die beiden Spalte 21 und 22 verengt werden. Das von dem Hohlzylinder 8 mitgeführte Öl wird infolge dieser Spaltverengung aufgestaut und durch die Durchtrittsöffnung 17 und die Bohrung 18 in den Bohrungskanal 5 gedrückt. Von dort 15 gelangt es zu dem Radialkolbenverdichter 2. In der durch einen Pfeil 26 angedeuteten Drehrichtung des Hohlzylinders 8 gesehen, sind vor den Unterbrechern 25 sich axial erstreckende Austrittskanäle 27 in dem inneren und dem äußeren Gehäuseteil 10 und 11 vorgesehen, die mit der Austrittsöffnung 17 20 in Verbindung stehen. Die Verbindung des in dem äußeren Gehäuseteil 11 vorgesehenen Kanals 27 mit dem im inneren Gehäuseteil 10 vorgesehenen Kanal 27, in den die Austrittsöffnung 17 direkt mündet, erfolgt über eine unterhalb des Hohlzylinders 8 im Pumpengehäuse vorgesehene Rinne. Der 25 Hohlzylinder 8 selbst weist ferner durchgehende Löcher 28 auf, über die sich der Druck und die Volumenströme zwischen dem inneren und äußeren Spalt 21 und 22 zusätzlich ausgleichen können.

30 Der innere und äußere Gehäuseteil 10 und 11 ist auf seiner, dem Hohlzylinder 8 zugeordneten Seite zylindrisch ausgebildet, so daß sich diese Gehäuseteile entsprechend einfach fertigen lassen. Die Unterbrecher 25 bilden gesonderte Bauteile, die in entsprechenden Ausnehmungen 29 an den beiden 35 Gehäuseteilen 10 und 11 eingesetzt sind. Die Unterbrecher 25 können in diese Ausnehmungen 29 lose eingelegt werden. Es besteht allerdings auch die Möglichkeit, die Unterbrecher 25

auf andere Art und Weise an den Gehäuseteilen 10 und 11 zu befestigen. Zwischen den Unterbrechern 25 und dem Hohlzylinder 8 bildet sich ein Schmierfilm, der einen geringen Abstand garantiert, so daß im Betrieb kein Gleitverschleiß auftritt.

Gemäß der Darstellung in Fig. 2 sind am Umfang der Gehäuseteile 10 und 11 zwei Unterbrecher 25 angeordnet. Es besteht auch die Möglichkeit, nur einen Unterbrecher oder auch mehr als zwei Unterbrecher vorzusehen. Der Anzahl der Unterbrecher entspricht auch die Anzahl der radialen Einlaßkanäle 23 und der Durchtrittsöffnungen 17.

Durch den Außenläufer des Außenläufermotors 3 wird das Gas in dem Verdichtergehäuse 1 in Rotation versetzt. Durch diese Rotation entsteht ein zentrifugales Druckfeld, das das Öl am Boden des Verdichtergehäuses 1 nach innen drängt. Um zu vermeiden, daß es von dem rotierenden Außenläufer erfaßt und in heftige Bewegung versetzt wird, wodurch das Öl mit Gasblasen versetzt würde, ist an dem Pumpengehäuse 12 eine Abdeckplatte 16 vorgesehen, welche das Öl von dem rotierenden Außenläufer abweist.

Es sei noch erwähnt, daß das von der Reibungspumpe in den Bohrungskanal 5 geförderte Öl über diesen Bohrungskanal zu dem Verdichter und gegebenenfalls auch zu den Lagerstellen des Antriebsmotors geführt wird. Hierzu zweigen an den entsprechenden Stellen weitere Kanäle von dem Bohrungskanal ab, durch die das Öl dann an die gewünschten Stellen gelangt.

Patentansprüche

1. Verdichteraggregat, bei dem der Verdichter und sein als Außenläufermotor ausgebildeter Antriebsmotor auf einer gemeinsamen feststehenden Achse in einem Aggregatgehäuse angeordnet sind und bei dem auf dem dem Verdichter abgewandten Ende der feststehenden Achse eine als Reibungspumpe ausgebildete Schmiermittelförderpumpe vorgesehen ist, die mit ihrem Ausgang in einen in der feststehenden Achse vorgesehenen Bohrungskanal mündet und mit ihrer Zuflußöffnung in den Schmiermittelvorrat am Boden des Aggregatgehäuses ragt, die ferner als Laufrad einen mit dem Außenläufer gekuppelten Hohlzylinder aufweist, d a d u r c h g e k e n n z e i c h n e t , daß an der Achse (4) ein zwischen einem inneren und einem äußeren Gehäuseteil (10 und 11) einen ringförmigen Raum (9) aufweisendes Pumpengehäuse (12) angeordnet ist und der Hohlzylinder (8) in den ringförmigen Raum (9) hineinragt, so daß zwischen den Gehäuseteilen (10 und 11) des Pumpengehäuses (12) und dem Hohlzylinder (8) ein innerer und ein äußerer Spalt (21 und 22) gebildet ist, daß ferner zwischen dem inneren und äußeren Spalt (21 und 22) eine Verbindung und zu beiden Seiten des Hohlzylinders (8) an dem Pumpengehäuse (12) mindestens eine als Unterbrecher (25) wirkende Verengung vorgesehen ist.
2. Verdichteraggregat nach Anspruch 1, d a d u r c h g e k e n n z e i c h n e t , daß der Hohlzylinder (8) an der Lagerkappe (7) des Außenläufers angeformt ist.
3. Verdichteraggregat nach Anspruch 1 oder 2, d a d u r c h g e k e n n z e i c h n e t , daß in der Wand des Hohlzylinders (8) mehrere durchgehende Löcher (28) vorgesehen sind.

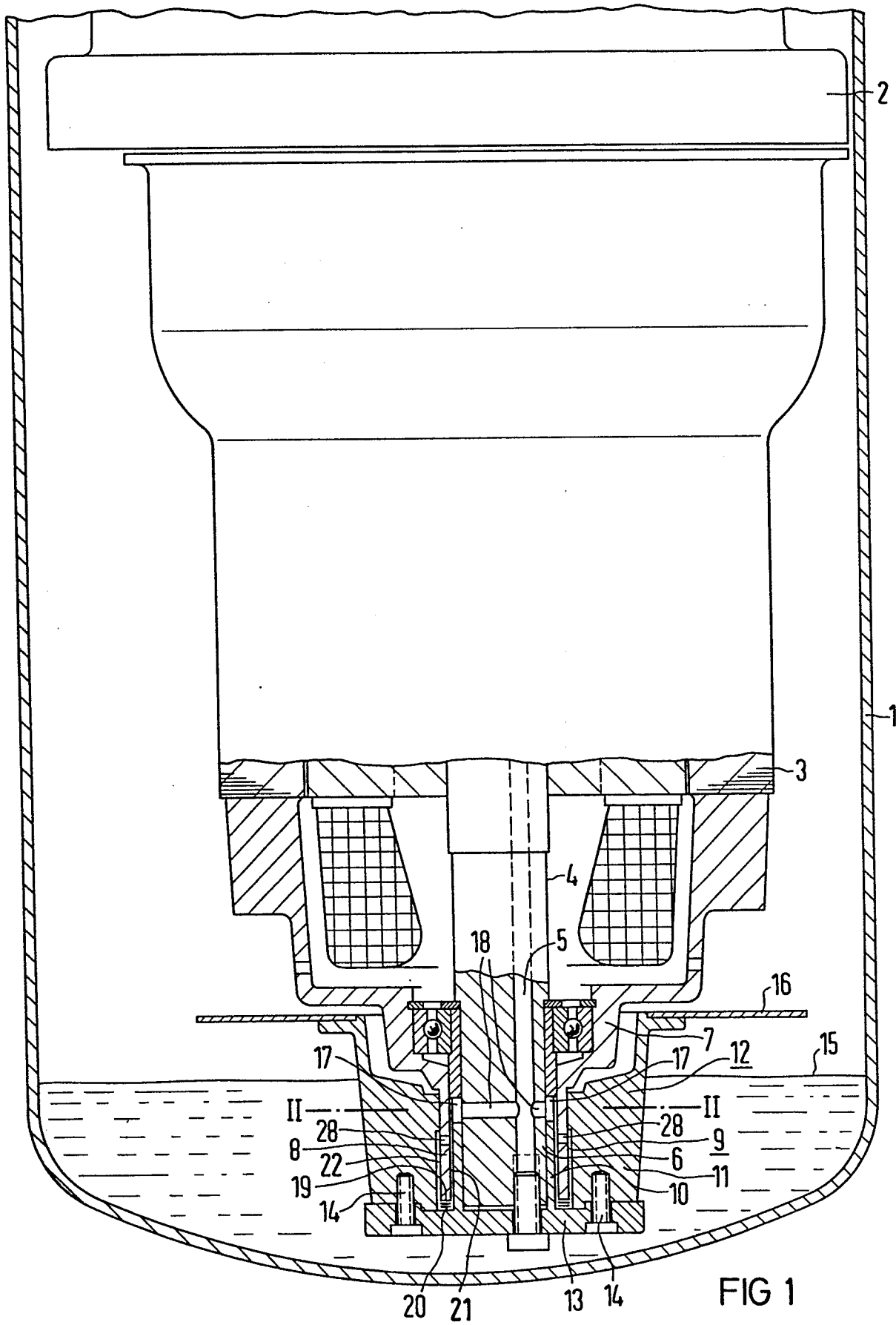
4. Verdichteraggregat nach Anspruch 1, d a d u r c h
g e k e n n z e i c h n e t , daß die den ringförmigen
Raum (9) begrenzenden Gehäuseteile (10 und 11) des Pumpen-
gehäuses (12) zylindrisch ausgebildet und vor jedem Ausgang
5 (17) gesonderte Unterbrecherteile (25) eingesetzt und an
den Gehäuseteilen (10 und 11) des Pumpengehäuses (12) be-
festigt sind.

5. Verdichteraggregat nach einem der vorhergehenden
10 Ansprüche, d a d u r c h g e k e n n z e i c h n e t ,
daß in dem Axialspalt zwischen der Stirnseite (19) des Hohl-
zylinders (8) und dem Pumpengehäuse mehrere ringförmige-
Scheiben (20) übereinandergestapelt sind, deren Stapelhöhe
gleich der durch Toleranzen bedingten Mindestweite des
15 Axialspaltes ist.

6. Verdichteraggregat nach Anspruch 5, d a d u r c h
g e k e n n z e i c h n e t , daß die Scheiben (20) in ge-
ringem Maße gewellt ausgebildet sind.

1/2

81 P 3099



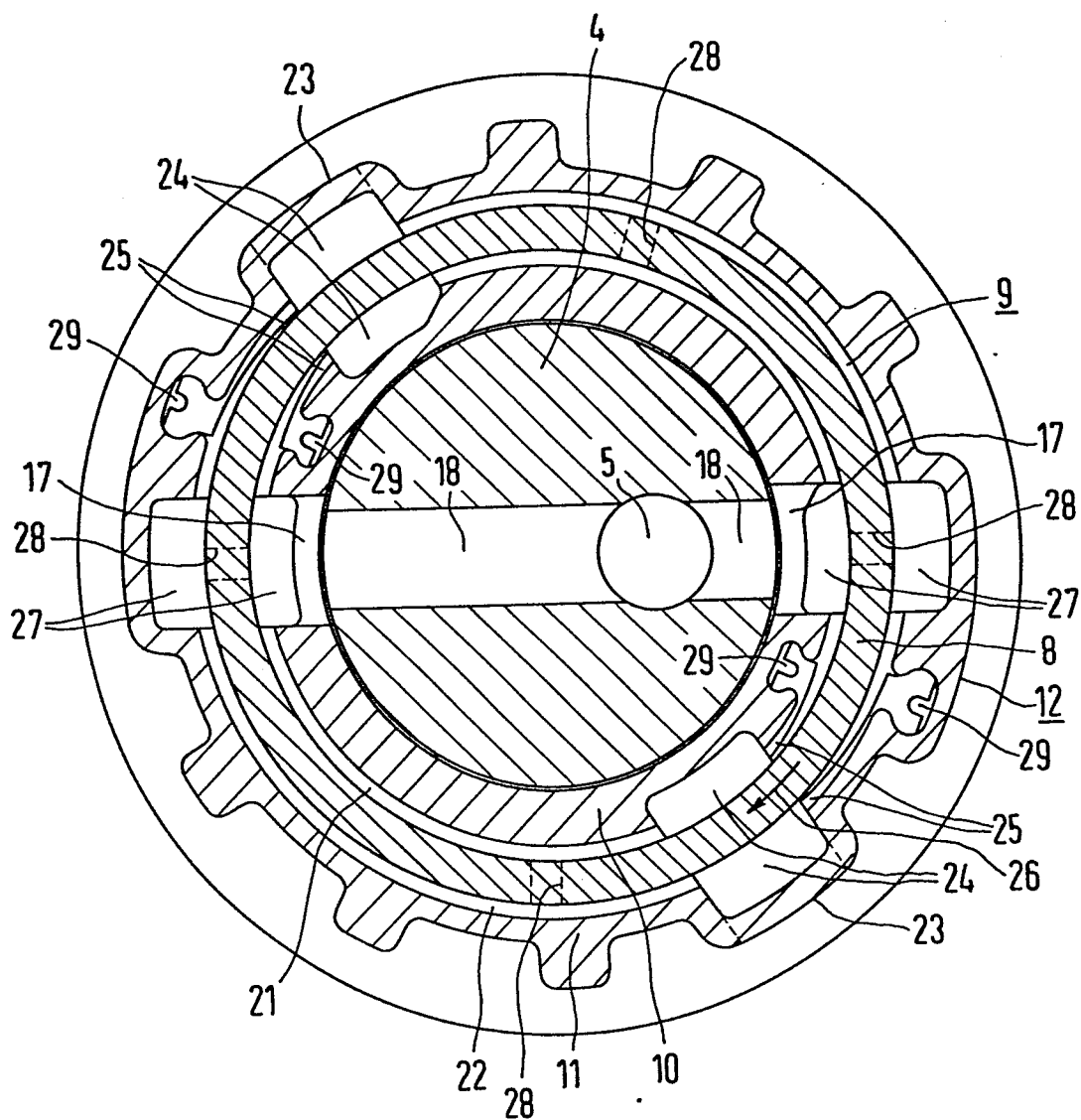


FIG 2