

19



Europäisches Patentamt
European Patent Office
Office européen des brevets



11 Veröffentlichungsnummer: **0 422 617 B1**

12

EUROPÄISCHE PATENTSCHRIFT

- 45 Veröffentlichungstag der Patentschrift: **09.03.94** 51 Int. Cl.⁵: **F04C 15/00, F04C 2/10**
- 21 Anmeldenummer: **90119424.1**
- 22 Anmeldetag: **10.10.90**

54 **Sauggeregelte Zahnringpumpe.**

30 Priorität: **11.10.89 DE 3933978**

43 Veröffentlichungstag der Anmeldung:
17.04.91 Patentblatt 91/16

45 Bekanntmachung des Hinweises auf die
Patenterteilung:
09.03.94 Patentblatt 94/10

84 Benannte Vertragsstaaten:
CH DE FR GB IT LI SE

56 Entgegenhaltungen:
DE-A- 3 819 623
FR-A- 405 613
US-A- 3 515 496

**PATENT ABSTRACTS OF JAPAN vol. 10, no.
253 (M-512)(2309) 29 August 1986, & JP-A-61
81588 (AISIN SEIKI CO. LTD.) 25 April 1986**

**PATENT ABSTRACTS OF JAPAN vol. 10, no.
333 (M-534)(2389) 12 November 1986, & JP-
A-61 138893 (AISIN SEIKI CO. LTD.) 26 Juni
1986**

73 Patentinhaber: **Eisenmann, Siegfried A.,
Dipl.-Ing.
Conchesstrasse 25
D-88326 Aulendorf(DE)**

72 Erfinder: **Eisenmann, Siegfried A., Dipl.-Ing.
Conchesstrasse 25
D-88326 Aulendorf(DE)**

74 Vertreter: **Marx, Lothar, Dr. et al
Patentanwälte Schwabe, Sandmair, Marx
Stuntzstrasse 16
D-81677 München (DE)**

EP 0 422 617 B1

Anmerkung: Innerhalb von neun Monaten nach der Bekanntmachung des Hinweises auf die Erteilung des europäischen Patents 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 sauggeregelte Zahnringpumpe mit den Merkmalen des Oberbegriffs des Anspruchs 1. Der Antrieb der Pumpe erfolgt in der Regel durch die das Ritzel tragende Welle. Solche Pumpen werden z.B. zur Speisung von Hydrauliksystemen verwendet. Insbesondere betrifft die Erfindung die Verwendung einer derartigen Pumpe gemäß Anspruch 11.

Insbesondere Kraftfahrzeugmotoren und -getriebe werden in einem großen Drehzahlbereich betrieben. Die Drehzahl-Eckwerte könnten sich wie 10 : 1 und darüber verhalten.

Demgegenüber ist das Liefersoll der Schmierpumpe eines Kfz-Motors, die bei Automatikgetrieben zusätzlich die Funktion der Druckversorgung der hydraulischen Schaltelemente und der Wandlerbefüllung gegen Kavitation übernehmen muß, sowohl beim Motor als auch beim Getriebe nur im unteren Drittel des Betriebsbereichs etwa proportional der Drehzahl. Im oberen Drehzahlbereich steigt der Ölbedarf weitaus geringer als die Drehzahl des Motors. Notwendig wäre somit eine antriebsgeregelte Schmier- oder Hydraulikpumpe oder eine solche mit drehzahlabhängig verstellbarer Fördermenge. Die gebräuchlichste Form der Öl- und/oder Schmierpumpe ist die Zahnradpumpe, weil sie einfach, billig und zuverlässig ist.

Nachteilig ist, daß die Förderleistung (pro Umdrehung) nicht regelbar, d.h. die theoretische Fördermenge drehzahlproportional ist. Die praktische Charakteristik der Fördermenge über der Drehzahl hängt von einer Fülle von Parametern ab wie Förderdruck, Ölviskosität, Strömungswiderstand in der Saug- und Druckleitung, Konfiguration der Verzahnung der Zahnräder, Breite der Zahnräder und Bauform der Pumpe. Eine Anpassung der Förderlinie an die Bedarfslinie beispielsweise eines Verbrennungsmotors ist in den meisten Fällen zu aufwendig, weshalb ein Bypassventil verwendet wird, das bei Überschußförderung das zu viel geförderte Öl bei einem bestimmten eingestellten Förderdruck abregelt und in die Saugleitung dekomprimiert zurückschleift. Diese Regelung ist somit im Abregelbereich stark verlustbehaftet, so daß der Wirkungsgrad mit zunehmender Drehzahl in unerwünschter Weise abfällt. Der einzige praktikable Weg, diese Überschußmenge ab einer bestimmten Pumpendrehzahl zu vermeiden, ist die Saugregelung. Da die Strömungswiderstände mit zunehmender Ölgeschwindigkeit überproportional zunehmen, fällt der statische Druck in der Ansaugöffnung der Zahnradkammer mehr und mehr ab, bis die sogenannte Kavitationsdruckschwelle erreicht ist, d.h. bis der Dampfdruck des Öles unterschritten ist. Der Zelleninhalt besteht dann teils aus flüssigem Öl, teils aus Öldampf, teils auch aus angesaugter Luft, wobei er

unter einem statischen Druck steht, der deutlich unter dem Atmosphärendruck liegt. Es ist kein Problem, z.B. durch entsprechend enge Saugleitungen oder durch eine Blende oder auch regelbar durch einen Saugschieber die Strömungswiderstände im Saugrohr so festzulegen oder zu steuern, daß eine weitgehende Anpassung der Nutzfördermenge der Zahnradpumpe an die Bedarfslinie des Verbrauches erzielt wird.

Nachteilig bei dieser Regelung ist die auftretende Kavitation. Wird nämlich der unter niedrigem absoluten Druck stehende, teils aus Flüssigkeit teils aus Gas bestehende Zelleninhalt schlagartig in Zonen höheren Druckes übergeführt, wie dies bei derartigen Pumpen systembedingt der Fall ist, dann implodieren die gasförmigen Bestandteile des Zelleninhaltes so heftig, daß unerwünschte Geräusche, und was noch schlimmer ist, Zerstörungen an den Zellenwänden die Folge sind.

Soll eine volumetrische Pumpe dieser Art saugseitig durch Drosselung regelbar sein, dann müssen diese Implosionen vermieden werden. Man geht dabei in bekannter Weise so vor, daß man auf der Verdrängerseite der Pumpe, also im Bereich der sich verkleinernden Zellen, dem Zelleninhalt genügend Zeit zur Verfügung stellt, durch graduelle Kompression den statischen Druck in ausreichendem Maße so zu steigern, daß in dem Augenblick, in dem die Zelle mit dem Auslaßkanal in Verbindung tritt, keine Implosionen von Gasblasen mehr stattfinden können, weil diese durch stetige Verringerung des Zellenvolumens bereits wieder zu Flüssigkeit kondensiert sind oder sich in der Flüssigkeit (z.B. Luft) gelöst haben. Konstruktiv läßt sich diese Lösung am kompaktesten bei einer Innenzahnradpumpe lösen, bei der die einzelnen Förderzellen voneinander dichtend getrennt sind. Die Zeitspanne für die langsame Kompression der Dampf- und Lufträume wird konstruktiv dadurch sichergestellt, daß auf der Verdrängenseite der Pumpe die Zellen zunächst nur über Rückschlagventile mit dem Förderdruckraum in Verbindung stehen, so daß bei nicht voll mit Flüssigkeit gefüllter Zelle der Förderdruck nicht darin wirksam werden kann.

Sind jedoch die Zellen schon auf der Ansaugseite ganz mit Flüssigkeit gefüllt, was, wie eingangs erläutert, im unteren Drehzahlbereich der Fall ist, dann öffnet der höhere Quetschdruck in der Zelle das Rückschlagventil in Richtung Druckförderraum, so daß das verdrängte Öl mit nur leicht erhöhtem Zellendruck gegenüber dem Förderdruck entsprechend dem Öffnungsdruck des Rückschlagventils und dessen Strömungswiderstandes in den Druckraum strömen kann. Eine solche Konstruktion ist aus der DE-PS 30 05 657 bekannt. Bei dieser erstrecken sich über die ganze Druckhälfte der Pumpe im Gehäuse zum Auslaßkanal führende Axi-

albohrungen, die im Abstand von der Zahnradkammer Rückschlagventile enthalten, die nur dann öffnen, wenn der Druck der vor der jeweiligen Bohrung liegenden Zelle den Druck im Auslaßkanal überschreitet. Diese Pumpe hat dementsprechend eine große axiale Erstreckung. Die verwendeten Federventile können brechen. Auch ist der unstetige Anschluß der Förderzellen an den Auslaßkanal nachteilig. Schließlich ist auch die Druckverteilung in Bezug auf die Verwendung der kavitationsbedingten Implosionen nachteilig.

Aus dem Patent Abstract of Japan, Vol. 10, Nr. 253 (M512) (2309), 29. August 1986, JP-A-6181588, ist eine Zahnringpumpe bekannt, bei der das innerhalb eines Innenzahnrades laufende Außenzahnrad Zähne mit in Umfangsrichtung durchgängigen Kanälen aufweist. Durch diese Kanäle soll verhindert werden, daß innerhalb der Pumpkammern Spitzendrücke auftreten. Diese Anordnung vermindert jedoch die Pumpleistung der bekannten Innenzahnradpumpe, da ein den Überdruck ausgleichender Fluß zwischen den einzelnen Pumpkammern ermöglicht wird.

Aus dem Patent Abstract of Japan, Vol. 10, Nr. 333 (M534) (2389) vom 12. November 1986, JP-A-61138893, ist eine Innenläuferzahnradpumpe bekannt, bei der im Bereich der Zähne des innen laufenden Zahnrades jeweils Rillen vorgesehen sind, die einen Austausch der zu pumpenden Flüssigkeit mit einem abgedichteten Innenraum innerhalb des Pumpengehäuses ermöglichen sollen. Auf diese Weise soll einerseits ein Rückwärtsfluß der zu pumpenden Flüssigkeit verhindert werden und andererseits die Lärmentwicklung der Pumpe in Verbindung mit auftretenden Druckschwankungen verringert werden.

Die Erfindung bezieht sich somit auf eine saugeregelte Zahnringpumpe gemäß dem Oberbegriff des Anspruchs 1, bei der die Zahnzahldifferenz 1 ist und deren Zahnform dafür sorgt, daß die Förderzellen voneinander abgedichtet sind.

Die Erfindung löst insbesondere die Aufgabe, eine kurz und mit geringem Durchmesser bauende Pumpe zu schaffen, die sich auch durch günstigen Druckverlauf im Druckbereich auszeichnet, auch in vorhandenen Konstruktionen nachträglich als Ersatz für die Schmierpumpe eingebaut werden kann, zuverlässig im Betrieb ist und eine einfache Bauweise aufweist.

Diese Aufgabe wird durch die kennzeichnenden Merkmale des Anspruchs 1 gelöst.

Die Erfindung ermöglicht es, durch Anpassung der Förderkennlinie an die Bedarfskennlinie die bisher nötige Bypass-Anordnung mit großem Durchlaß in den meisten Fällen ganz wegzulassen oder durch ein kleines Druckbegrenzungsventil zu ersetzen.

Bei der erfindungsgemäßen Ausbildung ist das Gehäuse außerordentlich einfach ausgebildet und weist nur eine sehr geringe axiale Erstreckung auf. Dadurch daß jede Förderzelle unter öffnen des Kugelventils zwar in die ihr vorausseilende Förderzelle beim sich Verkleinern der Förderzelle Arbeitsflüssigkeit abgeben kann, nicht jedoch in der entgegengesetzten Richtung, kann der Druck in jeder Förderzelle im Verkleinerungsbereich derselben nur stetig gesteigert werden, bis der Druck auf den Wert in der Auslaßöffnung angewachsen ist. Auf diese Weise werden die gefürchteten Implosionen vermieden, die Kavitationshöhlräume werden stetig bis auf Null abgebaut. Von besonderem Vorteil ist hierbei, daß durch die Kanäle mit den Kugelventilen ein nicht unerheblicher Strömungswiderstand zwischen den benachbarten Förderzellen besteht.

Die Anordnung von Rückschlagventilen in den Zähnen der Räder ist an sich aus der US-PS 35 15 496 bekannt.

Dem Grunde nach können bei der Erfindung beispielsweise die Mündungen der Ein- und Auslaßkanäle in der das Hohlrad lagernden Umfangsfläche der Zahnkammer ausgesparte Mündungen aufweisen, wobei dann die Verbindung zwischen den Zellen und den Kanalmündungen durch Radialbohrungen im Hohlrad bewirkt ist. Bevorzugt sind jedoch die Mündungen der Ein- und Auslaßkanäle in den Stirnwänden der Zahnradkammer als sogenannte Ein- und Auslaßnieren angeordnet (Anspruch 2). Das erlaubt sehr große Zu- und Abströmquerschnitte in die und aus den Förderzellen.

Die Überströmkanäle können beispielsweise in den Zahnradkörpern selbst vorgesehen sein. Bevorzugt sind sie jedoch in den Zähnen der Räder angeordnet.

Die Rückschlagventile können z.B. von in entsprechenden Verbreiterungen der Überströmkanäle angeordneten Zylinderrollen mit zur Pumpenachse paralleler Achse gebildet sein, welche sich unter dem Einfluß der Strömung jeweils gegen die entsprechende zu verschließende Kanalmündung in die Verbreiterung legen. Es können auch federbelastete Ventile sein. Bevorzugt sind die Rückschlagventile jedoch als Kugelventile ausgebildet, wobei die Kugel jeweils durch die Fliehkraft der Drehbewegung des die Ventile enthaltenden Zahnrades bestrebt ist, die Kugel auf den Ventilsitz zu pressen. Diese Ausbildung ist nicht nur einfach im Aufbau sondern auch einfacher in der Herstellung und kommt ohne Ventilfeuern aus.

Im Prinzip können die Überströmkanäle beispielsweise als Nuten in einer Stirnseite des entsprechenden Zahnrades ausgebildet sein, wobei eine Verbreiterung der Nut dann das Rückschlagventil aufnimmt. In diesem Falle wird ein Teil der Wandung der Überströmkanäle durch die entsprechende Stirnwand des Gehäuses gebildet. Insoweit

gibt es verschiedene Möglichkeiten. Gemäß einer bevorzugten Ausführungsform der Erfindung ist jedoch das die Rückschlagventile enthaltende Zahnrad aus Zwei Hälften ausgebildet (deren Trennebene eine Normalebene zur Drehachse des Zahnrades ist), die in spiegelbildlicher Form jeweils die Hälfte der Ventilkonäle und des Ventilsitzes enthalten.

Die beiden Hälften müssen nicht notwendig miteinander verbunden sein, da sie in ihrer Drehlage durch die Zähne des korrespondierenden Zahnrades fixiert sind und sich auch nicht axial voneinander entfernen können, da dies die Stirnwände der Zahnradkammer verhindern.

Hierbei ist zu berücksichtigen, daß die erfindungsgemäße Zahnradpumpe mit der Zähnezahldifferenz 1 eine solche ist, bei welcher sämtliche Zähne ständig im Eingriff mit Zähnen des Gegenzahnades sind. Dadurch ist eine besonders gute Führung der beiden Zahnradhälften in Umfangsrichtung gegeneinander gewährleistet. Das gleiche gilt übrigens auch für die Zentrierung.

Es wird jedoch bevorzugt, daß die beiden Hälften des die Überströmkanäle und Rückschlagventile enthaltenden Rades miteinander verbunden sind. Die Verbindung kann beispielsweise durch Explosionsschweißen bewirkt sein. Selbstverständlich müssen die Ventilkörper vor der Schweißverbindung in die entsprechenden Kammern eingelegt werden.

Eine andere Möglichkeit besteht darin, daß die beiden Hälften des Rades durch Sintern miteinander verbunden sind. Schließlich können auch die beiden Hälften des die Überströmkanäle enthaltenden Zahnades mittels Axialschrauben miteinander verbunden sein.

Die beiden Hohlradhälften können in konventioneller Weise z.B. spangebend aus entsprechenden Rohlingen hergestellt sein. Gemäß einer bevorzugten Ausführungsform der Erfindung sind die beiden Hohlradhälften jedoch in einem pulvermetallurgischen Sinterverfahren hergestellt. Das erlaubt den Verzicht auf jede Nacharbeit.

Als Werkstoff für die Zahnräder kommen bei der Erfindung z.B. hochfeste Sintermetalle in Frage; es sind jedoch auch, je nach dem Verwendungszweck und der geforderten Stückzahl Stahl oder Grauguß als Werkstoff geeignet.

Die Ventilkörper - vorzugsweise Kugeln - können beispielsweise Stahlkugeln sein. Bevorzugt werden hier jedoch Kugeln aus nichtmetallischem Material oder Metallkugeln verwendet, die mit einem nichtmetallischen Werkstoff beschichtet sind. Das wirkt einem Anbacken der Kugeln an den Ventilsitzen entgegen. Die Herstellung aus nichtmetallischem Material verringert darüberhinaus auch noch die Massenkräfte.

Gemäß einer bevorzugten Ausführungsform sind die Überströmkanäle in den Zähnen des Ritzels angeordnet und besitzen dabei eine von einer der Axialstirnflächen des Ritzels eingearbeitete die Kugeln aufnehmende Höhlung, wobei die Zu- und Abflußkanäle zu diesen Höhlungen dann gebohrt sind.

Eine besonders gute Führung der Ventilkugeln erhält man, wenn man im Rückschlagventil eine Stützkante vorsieht, die auf die Kugel eine tangential wirkende Komponente der Fliehkraft in Richtung Ventilsitz erzeugt. Das erlaubt eine besonders strömungsgünstige Führung der Überströmkanäle.

Das bevorzugte Anwendungsgebiet der Erfindung ist der Einsatz der Pumpe als Öl- und/oder Hydraulikpumpe für Kraftfahrzeugmotoren und/oder Getriebe, insbesondere Automatikgetriebe. Die Erfindung ist jedoch auch für andere Anwendungen z.B. in hydraulischen Steuersystemen geeignet.

Weitere Vorteile der Erfindung ergeben sich aus der nachfolgenden Beschreibung bevorzugter Ausführungsformen anhand der beigefügten schematischen Zeichnungen.

In diesen zeigt

Fig. 1 eine vollständige Zahnringpumpe nach der Erfindung teilweise im Schnitt in einer Normalebene zu den Achsen der Zahnäder. (Hierbei sind die Rückschlagventile im Hohlrad angeordnet. Der Schnitt liegt in der Hohlradmitte),

Fig. 2 einen vergrößerten Teilschnitt entlang der Linie A - A durch einen Hohlradzahn nach Fig. 1,

Fig. 3 eine Teilansicht eines erfindungsgemäßen Zahnadesatzes, bei dem die Überströmkanäle im Ritzel angeordnet sind und der Schnitt ebenfalls etwa durch die Mitte des Zahnades verläuft,

Fig. 4 einen Schnitt durch einen Zahn des Ritzels gemäß Fig. 3 entlang der Linie B - B,

Fig. 5 eine Teilansicht einer weiteren Ausführungsform der Erfindung, bei welcher der Schnitt durch das Hohlrad wieder in einer Normalebene zur Achse durch die Mitte des Hohlrades verläuft, und

Fig. 6 einen Teilschnitt durch Fig. 5 entlang der Linie C - C.

Fig. 7 zeigt schließlich die gemessenen Kennlinien einer Zahnringpumpe gemäß Fig. 1 und 2.

Die in Fig. 1 gezeigte Pumpe besitzt ein vereinfacht dargestelltes Pumpengehäuse 1, in dessen zylindrischer Zahnradkammer das Hohlrad 2 mit seinem Umfang auf der Umfangswandung der Zahnradkammer gelagert ist. Ebenfalls im Pumpengehäuse ist die das Ritzel 4 der Zahnringpumpe tragende Welle 3 gelagert. Es sind insoweit jedoch auch andere Lagerungen möglich. Das Ritzel besitzt einen Zahn weniger als das Hohlrad, so daß sämtliche Zähne des Ritzels ständig mit einem

Zahn des Hohlrades im Eingriff sind, wodurch alle durch die Zahnlücken von Ritzel und Hohlrad gebildeten Förderzellen 13 und 17 ständig gegen die benachbarten Zellen abgedichtet sind. Die Drehrichtung der Pumpe ist im Uhrzeigersinn, wie durch den Pfeil 18 angedeutet. In der in Fig. 1 hinter der Zeichenebene liegenden Stirnwand der Zahnradkammer ist die Ansaugöffnung 11 vorgesehen, die in der Zeichnung gestrichelt dargestellt ist. Ebenfalls gestrichelt ist in der linken Hälfte oben die Auslaßöffnung 19 dargestellt. Ansaug- und Auslaßöffnung sind hier als sogenannte "Nieren" ausgebildet.

Die Mittelpunkte 5 und 6 der Zahnräder 2 und 4 besitzen den Achsabstand bzw. die Exzentrizität 7, welche zusammen mit den Kopfkreisdurchmessern der Zahnräder verantwortlich ist für das geometrisch spezifische Fördervolumen des Laufsatzes. Dieses ist noch proportional der Breite 8 der Zahnräder. Diese geometrischen Größen bestimmen die Steilheit der gestrichelt in Fig. 7 dargestellten theoretischen Förderlinie 9 der Pumpe. Bei niedriger Drehzahl ist die Ansauggeschwindigkeit im hier nicht dargestellten Zulaufkanal klein, so daß in der sich fast über den ganzen Ansaugumfangsbereich erstreckenden, seitlich im Gehäuse angeordneten Ansaugniere 10, deren Umriß durch die gestrichelte Linie 11 gezeigt ist, das Öl blasenfrei einströmen kann, da kein wesentlicher Unterdruck auftritt. Der Verlauf des Unterdrucks ist unten in Fig. 7 bei 12 gezeigt. Da bei dieser niedrigen Drehzahl und Zahnfrequenz auch die Strömungsimpedanz zwischen Zahn und Zahnücke klein ist, werden die Saugzellen in den Positionen 13 zwischen den im Eingriff befindlichen Zähnen 14 und 15 mit weitgehend blasenfreiem Öl gefüllt. Wie aus der Zeichnung ersichtlich, erstreckt sich die Mündung des Zulaufkanals oder der Ansaugniere 10 in Umfangsrichtung bis nahe an den Punkt 16 heran, welcher der Stelle tiefsten Zahneingriffs diametral gegenüber liegt. Im Bereich dieses Punktes 16 haben die durch zwei jeweils einander gegenüber liegende Zahnücken gebildeten Förderzellen ihr größtes Volumen erreicht und sind bei niedriger Drehzahl vollständig mit Öl gefüllt. Dreht die Pumpe dann weiter und gelangen die Förderzellen in den Bereich links des Punktes 16 in Fig. 1, werden die Zellen in den Positionen 17 zu Verdrängerzellen, da sich das Volumen der Förderzellen von hier an bis zu Stelle tiefsten Zahneingriffs bis auf fast Null stetig verringert.

Bei nicht geregelten Zahnradpumpen dieser Art wird die Auslaßöffnung 19, deren Umriß durch die gestrichelte Linie 20 gezeigt ist, ebenfalls bis dicht an den Punkt 16 herangeführt, und zwar möglichst weit, aber nicht so weit, daß zwischen Saug- und Druckraum ein wesentlicher leckölwirksamer Kurzschluß entstehen kann. Damit können die Förder-

zellen in den Positionen 17 schon zu Beginn ihrer Volumenreduktion das Öl ohne Quetschverluste in den Druckkanal abgeben. Dabei steht die Auslaßöffnung und somit auch schon die Förderzelle in der ersten Position 17.1 unter vollem Förderdruck. Im Gegensatz hierzu wird bei der erfindungsgemäßen Ausbildung der Pumpe die Auslaßöffnung der Zahnradkammer oder die Druckniere sehr weit in Umfangsrichtung auf die Stelle tiefsten Zahneingriffs hin verkürzt, wie dies auch in Fig. 1 ersichtlich ist. Dabei müssen sich die Förderzellen auch in den Positionen 17.1 bis 17.3 bei blasenfreier Ölfüllung entsprechend entleeren können. Das ermöglichen die Überströmkanäle 128 in den Zähnen des Hohlrades 2. Jeder Überströmkanal 128 ist mit einem Rückschlagventil 21 versehen. Man erkennt, daß sich die Förderzellen in den Positionen 17.1 bis 17.3, in denen ihr Volumen stetig abnimmt, durch die in Reihe geschalteten Überströmkanäle 128 mit den in ihnen angeordneten Rückschlagventilen 21.1 bis 21.3 in Förderrichtung zur Druckniere hin entleeren können. Hierbei muß dann in den Förderzellen in den Positionen 17.1 bis 17.3 ein etwas höherer statischer Druck herrschen als in der Auslaßöffnung der Druckniere 19, da die Überströmkanäle 128 mit den Rückschlagventilen 21 natürlich bezüglich des Strömungswiderstandes verlustbehaftet sind. Bei niedriger Drehzahl sind diese Verluste nicht hoch, da die Strömungsgeschwindigkeiten klein sind. Diese Drosselverluste sollten natürlich durch eine entsprechende Konstruktion der Rückschlagventile so klein wie möglich gehalten werden.

Die Mündungen der Überströmkanäle und/oder die Zahn- und Zahnückenform müssen natürlich so liegen bzw. dimensioniert sein, daß ein Flüssigkeitsstrom in Pumpendrehrichtung an der Stelle tiefsten Zahneingriffs unterbunden ist. Das bietet keine Schwierigkeiten.

Bis zu einer bestimmten Grenzdrehzahl wird also bei der Pumpe nach der Erfindung ebenfalls eine im Prinzip drehzahlproportionale Fördermenge geliefert. Wird diese Grenzdrehzahl überschritten, so beginnt der statische Druck in der Zulaufleitung abzufallen und sinkt dabei unter einen kritischen Wert ab, wie man dies am besten in Fig. 7 erkennt. In dieser liegt bei der untersuchten Pumpe dieser Drehzahlbereich bei etwa 1200 U/min. Ab 1450 U/min stagniert die Fördermenge trotz steigender Drehzahl, da der statische Saugdruck unter den Verdampfungsdruck des Öles gefallen ist. Von nun an entstehen Hohlräume in den Förderzellen in den Positionen 13, die sich theoretisch im Bereich des Fußkreises 22 des Ritzels 4 konzentrieren, da das blasenfreie Öl durch Fliehkraft radial nach außen gedrängt wird. Bei etwa 2100 U/min fördert die Pumpe nur noch 2/3 ihres maximalen Fördervolumens, wie dies aus Fig. 7 ersichtlich ist. Dieser

Zustand ist in Fig. 1 durch eine gestrichelte Niveaulinie 23 als zum Hohlradmittelpunkt konzentrischer Kreis dargestellt. Diese Niveaulinie 23 ist mit dem Niveauzeichen 24 versehen. Radial innerhalb der Niveaulinie befindet sich im wesentlichen Öldampf und/oder Luft, radial außerhalb im wesentlichen Öl. Die Niveaulinie 23 geht durch den Zahnfußpunkt 25 der Förderzelle in der Position 17.3, die gerade im Begriff ist, mit der Druckniere oder Auslaßöffnung 19 in Verbindung zu treten. Die Pumpe ist vorteilhaft so ausgelegt, daß auch bei den zu erwartenden maximalen Betriebsdrehzahlen die Niveaulinie nicht wesentlich weiter radial nach außen wandert als bis zum Fußpunkt der Ritzelzahnluke der Förderzelle, die gerade beginnt, die Kante der Auslaßöffnung 19 zu erreichen.

Radial weiter innen kann diese Niveaulinie natürlich immer liegen, solange die Saugregelung nicht leidet.

Da die Förderzellen in den Positionen 17.1 bis 17.3 durch Zahnflanken bzw. Zahnkopfeingriff gegeneinander abgedichtet sind und die Rückschlagventile bei der gezeigten Konstruktion nicht nur durch die auf die Ventilkugel wirkende Fliehkraft einerseits, sondern auch durch den von den Zellenpositionen 17.1 über 17.2 zu 17.3 hin ansteigenden statischen Druck geschlossen sind, kann der Förderdruck in der Auslaßöffnung 19 nicht in die Förderzellen in den Positionen 17.1 bis 17.3 hinein wirken. Die Hohlräume 26 innerhalb der Niveauringfläche 23 haben somit Zeit genug, sich bis zum Erreichen der Position 17.3 hin durch Zellenvolumenverringerung abzubauen, bis schließlich die Zelle in der Position 17.3 mit der Druckleitung in Verbindung tritt. Die gefürchtete Kavitation durch schlagartiges Implodieren der Hohlräume ist somit vermieden.

Wie man aus der Lage der Niveaulinie 23 in Fig. 1 entnehmen kann, ist eigentlich bei Drehzahlen über 2100 U/min wieder Kavitation zu erwarten, da von da an der Füllungsgrad der Pumpe weiter abfällt, wie dies Fig. 7 zeigt. In der Praxis hatte sich jedoch gezeigt, daß der Übergang hier sehr schleifend ist und auch noch bei wesentlich höherer Drehzahl Kavitationsgeräusche nicht wahrgenommen werden konnten. Dies dürfte dadurch verursacht sein, daß durch dynamische Einflüsse weiterhin ein sehr sanfter Druckanstieg von der Förderzellenposition 17.1 zur Position 17.3 hin stattfindet.

In Fig. 2 ist in stark vergrößerter Darstellung ein Schnitt durch die Fliehkraftkugelryckschlagventilanordnung aus Fig. 1 dargestellt. Das Hohlrad besteht hier aus zwei Hälften, die in der durch die Trennlinien 27 und 28 angedeuteten Trennebene miteinander verlötet oder verschweißt sind. Links und rechts der Kugel 29 sind bei 30 Bypasskanäle 30 vorgesehen, damit bei geöffnetem Ventilsitz 31

genügend Durchgangsquerschnitt vorhanden ist.

Bei der in Fig. 3 und 4 gezeigten Ausführung sind die Überströmkanäle 33, 34 in den Zähnen des Ritzels durch Bohren erzeugt. Das hier z.B. aus Stahl gefertigte Ritzel ist ungeteilt. Zur Bildung des Rückschlagventils ist von der einen Stirnfläche des Ritzels her in die Zähne jeweils eine Kaverne 35 eingearbeitet, die eine Stützkante 32 aufweist, welche ebenso wie die später zu beschreibende Konstruktion gemäß Fig. 4 und 5 der Führung der Kugel 36 bei der Schließbewegung dient. Wenn die Kaverne nicht im Sinterverfahren hergestellt ist, was am billigsten ist, kann sie auch mittels einer z.B. NC-gesteuerten Fräsmaschine gefräst werden. Die Überströmkanäle 33 und 34 können hier einfach gebohrt sein. Auch werden die Kugeln 36 durch die Fliehkraft und die hydrostatische Kraft automatisch zentriert auf den Ventilsitz gedrückt. Sie sind durch die Gehäusewand 37 am Herausfallen gehindert.

Wie aus den Zeichnungen ersichtlich sollten die Kanäle mit den Kugelventilen immer so geführt sein, daß bereits die Fliehkraft bestrebt ist, die Ventilkugeln auf ihre Sitze zu drücken. Das heißt also, die Ventilkkanäle sollten bei der bevorzugten Ausführungsform derart gekrümmt verlaufen, daß die Kugelbewegung, wie dies bei Fig. 1 der Fall ist, eine wesentliche Radialkomponente aufweist. Hat man eine solche Möglichkeit nicht, so kann man eine Stützkante 32 verwenden, um welche die Kugel kippen kann, so daß die Kugel von der Fliehkraft zunächst auf die Stützkante 32 hingedrückt und unter dem Einfluß der Fliehkraft weiterhin um diese Kante 32 hin in ihre den Ventilsitz verschließende Lage schwenken kann.

Bei der in Fig. 5 und 6 gezeigten Ausführungsform sind die Überströmkanäle und die Rückschlagventile im Hohlrad angeordnet, jedoch etwas strömungsgünstiger ausgebildet als bei der Ausbildung gemäß Fig. 1 und 2. Zu diesem Zweck ist eine Stützkante 32 vorgesehen, die eine durch die Fliehkraft hervorgerufene tangentiale Schließkraftkomponente erzeugt, so daß der Ventilsitz eine tangential Wirkungslinie C - C aufweist. Eine solche Ausführung empfiehlt sich dann, wenn der Zahnradsatz sehr breit gemacht werden muß. In diesem Falle muß bei niedriger Drehzahl und ungedrosseltem Betrieb sehr viel mehr Öl durch die Rückschlagventile fließen.

Eine kostengünstige Herstellung der mit Überströmkanälen und Rückschlagventilen versehenen Zahnräder gemäß den Fig. 1 und 2 und 5 und 6 kann durch axiale Teilung der Zahnräder ermöglicht werden, wobei die Zahnräderhälften im pulvermetallurgischen Verfahren hergestellt werden können. Da die Dauerfestigkeit solcher pulvermetallurgisch hergestellter Bauteile begrenzt ist, ist auch die Druckleistung der Pumpe in diesem Fall be-

grenzt.

Will man diesen Nachteil der pulvermetallurgischen Herstellung vermeiden, so kann die Pumpe beispielsweise gemäß den Fig. 3 und 4 hergestellt werden.

Patentansprüche

1. Sauggeregelte Zahnringpumpe

- mit einem Gehäuse, 10
- einem in einer Zahnradkammer des Gehäuses (1) drehbar angeordneten innen verzahnten Hohlrad (2),
- einem einen Zahn weniger als das Hohlrad (2) aufweisenden mit dem Hohlrad (2) kämmenden in diesem angeordneten Ritzel (4), dessen Zähne zusammen mit den Zähnen des Hohlrads (2) sich vergrößern (13) und wieder verkleinernde (17) aufeinanderfolgende Förderzellen für die Arbeitsflüssigkeit bilden und gegeneinander abdichten, 15
- im Gehäuse (1) angeordneten Ein- und Auslaßkanälen für die Zufuhr und Abfuhr der Arbeitsflüssigkeit, welche in die Zahnradkammer zu beiden Seiten der Stelle tiefsten Zahneingriffs münden (10, 19), 20
- einer im Einlaßkanal vorgesehenen festen oder veränderbaren Drosselstelle, 25
- und mit Rückschlagventilen (21) im Druckbereich der Pumpe, 30

dadurch gekennzeichnet,

daß sich das der Stelle tiefsten Zahneingriffs abliegende Ende der Mündung (19) des Auslaßkanals so nahe an der Stelle tiefsten Zahneingriffs befindet, daß sich zwischen ihm und der Umfangsstelle (16), an der die Förderzellen ((13, 17) beginnen, sich zu verkleinern, ständig mehrere Förderzellen (17) befinden, daß die Förderzellen (13, 17) jeweils mit den benachbarten Förderzellen durch in wenigstens einem der Zahnräder (2, 4) vorgesehene Überströmkanäle (128) verbunden sind, und daß die Rückschlagventile (21) so in den Überströmkanälen (128) angeordnet sind, daß sie einem Strömen der Arbeitsflüssigkeit entgegen der Förderrichtung entgegenwirken. 35

2. Zahnringpumpe nach Anspruch 1, **dadurch gekennzeichnet,** daß die Mündungen (10, 19) der Ein- und Auslaßkanäle in den Stirnwänden bzw. einer Stirnwand der Zahnradkammer liegen. 40
3. Zahnringpumpe nach Anspruch 1 oder 2, **dadurch gekennzeichnet,** daß die Überströmkanäle (128) in den Zähnen der Räder (2, 4) 45

angeordnet sind.

4. Zahnringpumpe nach einem der Ansprüche 1 bis 3, **dadurch gekennzeichnet,** daß die Rückschlagventile (21) als Kugelventile ausgebildet sind, wobei die Fliehkraft der Drehbewegung des die Ventile enthaltenden Zahnrades bestrebt ist, die Kugel auf den Ventilsitz zu pressen. 5

5. Zahnringpumpe nach einem der Ansprüche 1 bis 4, **dadurch gekennzeichnet,** daß das die Rückschlagventile enthaltende Zahnrad (2) aus zwei Hälften besteht, die in spiegelbildlicher Form jeweils die Hälfte der Überströmkanäle (128) und des Ventilsitzes enthalten. 10

6. Zahnringpumpe nach Anspruch 5, **dadurch gekennzeichnet,** daß die beiden Zahnradhälften in pulvermetallurgischem Sinterverfahren hergestellt sind. 15

7. Zahnringpumpe nach Anspruch 5, **dadurch gekennzeichnet,** daß die beiden Hälften des Rades durch Explosionsschweißen miteinander verbunden sind. 20

8. Zahnringpumpe nach Anspruch 5, **dadurch gekennzeichnet,** daß die beiden Hälften des Rades durch Sintern miteinander verbunden sind. 25

9. Zahnringpumpe nach einem der Ansprüche 4 bis 8, **dadurch gekennzeichnet,** daß die Kugeln (21) aus nichtmetallischem Material bestehen oder mit einem nichtmetallischen Werkstoff beschichtet sind. 30

10. Zahnringpumpe nach Anspruch 1 bis 3, **dadurch gekennzeichnet,** daß die Überströmkanäle (33, 34) im Ritzel angeordnet sind, mit von einer Axialstirnfläche des Ritzels her eingearbeiteten die Ventilkugeln aufnehmenden Höhlungen (35), welche gebohrte Zu- und Abflußkanäle (33, 34) aufweisen. 35

11. Zahnringpumpe nach einem der Ansprüche 4 bis 10, **dadurch gekennzeichnet,** daß im Rückschlagventil eine Stützkante (32) vorgesehen ist, die auf die Kugel eine tangential wirkende Komponente der Fliehkraft in Richtung Ventilsitz erzeugt. 40

12. Verwendung der Zahnringpumpe nach einem der Ansprüche 1 bis 11 als Öl- und/oder Hydraulikpumpe für Kraftfahrzeug - Motoren und/oder Getriebe. 45

Claims

1. A suction-controlled gear ring pump comprising
- a housing, 5
 - an internally geared hollow gear (2) rotatably arranged in a gear box of the housing (1), 10
 - a pinion (4) having one tooth less than said hollow gear (2) and engaging with and arranged in said hollow gear (2), the teeth of said pinion forming, together with the teeth of said hollow gear (2) alternately expanding (13) and reducing (17) successive feed cells for the operating liquid and providing sealing between said feed cells, 15
 - inlet and outlet passages arranged in the housing (1) for the entry and discharge of the operating liquid, said passages opening out (10, 19) into the gear box on either side of the location of deepest tooth engagement, 20
 - a fixed or variable throttle provided in the inlet passage, 25
 - and check valves (21) in the pressure region of the pump, characterized in
 - that the end of the mouth (19) of the discharge passage remote from the location of deepest tooth engagement is positioned so close to said location of deepest tooth engagement that several feed cells (17) are present at all times between said mouth end and the circumferential location (16) where said feed cells (13, 17) are beginning to diminish, 30
 - that said feed cells (13, 17) are respectively connected to the neighbouring feed cells by overflow channels (128) provided in at least one of said gears (2, 4), 35
 - and that the check valves (21) are positioned in such a way in the overflow channels (128) that they counteract a flow of operating liquid against the feed direction. 40
2. A gear ring pump according to claim 1, characterized in that the mouths (10, 19) of the inlet and discharge passages are positioned in the front walls or one front wall, respectively, of the gear box. 45
3. A gear ring pump according to claim 1 or 2, characterized in that the overflow channels (128) are positioned in the teeth of the gears (2, 4). 50
4. A gear ring pump according to one of the claims 1 to 3, characterized in that the check valves (21) are formed as ball valves, the centrifugal force of the rotating motion of the gear containing the valves aiming to press the ball onto the valve seat. 55
5. A gear ring pump according to one of the claims 1 to 4, characterized in that the gear (2) containing the check valves consists of two halves which, in mirror reversed form, respectively contain one half of the overflow channels (128) and of the valve seat.
6. A gear ring pump according to claim 5, characterized in that the two halves of the gear have been produced by a powder metallurgy method.
7. A gear ring pump according to claim 5, characterized in that the two halves of the gear have been joined by explosion welding.
8. A gear ring pump according to claim 5, characterized in that the two halves of the gear have been joined by sintering.
9. A gear ring pump according to one of the claims 4 to 8, characterized in that the valve balls (21) consist of non-metallic material or are coated with a non-metallic material.
10. A gear ring pump according to claims 1 to 3, characterized in that the overflow channels (33, 34) are positioned in the pinion and comprise recesses (35) worked into said pinion starting from the axial front wall and receiving the valve balls, said recesses comprising drilled inlet and discharge passages (33, 34).
11. A gear ring pump according to one of the claims 4 to 10, characterized in that a supporting edge (32) is provided in the check valve, said supporting edge generating on the ball a tangentially effective component of the centrifugal force towards the valve seat.
12. Use of the gear ring pump according to one of the claims 1 to 11 as oil and/or hydraulic pump for automobile engines and/or transmissions.

Revendications

1. Pompe à engrenages annulaires à régulation d'aspiration comportant
- un carter,
 - une roue à denture intérieure (2) disposée à rotation dans une chambre à en-

- grenages du carter (1),
- un pignon (4) présentant une dent de moins que la roue à denture intérieure (2), disposé dans celle-ci, engrenant avec la roue à denture intérieure (2), et dont les dents forment conjointement avec les dents de la roue à denture intérieure (2) des cavités de transport pour le liquide de travail s'agrandissant (13) et se réduisant à nouveau (17) en succession et étanches entre elles,
 - des canaux d'admission et de sortie disposés dans le carter (1) pour l'admission et l'évacuation du fluide de travail, qui débouchent dans la chambre à engrenages des deux côtés du point d'engrènement le plus bas (10, 19),
 - un point d'étranglement fixe ou variable prévu dans le canal d'admission,
 - et des soupapes de retenue (21) dans la zone de compression de la pompe,

caractérisée en ce que

l'extrémité s'éloignant du point d'engrènement le plus bas de l'embouchure (19) du canal de sortie se trouve près du point d'engrènement le plus bas, de sorte qu'entre elle et le point de la périphérie (16), auquel commencent à se rétrécir les cavités de transport (13, 17), se trouvent en permanence plusieurs cavités de transport (17),

en ce que les cavités de transport (13, 17) sont reliées avec les cavités de transport adjacentes par les canaux de débordement (128) prévus dans au moins l'une des roues dentées (2, 4),

et en ce que les soupapes de retenue (21) sont disposées dans les canaux de débordement (128), de sorte qu'elles s'opposent à un écoulement du fluide de travail à l'encontre de la direction de transport.

2. Pompe à engrenages annulaires selon la revendication 1, caractérisée en ce que les embouchures (10, 19) des canaux d'admission et de sortie se trouvent dans les parois frontales ou dans une paroi frontale de la chambre à engrenages.
3. Pompe à engrenages annulaires selon la revendication 1 ou 2, caractérisée en ce que les canaux de débordement (128) sont disposés dans les dents des roues (2, 4).
4. Pompe à engrenages annulaires selon l'une des revendications 1 à 3, caractérisée en ce que les soupapes de retenue (21) sont réalisées sous la forme de soupapes à bille, la force centrifuge du mouvement de rotation de

la roue dentée contenant les soupapes ayant tendance à pousser la bille sur le siège de soupape.

5. Pompe à engrenages annulaires selon l'une des revendications 1 à 4, caractérisée en ce que la roue dentée (2) contenant les soupapes de retenue se compose de deux moitiés, qui contiennent sous forme à symétrie de miroir chacune la moitié des canaux de débordement (128) et du siège de soupape.
6. Pompe à engrenages annulaires selon la revendication 5, caractérisée en ce que les deux moitiés de roue dentée sont fabriquées par frittage selon la métallurgie des poudres.
7. Pompe à engrenages annulaires selon la revendication 5, caractérisée en ce que les deux moitiés de la roue sont réunies l'une à l'autre par soudage par explosion.
8. Pompe à engrenages annulaires selon la revendication 5, caractérisée en ce que les deux moitiés de la roue sont réunies par frittage.
9. Pompe à engrenages annulaires selon l'une des revendications 4 à 8, caractérisée en ce que les billes (26) sont en matériau non métallique ou sont recouvertes d'un matériau non métallique.
10. Pompe à engrenages annulaires selon l'une des revendications 1 à 3, caractérisée en ce que les canaux de débordement (33, 34) sont disposés dans le pignon, avec des renforcements (35) recevant les billes de soupapes usinés depuis une surface frontale axiale du pignon, qui présentent des canaux d'amenée et d'évacuation forés (33, 34).
11. Pompe à engrenages annulaires selon l'une des revendications 4 à 10, caractérisée en ce que dans la soupape de retenue est prévu un bord d'appui (32) qui crée sur la bille une composante de la force centrifuge s'exerçant tangentiellement en direction du siège de soupape.
12. Utilisation de la pompe à engrenages annulaires selon l'une des revendications 1 à 11 en tant que pompe à huile et/ou hydraulique pour des moteurs et/ou des transmissions de camions.

Fig. 3

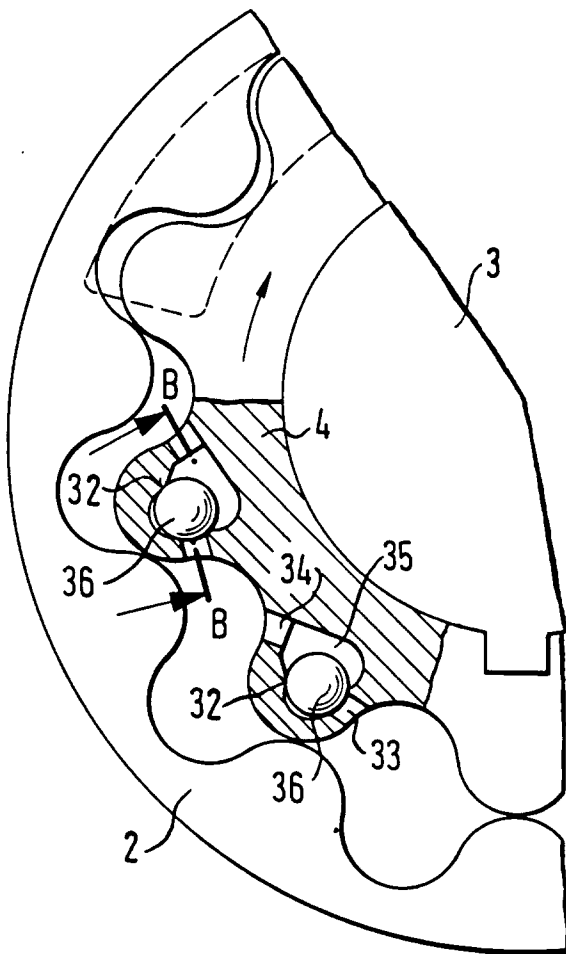


Fig. 4

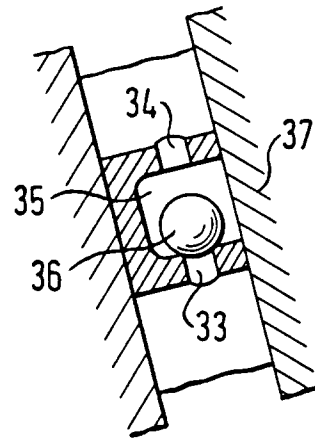


Fig. 5

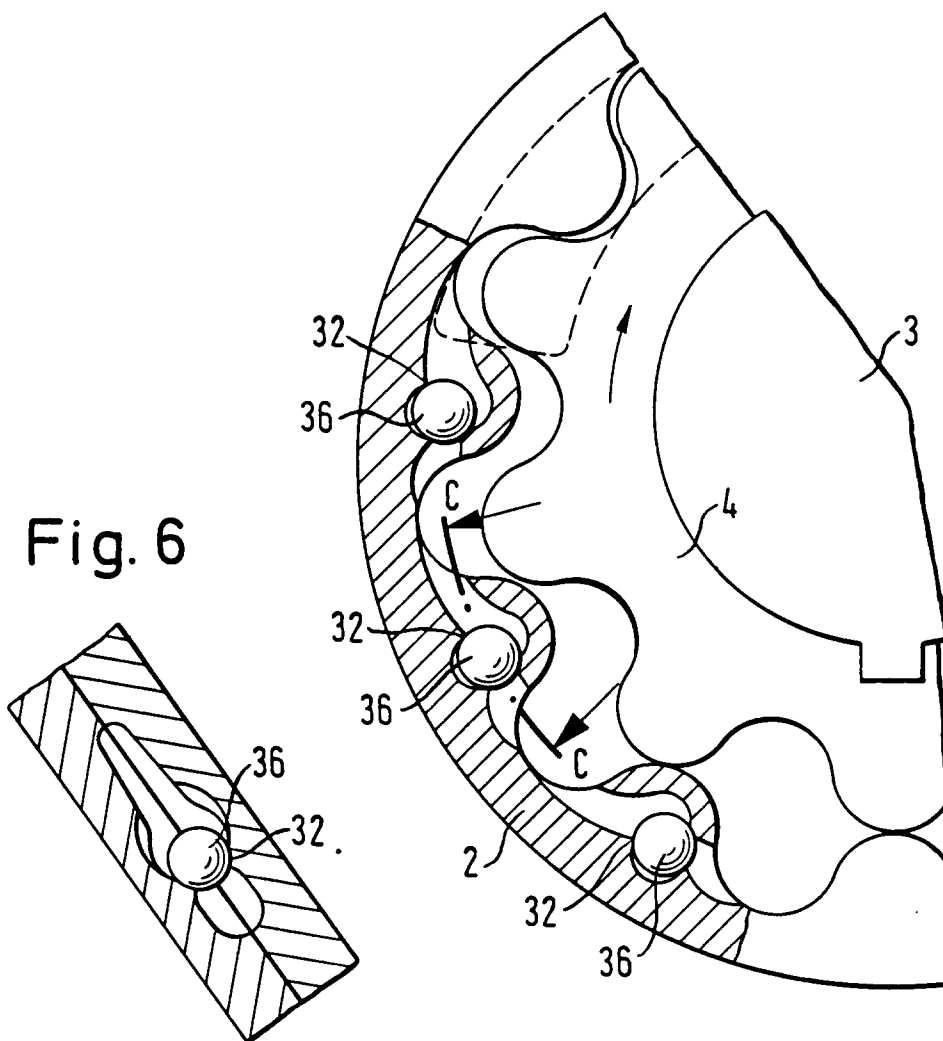


Fig. 6

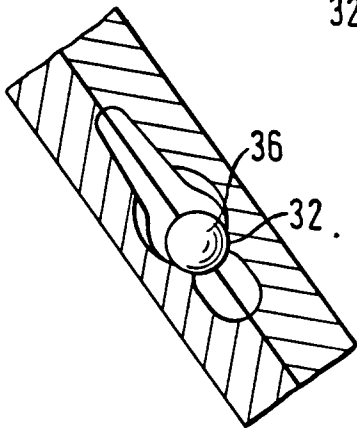


Fig. 7

