

12 **EUROPÄISCHE PATENTANMELDUNG**

21 Anmeldenummer: **86111453.6**

51 Int. Cl.4: **F04C 2/10**

22 Anmeldetag: **19.08.86**

30 Priorität: **09.12.85 DE 3543488**

43 Veröffentlichungstag der Anmeldung:
12.08.87 Patentblatt 87/33

84 Benannte Vertragsstaaten:
FR GB IT NL SE

71 Anmelder: **Schwäbische Hüttenwerke**
Gesellschaft mit beschränkter Haftung
Wilhelmstrasse 67 Postfach 3280
D-7080 Aalen-Wasseraalengen(DE)

72 Erfinder: **Sickinger, Kurt**
Conchesstrasse 19
D-7960 Aulendorf(DE)

74 Vertreter: **Dipl.-Ing. Schwabe, Dr. Dr.**
Sandmair, Dr. Marx
Stuntzstrasse 16
D-8000 München 80(DE)

54 **Zahnradpumpe.**

57 Bei einer Zahnradpumpe mit bei wechselnder Antriebsrichtung gleichbleibender Förderrichtung, bei welcher ein den Außenläufer aufnehmender Exzenterring um 180° zwischen zwei Endlagen durch Reibungseingriff mit dem Außenläufer verschwenkbar ist, ist als Kupplungseinrichtung der Exzenterring insgesamt zum Herstellen des Kupplungseingriffes zusammenziehbar bzw. zum Lösen des Kupplungseingriffes aufweitbar ausgebildet.

Der Exzenterring kann einstückig aus federndem Material gebildet sein oder kann aus mehreren Bogenabschnitten gebildet sein, die durch eine diese umspannende Ringfeder zusammengedrückt werden.

EP 0 231 429 A2

ZAHNRADPUMPE

Die Erfindung betrifft eine Zahnradpumpe gemäß dem Obergriff des Anspruchs 1.

Zahnradpumpen dieser Art weisen einen außenverzahnten Innenläufer auf, der innerhalb eines exzentrisch zu diesem drehbaren innenverzahnten Außenläufers umläuft, der seinerseits in einem Exzenterring gelagert ist.

Um zu erreichen, daß die Zahnradpumpe bei wechselnder Antriebsrichtung ihre Förderichtung beibehält, muß der Exzenterring, der die Lage des Außenläufers bestimmt, um 180° verschwenkt werden. Dies geschieht am einfachsten dadurch, daß man stets einen gewissen Reibschluß zwischen der Außenoberfläche des Außenläufers und der Innenoberfläche des Exzenterrings beibehält, wodurch der Exzenterring bei sich drehendem Außenläufer stets gegen einen der Drehrichtung entsprechenden Endanschlag gedrückt wird. Um die ständigen Reibungsverluste einer solchen Pumpe zu vermeiden, wurde in der gattungsbildenden Druckschrift - (DE-AS 20 55 883) vorgeschlagen, anstelle des unmittelbaren Reibschlusses zwischen Außenläufer und Exzenterring diese beiden Teile mit einem gewissen Spiel ineinander zu lagern und im Exzenterring einen radial beweglichen Kolben anzubringen, der durch eine Feder gegen den Außenläufer gedrückt wird und auf seiner diesem zugewandten Oberfläche einen Reibkörper trägt. Der Reibschluß wird somit nicht mehr, wie bisher, unmittelbar zwischen Exzenterring und Außenläufer, sondern mittelbar zwischen diesen Teilen durch Vermittlung des Reibkörpers hergestellt.

Der genannte Kolben begrenzt eine Expansionskammer, welche über eine Druckleitung mit dem Druckanschluß der Pumpe verbunden ist.

Im Betrieb der Pumpe wirkt der vom Druckanschluß auf die Expansionskammer übertragene Strömungsmitteldruck auf den Kolben ein, wirkt der diesen belastenden Feder entgegen und hebt den Reibkörper aus dem Reibungseingriff mit dem Außenläufer. Gelangt nun bei einer Drehrichtungsumkehr die Pumpe kurzzeitig zum Stillstand, dann fällt der Förderdruck und somit auch der Druck in der Expansionskammer ab, der Reibkörper stellt den Reibungseingriff zwischen Exzenterring und Außenläufer her und beim Anlaufen in der Gegenrichtung nimmt daher der Außenläufer den Exzenterring in seine zweite Endlage mit, in welcher der Exzenterring durch einen Anschlag gehalten wird. Der sich aufbauende Förderdruck wirkt dann in der Expansionskammer wieder auf den Kolben ein, so daß während des Betriebs der Pumpe der Reibungseingriff aufgehoben bleibt.

Trotz ihrer Vorzüge weist die gattungsbildende Pumpe den Nachteil auf, daß die Anordnung aus zylinderartiger Expansionskammer, Kolben, Feder und Reibkörper verhältnismäßig kompliziert ist und schwierig montiert werden kann. Außerdem unterliegt der Reibkörper wegen seiner kleinen Abmessungen einem erhöhten Verschleiß. Weiterhin kommt es zu Problemen, wenn, bspw. bei LKW's, zähflüssiges Öl gefördert werden muß. Außerdem weist die Kolben-Zylinder-Anordnung einer erheblichen radialen Höhe auf, wodurch der Außendurchmesser des Exzenterrings und somit auch der Pumpe vergrößert wird. Und schließlich ist der Exzenterring in seiner minimalen Dicke durch den Kolbendurchmesser sowie die erforderliche Wanddicke begrenzt.

Ausgehend von diesem Stand der Technik liegt der Erfindung die Aufgabe zugrunde, die gattungsbildende Pumpe dahingehend weiterzubilden, daß sie baulich vereinfacht wird, der für den Exzenterring erforderliche Außenumfang verringert wird und die Beständigkeit gegenüber Verschleiß erhöht wird.

Diese Aufgabe wird durch die Merkmale des Anspruchs 1 gelöst.

Hierbei wird die Innenfläche des Exzenterrings wieder als Gegenfläche ausgebildet, wie dies bereits früher vor der gattungsbildenden Druckschrift der Fall war, so daß der Exzenterring unmittelbar in Reibungseingriff mit dem Außenläufer bringbar ist. Der erfindungsgemäße Exzenterring ist aber mit mindestens einem Radialschlitz versehen bzw., im Falle mehrerer Radialschlitze, aus Segmenten zusammengesetzt, so daß er radial zusammengezogen und aufgeweitet werden kann. Das Zusammenziehen des Exzenterrings erfolgt durch Federkraft, während das Aufweiten durch die Wirkung der Expansionskammer sowie durch hydrodynamische Schmiedrücke geschieht, so daß dann, wenn die Pumpe arbeitet und durch den Druckanschluß unter Druck stehendes Strömungsmittel abgibt, dieser Druck in der Expansionskammer und der durch Drehung entstehende hydrodynamische Druck dann verwendet wird, um den Exzenterring aufzuweiten, so daß der Reibungseingriff zwischen diesem und der Außenoberfläche des Außenläufers aufgehoben wird. In diesem Betriebszustand befindet sich der Exzenterring in jener seiner Endlagen, die der gerade herrschenden Drehrichtung zugeordnet ist.

Durch die Rückkehr zur Verwendung der genannten Innenoberfläche des Exzenterrings als Gegenfläche wird der Verschleiß und somit auch die Störanfälligkeit entscheidend verringert.

Soweit der Exzenterring nur einmal geschlitzt ist, bzw. nur einen durchgehenden Schlitz aufweist, besteht der Exzenterring selbst bevorzugt aus federfähigem Material, etwa Stahl, Sintermaterial, Aluminium, aber auch Kunststoff. Hierbei wird die Feder, die den Exzenterring zusammendrücken soll, von diesem selbst gebildet, so daß auf die Feder als gesondertes Bauteil völlig verzichtet werden kann. Hierbei ist es möglich, zusätzlich zu dem einen, das Zusammendrücken und Aufweiten des Exzenterringes ermöglichenden Schlitz auch noch weitere, den Exzenterring nicht ganz durchdringende Schlitze vorzusehen, um die Federeigenschaft des Exzenterringes zu beeinflussen.

Soweit aber der Exzenterring aus mindestens zwei Segmenten bzw. Bogenabschnitten zusammengesetzt ist, sind diese Bogenabschnitte gemäß einer bevorzugten Ausgestaltung der Erfindung durch eine sie von außen her umschließende Ringfeder zusammengedrückt. Diese Ringfeder, die in eine Umfangsnut des Exzenterringes ein gelegt werden kann, bildet ein eigenes Bauteil und ist selbst einfach zu montieren.

Als Expansionselement kann ein hydraulischer Kolben vorgegeben sein, der die Enden des geschlitzten Exzenterringes auseinanderbiegt. Es ist aber zur Erzielung der Expansion nicht unbedingt ein gesondertes Bauteil erforderlich: so ist es beispielsweise möglich, in mindestens einer der Reibungsflächen Rillen auszubilden, welche an die Druckleitung angeschlossen sind. Werden diese Rillen druckbeaufschlagt, dann wird der Exzenterring zunächst ein wenig aufgeweitet. Hierdurch kann Druckströmungsmittel in den sich bildenden Ringspalt zwischen Exzenterring und Außenläufer gelangen, welches dann den Exzenterring auseinanderbiegt.

Gemäß einer bevorzugten Ausgestaltung ist es aber von Vorteil, daß die Expansionskammer von den Wänden des Radialschlitzes begrenzt ist. Die Expansionskammer ist somit an jener Stelle wirksam, an welcher mit dem geringsten Kraftaufwand der Exzenterring aufgeweitet werden kann. Es kann somit ein Exzenterring verwendet werden, der, wenn er nicht durch die Expansionskammer belastet ist, stramm den Außenläufer umschließt, wodurch ein rasches Ansprechen auf einen Richtungswechsel sowie ein fehlerfreier Umschaltvorgang erzielt werden und zwar auch bei zähen Strömungsmitteln.

Die beiden die Expansionskammer begrenzenden Flächen werden bevorzugt als Anschläge benutzt, um ein übermäßiges, schädliches Zusammenziehen des Exzenterringes in nicht eingebautem Zustand zu vermeiden. Hierbei sind diese aufeinandersitzenden Flächen leicht zueinander geneigt, so daß das hydraulische Strömungsmittel zwischen sie eindringen kann. Um das Eindringen

des hydraulischen Strömungsmittels noch weiter zu erleichtern, ist es auch möglich, eine der beiden die Expansionskammer begrenzenden Flächen des Exzenter ringes mit Nuten, Vertiefungen oder dergleichen zu versehen, welche zur Druckleitung hin offen sind.

Somit werden diese Nuten oder Rillen zunächst bei Druckbeaufschlagung mit Strömungsmittel gefüllt, welches das Abheben der Flächen einleitet. Der zwischen den abgehobenen Flächen bestehende Zwischenraum füllt sich dann mit Strömungsmittel, so daß dessen Druck auf die volle Oberfläche der Schlitzwände einwirkt.

Gemäß einer bevorzugten Ausgestaltung der Erfindung ist aber die Innenfläche des Exzenterringes ausgespart. Die so entstandene Ausnehmung steht mit dem Schlitz in Verbindung und befindet sich in den Endlagen des Exzenterringes gegenüber der Einmündung der Druckleitung, so daß die taschenartige Ausnehmung einen Teil der Expansionskammer bildet. Wird bei zusammengezogenem Expansionsring diese Drucktasche mit Druck beaufschlagt, dann wirkt dieser radial in den Bereichen neben dem Schlitz auf den Exzenterring ein und trachtet danach, diesen radial aufzuweiten. Wenn der Exzenterring dieser Einwirkung nachgibt, dann öffnet sich der Schlitz, füllt sich sofort mit Strömungsmittel, dessen voller Druck dann auf die Wände des Schlitzes einwirken kann. Gleichzeitig wird aber die so erreichte Aufweitung des Exzenterringes noch durch die radial wirkende Druckkomponente und den hydrodynamischen Druck unterstützt.

Die Anordnung einer Drucktasche ist aber auch dann vorteilhaft, wenn sie ihrerseits nicht unmittelbar an die Druckleitung angeschlossen ist, sondern erst durch den Spalt zwischen den Schlitzwänden hindurch mit Druck beaufschlagt wird, da durch die Drucktasche Strömungsmittel in den sich vergrößernden Ringspalt zwischen Außenläufer und Exzenterring gelangt, welches dazu beiträgt, den Exzenterring vom Außenläufer abzu spreizen und somit den Betriebszustand mit Reibschluß möglichst rasch abzubrechen, wenn er nicht mehr erforderlich ist.

Da Einmündungen der Druckleitung an den beiden Endlagen des Exzenterringes angeordnet sind, wird gemäß einer weiteren Ausgestaltung der Erfindung vorgeschlagen, eine zweite Drucktasche der ersten gegenüberliegend an der Innenfläche des Exzenterringes auszusparen. In einer Endlage des Exzenterringes liegt die zweite Drucktasche vor der der anderen Endlage zugeordneten Mündung der Druckleitung, so daß die Druckbeaufschlagung des Ringraumes zwischen Exzenterring und Außenläufer von zwei Stellen her erfolgt.

Der Gegenstand der Erfindung wird anhand der beigefügten, schematischen Zeichnung beispielsweise noch näher erläutert; in dieser zeigt:

Fig. 1 einen Radialschnitt durch ein Ausführungsbeispiel einer erfindungsgemäßen Zahnradpumpe,

Fig. 2 einen Axialschnitt durch die Pumpe der Fig. 1,

Fig. 3 einen Radialschnitt durch eine zweite Ausführungsform einer erfindungsgemäßen Zahnradpumpe, und

Fig. 4 einen Axialschnitt durch die Pumpe der Fig. 3.

Einander entsprechende Bauteile sind in der Zeichnung durchgehend mit dem gleichen Bezugszeichen bezeichnet. Soweit bei der Beschreibung eines der beiden Ausführungsbeispiele ein solches Teil nicht eingehend erörtert ist, wird auf dessen Erörterung in der Beschreibung des anderen Ausführungsbeispiels verwiesen.

In Fig. 1 ist ein Ausführungsbeispiel der erfindungsgemäßen Zahnradpumpe im Radialschnitt gezeigt und weist ein Gehäuse 1 mit einer zylindrischen Kammer auf, in welche passend ein Exzenterring 2 eingesetzt ist. Dieser Exzenterring 2, dessen zylindrische Außenfläche auf die Achse A zentriert ist, weist eine im wesentlichen kreiszylindrische Innenbohrung auf, deren Mittelachse B gegenüber der Mittelachse A versetzt ist. In der exzentrischen Bohrung des Exzenterrings 2 ist ein Außenläufer 6 aufgenommen, der eine kreiszylindrische Außenfläche aufweist, die im wesentlichen komplementär ist zur Innenfläche des Exzenterrings 2.

Der Außenläufer 6 weist eine Innenverzahnung auf, die in die Außenverzahnung eines Innenläufers 7 eingreift, der einen Zahn weniger aufweist als der Außenläufer 6 und auf die Achse A zentriert ist.

Da dieser allgemeine Aufbau der Zahnradpumpe hinlänglich bekannt ist, wird auf deren Wirkungsweise nicht näher eingegangen. Ebenso sind aus Gründen der besseren Klarheit der Saug- und Druckanschluß weggelassen.

Der Exzenterring 2 weist eine sich über etwas mehr als 180° erstreckende Umfangsnut 3 auf, in die ein am Gehäuse 1 fest angebrachter Stift 4 eingreift, der einen Anschlag bildet. Die in der Zeichnung gesehene linke Begrenzungsfläche der Ringnut 3 liegt gegen den Stift 4 an, was der durch einen Pfeil gezeigten Drehrichtung entspricht. Bei Drehrichtungsumkehr wird der Exzenterring 2 um 180° entgegen der Pfeilrichtung verschwenkt, bis die andere Endwand der Nut 3 gegen den Stift 4 anliegt. Jede dieser Endlagen ist einer Drehrichtung zugeordnet, so daß die Zahnradpumpe unabhängig von der Drehrichtung stets in der gleichen Richtung fördert.

Der Exzenterring 2 ist durch einen Radialschlitz 5 aufgetrennt. An den Schlitz 5 angrenzend ist die Innenoberfläche des Exzenterrings 2 muldenartig zur Bildung einer Drucktasche 8 ausgenommen. An der diese Drucktasche 8 bezüglich der Mitte B gegenüberliegenden Stelle der Innenoberfläche des Exzenterrings 2 ist diese ebenfalls muldenartig zur Bildung einer zweiten Drucktasche 9 ausgenommen.

Wie aus Fig. 2 ersichtlich, ist im Gehäuse 1 durch Bohrungen eine Druckleitung 10 ausgespart, die in den Grund der Aufnahmebohrung für die aus den Teilen 2, 6 und 7 gebildete Anordnung einmündet, und zwar jeweils an einer Stelle, die der Drucktasche 8 bzw. 9 gegenüberliegt.

Die Druckleitung 10 steht mit dem Druckanschluß der Pumpe in Verbindung.

Der Exzenterring 2 ist aus federfähigem Material hergestellt und ist durch seine eigene Federwirkung so vorgespannt, daß er danach trachtet, sich eng um den Außenläufer 6 herumzulegen. Hierbei können als Kraftbegrenzung die Wände des Schlitzes 5 aufeinandersitzen, es ist aber ebensogut vorteilhaft, daß die Wände auch in diesem Zustand einen gegenseitigen Abstand beibehalten, damit sich im Schlitz 5 rasch einen Druck aufbauen kann.

Die Außenoberfläche des Außenläufers 6 und die Innenoberfläche des Exzenterrings 2 bilden eine Reibungspaarung, die eine Reibungskraft übertragen muß, welche ausreicht, um den Exzenterring 2 um 180° zu verdrehen. In der Regel sind die beiden Eingriffsflächen glatt und sauber gearbeitet. Wenn jedoch hochviskoses Öl mit der Zahnradpumpe gefördert werden soll, welches imstande ist, auch bei zusammengezogenem Exzenterring 2 diesen zu unterkriechen, ist es erforderlich, zusätzliche Maßnahmen zur Erhöhung des Reibungseingriffes heranzuziehen, etwa die Anordnung eines Reibungsbelages, eine geeignete Materialpaarung oder eine geeignete Honflächenbearbeitung der in Reibungseingriff stehenden Flächen.

Die Wirkungsweise der gezeigten Zahnradpumpe ist wie folgt: In dem in Fig. 1 gezeigten Zustand dreht sich die Pumpe in Pfeilrichtung und fördert Strömungsmittel.

Somit steht die Druckleitung 10 und damit auch der Schlitz 5 und die Drucktaschen 8 und 9 unter Strömungsmitteldruck, der in einer solchen Richtung wirksam ist, daß der Exzenterring 2 aufgeweitet wird. Entsprechend der Gleitlagertheorie wird durch die in Drehrichtung gesehene keifförmigen Taschen ein hydrodynamischer, von der Drehzahl abhängiger, sehr hoher Öldruck aufgebaut, der die Aufweitung des Exzenterrings unterstützt. Es stellt sich ein Regeleffekt ein, bei

welchem das Lagerspiel automatisch auf ein günstiges Maß eingeregelt wird. Hierzu ist die Bohrung im Gehäuse 1 entsprechend zu dimensionieren.

Wird nun die Pumpe zum Stillstand gebracht, dann baut sich der Druck im Druckauslaß der Pumpe und somit auch in der Druckleitung 10, dem Schlitz 5 und in den Drucktaschen 8 und 9 ab, so daß jene Druckkräfte, die den Exzenterring 2 bisher auseinandergespreizt hatten, entfallen. Es legt sich somit der Exzenterring 2 eng um den Außenläufer 6 herum und tritt mit dessen Außenoberfläche in engen Reibungseingriff.

Wenn nun die Pumpe in Gegenrichtung anläuft, also entgegen der Pfeilrichtung, dann dreht der Innenläufer 7 den Außenläufer 6, mit dem er in Eingriff steht, welcher seinerseits über den Reibungseingriff den Exzenterring 2 so lange verdreht, bis ein Anschlag zwischen der Endwand der Nut 3 und dem Stift 4 stattfindet. In dieser Lage beginnt die weiterlaufende Pumpe, in ihrem Druckanschluß einen Druck aufzubauen, welcher über die Leitung 10 auf die oben erwähnte Weise einwirkt und den Exzenterring 2 wieder von dem Außenläufer 6 abhebt, so daß ein reibungsfreier Lauf und der Umschaltvorgang auf einfache und robuste Weise erreicht werden.

Die Ausführungsform der Fig. 3 unterscheidet sich von jener der Fig. 2 dadurch, daß der Exzenterring 2 nicht als einstückiger, offener Ring ausgebildet ist, sondern aus zwei Bogenstücken zusammengesetzt ist, welche an ihren gegenseitigen Stoßstellen jeweils einen Schlitz 5 bilden. Die beiden den Exzenterring 2 bildenden Bogenstücke weisen eine außenliegende Umfangsnut auf, in welche eine Ringfeder 11 eingelegt ist, die die Bogenstücke auf die gleiche Weise gegen die Außenoberfläche des Außenläufers 6 anzudrücken trachtet, wie dies beim Ausführungsbeispiel der Fig. 1 und 2 durch die Eigenfederung des dort gezeigten Exzenterrings erreicht wurde. Im übrigen ist die Wirkungsweise des Ausführungsbeispiels der Fig. 3 und 4 übereinstimmend mit jener der Ausführungsbeispiele der Fig. 1 und 2. Im übrigen ist in der Darstellung der Fig. 4 der leichteren Überschaubarkeit halber die Druckleitung 10 weggelassen.

Ansprüche

1. Zahnradpumpe mit bei wechselnder Antriebsrichtung gleichbleibender Förderrichtung

a) mit einem Gehäuse mit einem Saug- und einem Druckanschluß für das zu pumpende Strömungsmittel,

b) mit einem außenverzahnten Innenläufer,

c) mit einem den Innenläufer umgebenden, innenverzahnten Außenläufer,

d) mit einem den Außenläufer aufnehmenden, um 180° verdrehbaren, seinerseits im Gehäuse aufgenommenen Exzenterring,

e) mit einer Federwirkung auszunutzenden Kupplungseinrichtung zum Herstellen eines Reibschlusses zwischen der Außenfläche des Außenläufers und einer mit dem Exzenterring verbundenen Gegenfläche, und

f) mit einer über eine Druckleitung mit dem Druckanschluß verbundenen Einrichtung zur Lösung der Kupplungseinrichtung, sobald der Förderdruck einen bestimmten Wert überschritten hat,

dadurch gekennzeichnet, daß

g) der unter Federspannung stehende Exzenterring (2)

g1) mindestens einen Radialschlitz (5) aufweist,

g2) zur Herstellung des Reibschlusses durch die Federspannung radial nach innen gegen die Außenfläche des Außenläufers (6) drückbar ist, und

g3) zur Lösung des Reibschlusses durch das Strömungsmittel unter Aufweitung des Radialschlitzes (5) von dem Außenläufer (6) abhebbar ist.

2. Zahnradpumpe nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß der aus einem elastischem Material bestehende Exzenterring (2) als Feder ausgebildet ist.

3. Zahnradpumpe nach Anspruch 2, dadurch gekennzeichnet, daß der Exzenterring (2) aus einem Metall, insbesondere Aluminium, Nitrierstahl, Sintermaterial, oder einem Kunststoff besteht.

4. Zahnradpumpe nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß Exzenterring (2) von einer Ringfeder (11) umspannt ist.

5. Zahnradpumpe nach Anspruch 4, dadurch gekennzeichnet, daß der Exzenterring (2) aus mindestens zwei Ringsegmenten besteht, und daß die Ringfeder (11) in Nuten in der äußeren Umfangsfläche des Exzenterrings (2) aufgenommen ist.

6. Zahnradpumpe nach einem der Ansprüche 1 bis 5, dadurch gekennzeichnet, daß in der Innenfläche des Exzenterrings (2) im Bereich des Radialschlitzes (5) eine Drucktasche (8) ausgebildet ist, die in den Endlagen des Exzenterrings (2) jeweils einer im Gehäuse (1) ausgesparten Mündung der Druckleitung (10) gegenüberliegt.

7. Zahnradpumpe nach Anspruch 6, dadurch gekennzeichnet, daß bei einem einteiligen Exzenterring (2) der Drucktasche (8) im Bereich des Radialschlitzes (5) mindestens eine zweite Drucktasche (9) gegenüberliegt, die jeweils zu einer Mündung der Druckleitung (10) hin offen ist.

8. Zahnradpumpe nach einem der Ansprüche 6 oder 7, dadurch gekennzeichnet, daß die Federkennlinie des Exzenterrings (2) bzw. der Ringfeder

(11) so an die Drehzahl angepaßt ist, daß der sich in der Drucktasche (8, 9) aufbauende Strömungsmitteldruck das Spiel des hydrodynamischen Lagers zwischen Exzentering (2) und Außenläufer (6) selbsttätig auf ein günstiges Maß geregelt wird. 5

10

15

20

25

30

35

40

45

50

55

6

Neu eingereicht / Newly filed
Nouvellement déposé

0 231 429

FIG. 2

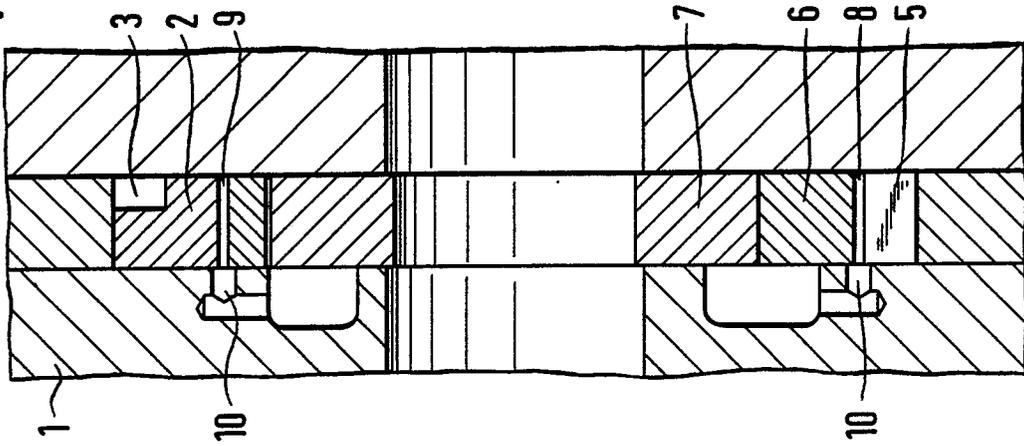


FIG. 1

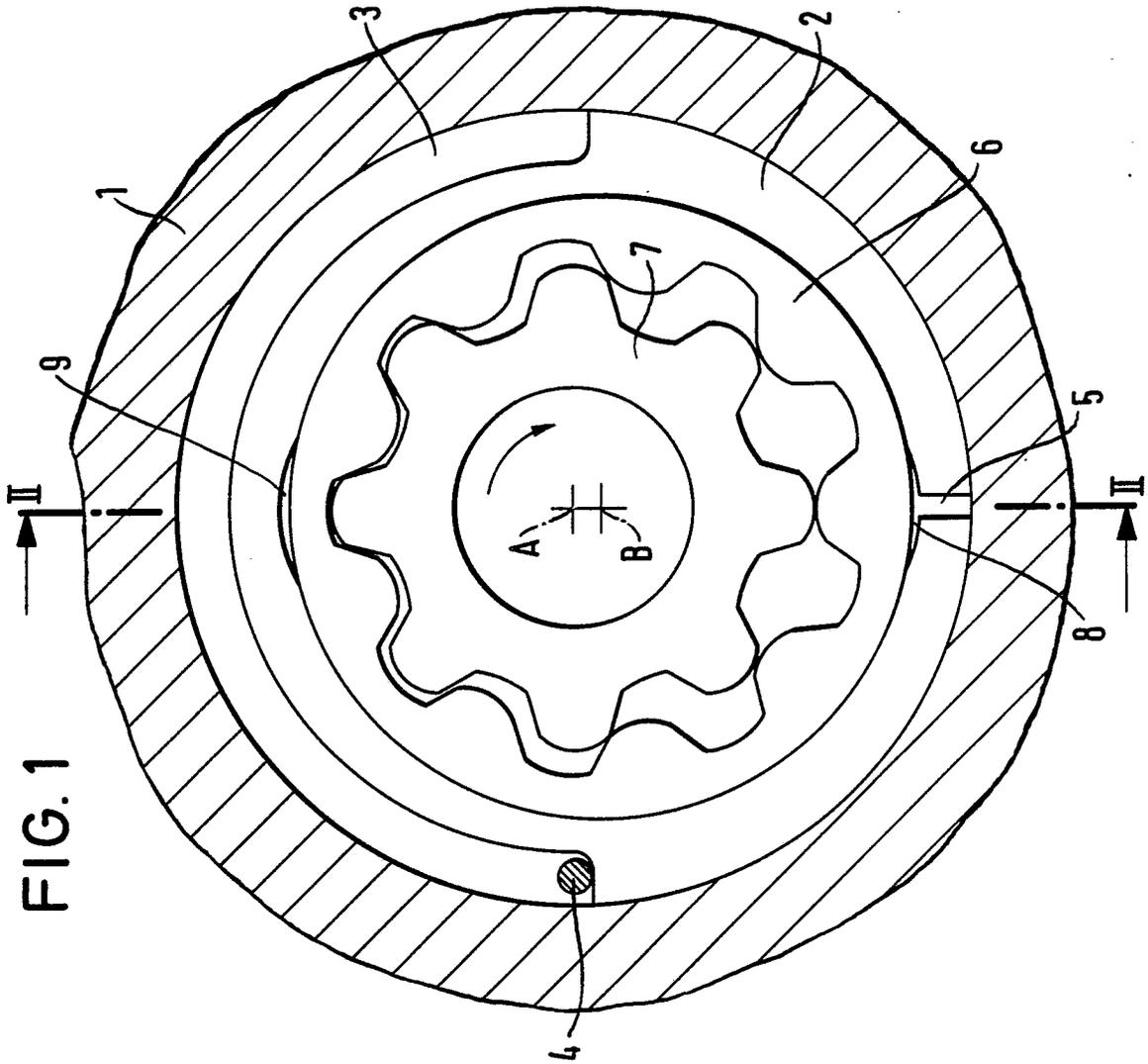


FIG. 4

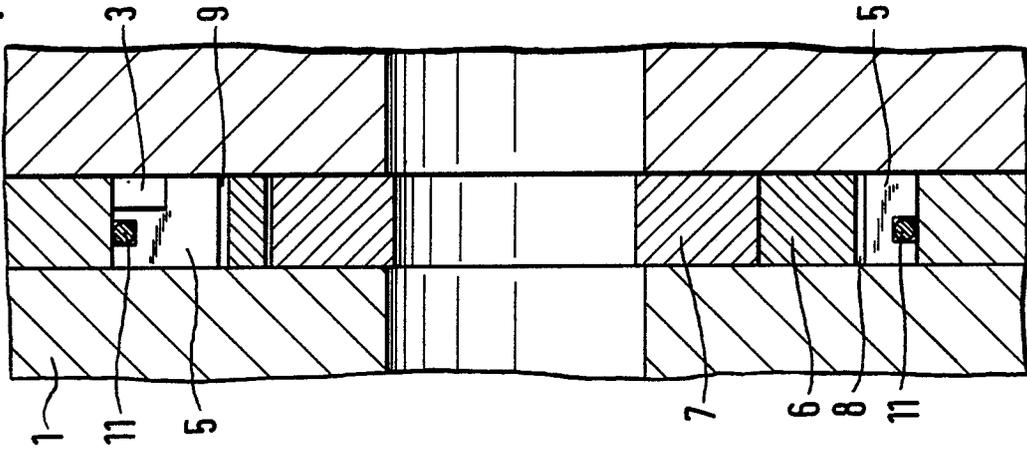


FIG. 3

