



SCHWEIZERISCHE EIDGENOSSENSCHAFT
BUNDESAMT FÜR GEISTIGES EIGENTUM

⑪ CH 654 072 A5

⑤① Int. Cl.⁴: F 04 B 1/04

Erfindungspatent für die Schweiz und Liechtenstein
Schweizerisch-liechtensteinischer Patentschutzvertrag vom 22. Dezember 1978

⑫ PATENTSCHRIFT A5

⑫① Gesuchsnummer: 6748/81

⑫② Anmeldungsdatum: 22.10.1981

⑫③ Priorität(en): 12.12.1980 DE 3046753

⑫④ Patent erteilt: 31.01.1986

⑫⑤ Patentschrift
veröffentlicht: 31.01.1986

⑫⑦ Inhaber:
Mannesmann Rexroth Gesellschaft mit
beschränkter Haftung, Lohr a.M. (DE)

⑫⑦② Erfinder:
Dantlgraber, Jörg, Lohr-Sackenbach (DE)
Morio, Klaus, Marktheidenfeld (DE)

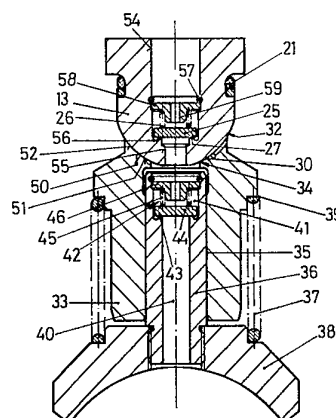
⑫⑦④ Vertreter:
Scheidegger, Zwicky & Co., Zürich

⑫⑤④ Radialkolbenpumpe.

⑫⑦⑤ Bei dieser Radialkolbenpumpe ist die Abstützfläche (30), an der sich der Druckventileinsatz (13) am Zylinder (33) abstützt, durch eine umlaufende Nut (50) in eine innere (51) und eine äussere Ringfläche (52) aufgeteilt. Die umlaufende Nut (50) ist durch wenigstens eine radial verlaufende Nut (53) in der äusseren Ringfläche (52) mit dem Saugraum der Pumpe verbunden. Die beiden Ringflächen (51, 52) sind annähernd gleich und zusammen so gross, dass sich für den Andruck des Zylinders (33) an den Druckventileinsatz (13) durch die Druckfeder (37) ein Wert von höchstens $24,5 \text{ N/cm}^2$ ergibt.

Die Dichtung wird hier nur von der inneren Ringfläche (51) übernommen, die die Dichtkante (34) des Zylinders (33) aufweist.

Die minimale Grösse der inneren Ringfläche (51) gewährleistet kleine Abhebkkräfte und durch die Nuten (50, 53) wird eine gute Schmiermittelzufuhr zur äusseren, nur der Abstützung dienenden Ringfläche (52) erzielt. Auch bei Förderung niedrig viskoser Flüssigkeiten treten keine grösseren Reibungskräfte auf, so dass Betriebssicherheit und ein verschleissarmer Betrieb gewährleistet sind.



PATENTANSPRÜCHE

1. Radialkolbenpumpe mit einer zwischen umlaufendem Exzenter und einem konvexen Auflager an einem Druckventileinsatz am Gehäuse pendelnd eingespannten Baueinheit aus Kolben mit Kolbensuh und Zylinder, wobei zwischen Kolbensuh und Zylinder eine Druckfeder zur kraftschlüssigen Anlage des Kolbensuhes am Exzenter und der Abstützfläche mit Dichtkante des Zylinders am Auflager am Druckventileinsatz angeordnet ist, dadurch gekennzeichnet, dass die Abstützfläche (30) durch eine umlaufende Nut (50) in eine innere (51) und äussere Ringfläche (52) aufgeteilt ist und die äussere Ringfläche (52) ein oder mehrere radial verlaufende Nuten (53) aufweist, die die umlaufende Nut mit dem Saugraum (23) der Pumpe verbindet.

2. Radialkolbenpumpe nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, dass die beiden Ringflächen (51, 52) annähernd gleiche Grösse aufweisen.

3. Radialkolbenpumpe nach den Ansprüchen 1 oder 2, dadurch gekennzeichnet, dass die Federkraft der Feder (37) dividiert durch die Grösse der am Auflager (32) des Druckventileinsatzes (13) anliegenden Abstützflächen (51, 52) den Wert von 24,5 N/cm² nicht überschreitet.

Die Erfindung betrifft eine Radialkolbenpumpe nach dem Oberbegriff des Anspruches 1. Durch die DE-AS 2 716 888 ist eine solche Radialkolbenpumpe bekannt. Die Abstützfläche mit Dichtkante des Zylinders am Auflager am Druckventileinsatz ist bei dieser vorbekannten hydrostatischen Radialkolbenpumpe so gross bemessen, dass die auftretenden von der Andrückfeder bewirkten Andrückkräfte von der Abstützfläche auf das Auflager verschleissarm zu übertragen sind. Hierbei muss berücksichtigt werden, dass die während des Druckhubes auftretenden Abhebekräfte in Folge des zwischen dem Auflager und der Abstützfläche wirkenden hydrostatischen Druckes kleiner sind als die eine sichere Dichtung des Zylinderraumes nach aussen wirkenden Andrückkräfte. Neben der Federkraft wirkt zusätzlich noch eine hydrostatische Kraft als Andrückkraft in Richtung des Auflagers am Druckventileinsatz auf den Zylinder. Die hydrostatischen Andrückkräfte ergeben sich durch entsprechende Bemessung des Innendurchmessers der Dichtkante des Zylinders. Je kleiner dieser Durchmesser gegenüber dem Kolbendurchmesser gewählt wird, desto grösser ist die in Richtung des Auflagers wirkende hydrostatische Andrückkraft. Je grösser jedoch die Abstützfläche des Zylinders am Auflager am Druckventileinsatz ausgeführt wird, desto grösser ist die Gefahr einer Trockenreibung während des Saughubes der Pumpe, insbesondere, wenn von der Pumpe niedrig viskose Flüssigkeiten gefördert werden.

Die Aufgabe der Erfindung besteht darin, die Abstützfläche mit Dichtkante des Zylinders auf ein Kleinstmass zu halten, um kleine Abhebekräfte zu erhalten und darüber hinaus mit Sicherheit einen verschleissarmen Betrieb zwischen Abstützfläche und Auflager von Zylinder und Druckventileinsatz zu gewährleisten.

Nach der Erfindung wird dies mit den kennzeichnenden Merkmalen des Anspruches 1 erreicht. Dadurch, dass die Abstützfläche in zwei Ringflächen aufgeteilt wird, wovon die eine keine Dichtungsaufgabe übernimmt, sondern ausschliesslich der Abstützung, insbesondere während des Saughubes des betreffenden Pumpenelementes dient, kann die andere die Dichtkante aufweisende innere Ringfläche auf ein Kleinstmass beschränkt bleiben und damit die Abhebekräfte in engen Grenzen gehalten werden. Durch die radial verlaufende Nuten an der äusseren Ringfläche, die die umlaufende

Nut zwischen den beiden Ringflächen mit dem Saugraum der Pumpe verbindet, ergibt sich der zusätzliche Vorteil einer guten Schmierflüssigkeitszufuhr im Bereich der äusseren Ringfläche.

5 Weitere Ausgestaltungen der Erfindung ergeben sich aus den abhängigen Ansprüchen.

Die Erfindung ist nachfolgend an Hand eines Ausführungsbeispiels beschrieben.

In der Zeichnung veranschaulicht:

10 Figur 1 einen Schnitt quer zur Pumpenachse im Bereich der Pumpenelemente,

Figur 2 einen Axialschnitt nach der Linie II-II in Figur 1,

Figur 3 eine vergrösserte Darstellung des Pumpenelementes gemäss Figur 2 mit Druckventileinsatz und
15 Figur 4 eine Draufsicht der Abstützfläche des Zylinders.

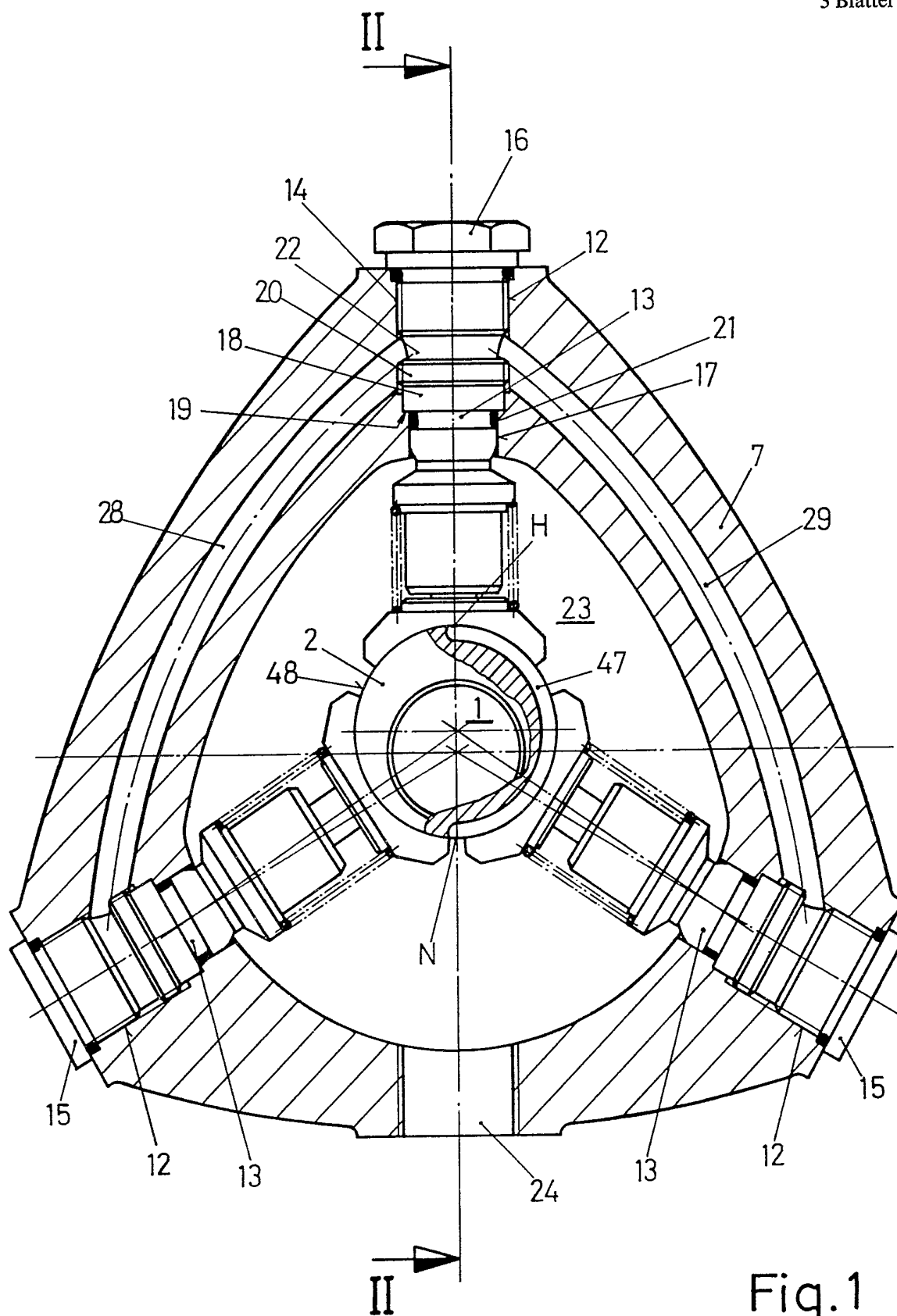
In den Figuren ist mit 1 die Pumpenwelle und mit 2 der Exzenter bezeichnet. Die Pumpenwelle 1 ist nach Fig. 2 beidseitig gelagert und gehäuseseitig nach aussen geführt. Das eine Ende 3 ist im Gehäusedeckel 4 und das andere wellenstumpffseitige Ende 6 im Pumpengehäuse 7 gelagert. Pumpengehäuse und Gehäusedeckel sind als Gussteile ausgebildet, wobei der Gehäusedeckel 4 eine umlaufende Passfläche 9
25 aufweist, die in eine entsprechende Ausnehmung 10 des Pumpengehäuses 7 eingepasst ist. Der Gehäusedeckel 4 ist am Pumpengehäuse 7 mittels Schrauben befestigt. Am Umfang des Pumpengehäuses sind drei gleichmässig verteilte Radialbohrungen 12 für die Druckventileinsätze 13 vorgesehen. Der
30 äussere Bereich 14 jeder Radialbohrung weist ein Gewinde zur Aufnahme einer Verschlusschraube 15 bzw. eines den radial nach aussen geführten Druckanschluss bildenden Schraubhülseinsatz 16 auf.

Der innere Bereich 17 jeder Radialbohrung weist einen
35 kleineren Durchmesser auf als der äussere Bereich 14 und ist als Passfläche zur Aufnahme des Druckventileinsatzes 13 ausgebildet. Der Druckventileinsatz 13 hat einen Ringflansch 18, der sich auf der Ringschulter 19 der Radialbohrung abstützt und von einer Hohlschraube 20 in radialer Richtung
40 lagefixiert ist. Der Dichtring 21 gewährleistet einen dichten Abschluss zwischen dem Druckraum 22 und dem den Saugraum bildenden Gehäuseraum 23 mit radial nach aussen geführtem Sauganschluss 24. Der Druckventileinsatz 13 weist eine abgesetzte Durchtrittsbohrung 54, 55 auf (Fig. 3). Die
45 hierbei sich ergebende Schulter 27 weist im Bereich der grösseren Bohrung 54 eine umlaufende Nut 56 auf, so dass die Schulter 27 einen halsförmigen Vorsprung bildet und für den Ventilkörper 25 den Ventilsitz bildet. Der Ventilkörper 25 ist plattenförmig ausgebildet und von einer Druckfeder 26
50 geringer Kraft auf den Ventilsitz angedrückt. Die Druckfeder stützt sich mit ihrem anderen Ende an einen sternförmig ausgebildeten Federteller 58 ab. Der mittlere Teil 59 des Federtellers ist nabenförmig ausgebildet und dient gleichzeitig als Abstützfläche für den Ventilkörper 25 in dessen geöffneter
55 Stellung. Der Federteller 58 stützt sich über einen Sprengring 57 am Druckventileinsatz 13 ab. Die jeweils von dem Druckventileinsatz 13 und der Verschlusschraube 15 bzw. den den Druckanschluss bildenden Schraubhülseinsatz 16 begrenzten Druckräume 22 stehen über eingegossene Kanäle 28, 29 – die
60 im Bereich der Ebene E der Druckventileinsätze sowie zwischen der Hohlschraube 20 und den Verschlusschrauben 15 bzw. dem Schraubhülseinsatz 16 liegen – untereinander in Verbindung (Fig. 1). Der Schraubhülseinsatz 16 weist ein Innengewinde 31 zum Anschluss einer nicht dargestellten
65 Druckleitung auf.

Die dem Gehäuseraum zugekehrte Seite 32 des Druckventileinsatzes ist als Kugelabschnitt ausgebildet, an dem der Zylinder 33 mit der die Dichtkante 34 aufweisenden Abstütz-

fläche 30 dichtend anliegt. Der Durchmesser der ringförmigen Dichtkante 34 ist kleiner als der Durchmesser der den Zylinderraum 35 bildenden Zylinderbohrung für den Kolben 36 und kleiner als der den Druckventileinsatz 13 aufnehmende Teil 17 der Radialbohrung 12. Dadurch ist sichergestellt, dass die Dichtkante 34 während des Arbeits- bzw. Druckhubes des Kolbens 36 an dem Kugelabschnitt 32 dichtend anliegt und der Druckventileinsatz zusätzlich vom im Druckraum 22 wirkenden Pumpendruck mit seinem Ringflansch 18 auf der Ringschulter 19 der stufenförmig ausgebildeten Radialbohrung gedrückt und damit lagefixiert wird. Zusätzlich wird der Zylinder 33 von der Kraft der Druckfeder 37 mit seiner Dichtkante 34 gegen den Kugelabschnitt 32 des Druckventileinsatzes 13 gedrückt, damit auch während des Saughubes des Kolbens 36 die Dichtkante 34 des Zylinders 33 dichtend an dem Kugelabschnitt 32 des Druckventileinsatzes 13 anliegt. Die Druckfeder 37 stützt sich hierbei mit dem einen Ende an dem mit dem Kolben 36 verbundenen Kolbensschuh 38 und mit dem anderen Ende an der vorspringenden Fläche 39 des Zylinders 33 ab. Die die Dichtkante 34 aufweisende Abstützfläche 30 weist im etwa mittleren Bereich eine umlaufende Nut 50 auf (Fig. 4). Diese Nut teilt die Abstützfläche in eine innere und äussere Ringfläche 51, 52 auf. Auf der äusseren Ringfläche 52 sind radial verlaufende Nuten 53 eingelassen, die die umlaufende Nut 50 mit dem Saugraum 23 der Pumpe verbinden. Dadurch ist sichergestellt, dass die äussere Ringfläche 52 ausschliesslich unter dem im Saugraum herrschenden Druck steht. Abhebkräfte können somit zwischen äusserer Ringfläche 52 des Zylinders 33 und konvexem Auflager 32 des Druckventileinsatzes 13 nicht auftreten. Diese bleiben auf die innere Ringfläche 51 beschränkt und sind somit in engen Grenzen zu halten.

Die umlaufende Nut 50 ist derart angeordnet, dass die beiden Ringflächen annähernd gleiche Grösse aufweisen, wobei deren Gesamtfläche in Bezug auf die maximal auftretende die Ringflächen gegen das Auflager am Druckventileinsatz drückenden Federkraft einen Wert von $24,5 \text{ N/cm}^2$ nicht überschreitet. Dadurch ist sichergestellt, dass auch bei Förderung niedrig viskoser Flüssigkeiten keine die Betriebssicherheit beeinträchtigende Reibungskräfte auftreten, zumal durch die radial verlaufenden Nuten 53 an der äusseren Ringfläche 52 eine gute Schmierung der letzteren gewährleistet ist. Der Kolben 36 ist mit einer axialen Bohrung 40 versehen, die im oberen dem Druckventileinsatz 13 zugekehrten Ende 41 einen grösseren Durchmesser aufweist. In diesem Bereich sind die das Saugventil 42 bildenden Elemente, wie Ventilsitz 43, plattenförmiger Verschlusskörper 44, Druckfeder 45 und mit dem Kolben in Kraftschluss stehende Federabstützring 46 vorgesehen. Die den Kolbenhohlraum bildende axiale Bohrung 40 durchdringt gleichzeitig den Kolbensschuh 38 und steht mit der Saugnut 47 in der Lauffläche 48 des Exzentrers 2 in Wirkverbindung. Die Saugnut 47 erstreckt sich vom höchsten Umkehrpunkt H bis zum niedrigsten Umkehrpunkt N des Exzentrers 2. Dadurch ist lediglich während des Saughubes des Kolbens die Lauffläche des Exzentrers um den Oberflächenbereich der die Verbindung zwischen den Saugraum bildenden Gehäuseraum 23 und der den Kolbenhohlraum bildenden Bohrung 40 herstellenden Saugnut 47 vermindert, während für den sich daran anschliessenden Arbeits- bzw. Druckhub des Kolbens die volle Querschnittsfläche der Lauffläche 48 des Exzentrers zur Übertragung der Betätigungskraft auf den Kolben 36, und zwar über dessen Kolbensschuh 38 zur Verfügung steht.



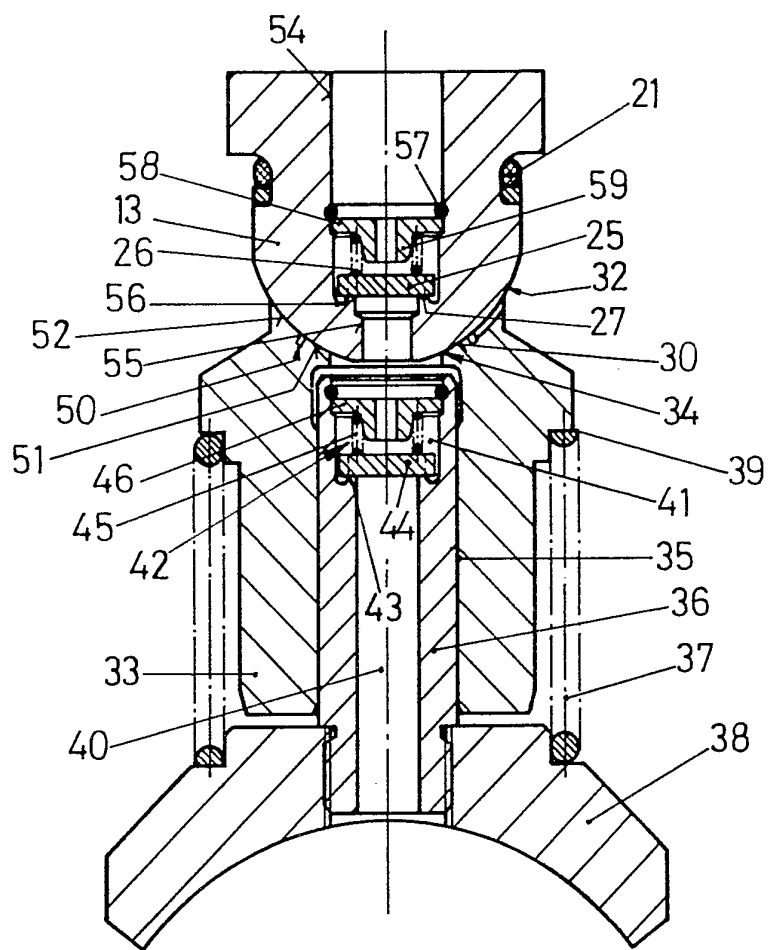


Fig. 3

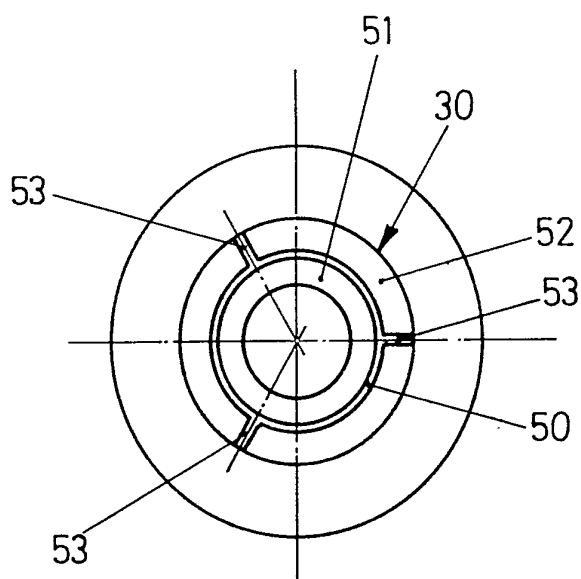


Fig. 4