



Europäisches Patentamt
European Patent Office
Office européen des brevets

Veröffentlichungsnummer : **0 161 421 B1**

12

EUROPÄISCHE PATENTSCHRIFT

45 Veröffentlichungstag der Patentschrift :
21.12.88

51 Int. Cl.⁴ : **F 04 C 2/10, F 01 M 1/02**

21 Anmeldenummer : **85103161.7**

22 Anmeldetag : **19.03.85**

54 **Innenläuferzahnradölpumpe für Kraftfahrzeugverbrennungsmotoren.**

30 Priorität : **19.03.84 DE 3410015**

43 Veröffentlichungstag der Anmeldung :
21.11.85 Patentblatt 85/47

45 Bekanntmachung des Hinweises auf die Patenterteilung : **21.12.88 Patentblatt 88/51**

84 Benannte Vertragsstaaten :
FR GB IT

56 Entgegenhaltungen :
DE-A- 2 421 892
DE-A- 3 243 067
DE-B- 1 914 444
GB-A- 1 035 529
US-A- 3 855 987

73 Patentinhaber : **Schwäbische Hüttenwerke Gesellschaft mit beschränkter Haftung**
Wilhelmstrasse 67 Postfach 3280
D-7080 Aalen-Wasseraiffingen (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)

EP 0 161 421 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 Innenläuferzahnradölpumpe mit den Merkmalen des Oberbegriffs des Anspruchs 1.

Derartige Pumpen setzen sich in letzter Zeit immer mehr für die Ölversorgung von Kraftfahrzeugverbrennungsmotoren, insbesondere von derartigen Kolbenmotoren, durch. Sie haben den wesentlichen Vorteil, daß ein gesonderter Antrieb für die Ölpumpe entfällt, da die Verlängerung der Kurbelwelle, die, wie dies vorzugsweise und meist der Fall ist, vom freien Ende der Kurbelwelle gebildet ist, aber dem Grunde nach auch ein gesondertes Teil sein kann, unmittelbar das Ritzel antreiben kann. Das Ritzel kann dabei direkt auf der Kurbelwelle sitzen. Bevorzugt sitzt es jedoch an einem gesonderten im Gehäuse der Pumpe ausgebildeten Lagerkragen und wird von der diesen Kragen durchsetzenden Kurbelwelle über Mitnehmer angetrieben. Bei der bevorzugten Ausführungsform der Erfindung verläuft die Strömungsrichtung im Zuführkanal angenähert tangential zur mittleren Umfangsrichtung der Pumpenzahnräder im Saugnierenbereich. Genauer gesagt, soll die Projektion der Strömungsrichtung im Zuführkanal in dem Bereich, in dem dieser in den Saugnierenbereich übergeht, auf eine Normalebene der Drehachse der Pumpe eine Richtung haben, die mit der Bewegungsrichtung der Zähne des Ritzels und des Hohlrades in diesem Bereich etwa zusammenfällt.

Der Kanal kann jedoch auch z. B. parallel zur Pumpenachse in die Saugniere münden. Das kann insbesondere bei Verwendung der Pumpe in einem automatischen Kraftfahrzeuggetriebe der Fall sein.

Bei den bekannten Ölpumpen nach dem Oberbegriff des Anspruchs 1 (siehe z. B. die US-A-3 855 987) erstreckt sich der Zuführkanal, der am Abschluß des Ölsaugrohrs den gleichen Kreisquerschnitt wie das Ölsaugrohr aufweist, mit sich verjüngendem Kreisquerschnitt zur Saugniere. Der Ölzuführkanal verläuft dabei zum Teil auf der Arbeitskammerseite der die Saugniere enthaltenden Stirnwand der Arbeitskammer und zum Teil auf der der Arbeitskammer abgewandten Seite dieser Stirnwand. Der Verlauf des Zuführkanals ist dabei derart, daß der Ölstrom nicht nur die saugniereenseitige Stirnfläche des Hohlrades umströmt, sondern auch einen Teil der Umfangsfläche des Hohlrades.

Die bekannten Ölpumpen haben sich bewährt. Bei ihnen tritt jedoch insofern eine gewisse Problematik auf, als sie beim Überschreiten einer bestimmten Drehzahl in ihrer Förderleistung (Fördermenge/Minute) abfallen.

Die Pumpe nach einer älteren Anmeldung veröffentlicht am 24.05.84 als DE-A-32 43 067.1 beseitigt diesen dargelegten Nachteil. Insbesondere läßt sich die Förderleistung der Pumpe ohne Erhöhung von deren Abmessungen auch in höherem Drehzahlbereich, wo diese Leistung sonst stark abfällt, weiter, wenigstens stark angenähert

proportional der Drehzahl, steigern; man vermeidet die bei anderen Pumpen oft auftretende Schaumbildung auch bei höheren Drehzahlen. Nach der älteren Anmeldung tritt der Ölstrom etwa tangential zur Umlaufrichtung der Verzahnung in eine auf der der Arbeitskammer abgewandten Seite der einen Stirnwand der Arbeitskammer angeordnete in Umlaufrichtung verlaufende, ihren Querschnitt in Umlaufrichtung verringernde Saugniere ein, die erheblich vor der die Zahnradachsen enthaltenden Ebene endet.

Die Erfindung löst die Aufgabe, sowohl bei der bekannten Pumpe als auch — und das insbesondere — bei der Pumpe nach der oben erwähnten älteren Anmeldung die Leistung, also die Fördermenge in der Zeiteinheit, durch günstige Ausbildung des Ölzuflusses zu verbessern.

Die Erfindung erreicht das durch die Hinzufügung der Merkmale des Anspruchs 1. Hierbei ist die durch ein sichelförmiges, in der Arbeitskammer angeordnetes Füllstück in bekannter Weise abgedichtete Pumpe mit einer Saugniere versehen, die nicht, wie bisher, schon weit vor der Symmetrieebene der Pumpe endet, sondern sich im Gegensatz hierzu bis nahezu an oder vorzugsweise über die Symmetrieebene (die die beiden Zahnradachsen enthaltende Ebene) der Pumpe hinaus erstreckt. Hierdurch tritt überraschenderweise eine deutliche Verbesserung der Förderleistung auf.

Hierbei ist es besonders von Vorteil, wenn gemäß Anspruch 2 die Saugniere sich um 20 bis 30°, bezogen auf die Drehachse des Ritzels, vorzugsweise 25°, über die Symmetrieebene hinaus erstreckt. Da das Füllstück mit seinen zylindrischen Oberflächen die von den Zahnzwischenräumen des Hohlrades bzw. Ritzels gebildeten, sich ständig von der Saugseite zur Druckseite bewegenden Förderräume begrenzt, sind durch die Erfindung diese Förderräume über eine erhebliche Länge ihrer Bewegungsstrecke hinweg zur Saugniere offen, so daß ein längerer Zeitraum zur Füllung der genannten Förderräume zur Verfügung steht, als dies bisher der Fall war. Deshalb reicht auch bei einer hohen Drehzahl die Zeit, während welcher die genannten Förderräume mit Flüssigkeit gefüllt werden, aus, um sicherzustellen, daß diese Förderräume sich stets gut füllen. Die Erfindung bewirkt, daß bis zu einer ungewöhnlich hohen Drehzahl die an sich schon hohe Förderleistung der Pumpe etwa proportional zur Drehzahl ist.

Damit bei hohen Drehzahlen und damit großer Fliehkraft auch die von den Zähnen des Ritzels zusammen mit dem Füllstück gebildeten Förderräume zur Förderung der Pumpe voll beitragen, erstreckt sich vorzugsweise gemäß Anspruch 3 die Saugniere nicht nur radial außerhalb des Füllstücks bis über die Symmetrieebene hinaus, sondern ist an ihrem in Drehrichtung weisenden Ende in zwei Zweige aufgeteilt, die beiderseits des Füllstücks verlaufen.

Gemäß Anspruch 4 wird die Förderleistung dann besonders hoch, wenn der Beginn der Druckniete von den beiden Enden der Saugnierzweige in Umfangsrichtung einen Abstand von nur etwa zwei Zahnradteilungen hat. Dies bedeutet, daß der Abstand zwischen den Enden des inneren und des äußeren Saugnierzweiges und der etwa im Bereich des Endes des Füllstücks beginnenden Druckniete in Umfangsrichtung auf halber Zahnhöhe des Ritzels bzw. des Hohlrades gemessen gleich ist. Wenn nun die Enden der Saugnierzweige etwa auf einem Radialstrahl des Ritzels oder Hohlrades liegen, dann liegen demzufolge die Anfänge der Druckniete nicht auf einem Radialstrahl.

Der Querschnitt des Zuführkanals sollte sich zum Vermeiden von Verlusten bis zum Übergang in die Saugniete nur wenig verringern. Eine geringe Verringerung wird allerdings als zweckmäßig angesehen, um einen guten Übergang des Kanalquerschnittes in die Saugniete zu gewährleisten.

Die erfindungsgemäße besonders lange Saugniete könnte verhältnismäßig flach gehalten werden und dann immer noch einen besonders guten Füllungsgrad der Pumpe sicherstellen. Gemäß der Ausgestaltung des Anspruchs 5 aber nimmt ihre Tiefe bis zum Ende hin stetig ab, so daß nur relativ geringe Geschwindigkeits- und Richtungsänderungen der Ölströmung im Bereich der Saugniete auftreten.

Wenn man gemäß Anspruch 6 auf der der Saugniete gegenüberliegenden Stirnseite der Pumpe eine Aussparung vorsieht, dann erbringt dies eine ganz wesentliche weitere Erhöhung der Förderleistung. Überraschenderweise tritt eine beachtliche Verbesserung bereits dann ein, wenn die Aussparung mit der Saugniete lediglich über die genannten Förderräume verbunden ist. Die Saugniete und die Aussparung können auch durch einen im Gehäuse vorgesehenen Kanal miteinander verbunden sein, der allerdings die Umfangswand der Zahnradkammer nicht berühren sollte, um die Lagerung des Hohlrades nicht zu schwächen. Bevorzugt wird die Ausgestaltung gemäß Anspruch 7.

Gemäß Anspruch 8 ist es von Vorteil, daß das der Drehrichtung der Pumpe entgegenweisende Ende des Füllstücks so abgeschrägt ist, daß der Strom mehr zum radial innerhalb des Füllstücks verlaufenden Zweig der Saugniete hin abgelenkt wird, um die Wirkung der Fliehkraft auszugleichen. Diese Ausgestaltung führt gleichzeitig zu einer Verkürzung des Füllstücks, die wiederum dazu führt, daß im Bereich dieser Verkürzung ein mit der Saugniete verbundener, sich quer zu den Zahnflanken der Zahnräder erstreckender Hohlraum gebildet wird, welcher seinerseits die Füllung der Förderräume noch weiter verbessert.

Das Füllstück ist auch an seinem anderen Ende nicht spitzauslaufend ausgeführt, sondern aus Festigkeitsgründen geringfügiger verkürzt.

Wie bereits oben erwähnt, liegt eine bevorzugte Ausgestaltung der Erfindung darin, daß der Deckel der Pumpe eine bevorzugt in der Form der Saugniete entsprechende Aussparung aufweist.

Diese Aussparung erstreckt sich wie die Druckniete in zwei Zweigen beiderseits des Füllstücks. Der Deckel ist somit gerade in jenem Bereich geschwächt, in welchem er durch besonders satte Anlage die zuverlässige Abdichtung zwischen Druck- und Saugseite herbeiführen müßte. Um nun ein Auswölben des Deckels in diesem Bereich und somit das Auftreten von Verlusten und hiermit wiederum eine Verringerung der Fördermenge zu vermeiden, wird vorgeschlagen, daß die beim Anflanschen der Pumpe an einem Motor od. dgl. verwendete Dichtung in jenem Bereich Stege aufweist, an welchem der Deckel die genannten, sich beiderseits des Füllstücks erstreckenden Aussparungen aufweist. Hierdurch wird der Deckel derart abgestützt, daß er auch in diesem kritischen Bereich seine satte Anlage beibehält.

Der Gegenstand der Erfindung wird anhand eines bevorzugten Ausführungsbeispiels noch näher erläutert, das in der schematischen, beigelegten Zeichnung dargestellt ist. In dieser ist:

Fig. 1 die Ansicht auf eine erfindungsgemäße Motorölpumpe von der an den Motor anzufanschenden Seite her mit abgenommenem Arbeitskammerdeckel;

Fig. 2 eine Ansicht der Pumpe wie in Fig. 1, jedoch mit aufgesetztem Arbeitskammerdeckel und aufgelegter Dichtung;

Fig. 3 ein Schnitt längs Linie A-B in Fig. 2;

Fig. 4 ein Schnitt längs Linie B-C in Fig. 2;

Fig. 5 die Draufsicht auf die der Arbeitskammer zugewandte Oberfläche des abgenommenen Arbeitskammerdeckels;

Fig. 6 ein Schnitt längs Linie VI-VI in Fig. 5 und Fig. 7 ein Schnitt längs Linie VII-VII in Fig. 1.

Die gezeigte Pumpe hat ein Gehäuse 1, das sich — die spezielle Ausbildung der Arbeitskammer und der Druck- sowie Saugniete ausgenommen — nicht von jenem Gehäuse unterscheidet, das bereits in der erwähnten älteren Anmeldung beschrieben ist.

Die Pumpe besitzt, wie aus den Zeichnungen ersichtlich, ein Gehäuse 1, einen in Fig. 5 detailliert gezeigten Arbeitskammerdeckel 2, ein mit seiner Umfangsfläche an der Umfangswand der Arbeitskammer 3 gelagertes Hohlrad 4 (Fig. 2 bis 4) mit beispielsweise sechzehn Zähnen und ein mit seiner Bohrung auf einem einstückig mit dem Gehäuse 1 ausgebildeten Lagerkragen 5 drehbar gelagertes Ritzel 6 (Fig. 2 bis 4), das mit dem Hohlrad 4 kämmt und z. B. dreizehn Zähne hat. Ferner besitzt die Pumpe noch ein in den Zeichnungen nicht dargestelltes Sicherheitsventil, dessen Aufnahme bei 7 gezeigt ist und dessen Funktion weiter unten noch erörtert wird.

Das Gehäuse 1 wird mit seiner in Fig. 1 dem Beschauer zugekehrten Seite an den Motor angeflanscht. Die Ölzufuhr erfolgt durch einen nicht gezeigten Ansaugkanal von unten her, der an einen Zuführkanal 9 im Inneren des Gehäuses 1 angeschlossen ist. Nach unten besitzt das Pumpengehäuse 1 ebenfalls eine weitere Flanschfläche 10, mit der es an die Ölwanne angeflanscht ist.

Der Arbeitskammerdeckel 2 sitzt auf der gegenüber der Flanschfläche 1 um etwas mehr als die Dicke des Arbeitskammerdeckels 2 zurückgesetzten Fläche 16 (Fig. 1) des gegossenen Pumpengehäuses 1 auf und bildet somit die zweite Stirnwand der Arbeitskammer 3. In der zylinderförmigen Arbeitskammer laufen die beiden Zahnräder 4 und 6 um. Der Antrieb erfolgt mittels des Endes der Kurbelwelle 60 des Verbrennungsmotors, welches durch die Bohrung des Lagerkragens 5 ragt und mittels eines Mitnehmerrings 61 das Ritzel 6 mitnimmt, welches das Hohlrad 4 antreibt. Zu diesem Zweck hat der Mitnehmerring 61 Vorsprünge, welche in korrespondierende Aussparungen eines Kragens 6a des Ritzels eingreifen. Gemäß dem Prinzip der Innenzahnräderpumpe ist die Drehachse des Ritzels 6 gegenüber der Drehachse des Hohlrades 4 exzentrisch versetzt. Hierbei bezeichnet in Fig. 1 O die Achse des (in Fig. 1 nicht gezeigten) Ritzels 6, während O' die Achse des Hohlrades 4 bezeichnet.

Die beiden Achsen O, O' verlaufen parallel zueinander und definieren eine Symmetrieebene, deren Spur die Gerade 51 in Fig. 1 bildet.

Diese Gerade 51 enthält in Fig. 1 an der Unterseite des Gehäuses den Punkt des tiefsten Zahneingriffes und an der Oberseite den Punkt der größten Entfernung der Zähne voneinander.

Die in der Zeichnung gezeigte Pumpe ist eine Füllstückpumpe, bei welcher die beiden Zahnräder 4, 6 an der Stelle ihrer größten Entfernung weit auseinanderliegen und zwischeneinander einen sichel- oder halbmondförmigen Hohlraum einschließen, der durch ein entsprechend ausgebildetes, sich über die gesamte Tiefe der Arbeitskammer 3 erstreckendes, massives Füllstück 50 ausgefüllt ist.

Wie aus Fig. 1 ferner erkennbar, ist die Symmetrieebene 51 gegenüber der in Fig. 1 senkrecht nach unten auf die Flanschfläche 10 weisenden Normalebene durch die Drehachse O des Ritzels 6 um einen Winkel von 10° im Sinne der Uhrzeigerdrehung in Fig. 1 und entgegen der durch den Pfeil 25 bezeichneten Drehrichtung der Pumpe versetzt; das erlaubt eine vorteilhafte Führung des Zuführkanals 9, der ja von der Flanschfläche 10 ausgeht.

In Fig. 1 erkennt man ferner eine Auslaßniete 26, die in der dem Gehäuse 1 angehörenden Stirnwand der Arbeitskammer 3 ausgespart ist und ferner über eine Erweiterung 27 in der Umfangswand der Arbeitskammer verfügt. Von der Erweiterung 27 erstreckt sich ein Auslaßkanal 28 zu einer Ringnut 29, die einen Teil der Pumpe umläuft und an ihrem in Fig. 6 rechten Ende an einen weiterführenden Druckölkanal des Pumpengehäuses anschließt. Die Nut 29 wird durch das Anflanschen an eine geeignete Fläche des Verbrennungsmotors zu einem geschlossenen Kanal.

Der Zuführkanal 9 weist den Querschnitt eines Langloches auf, welches sich parallel zur Zeichenebene der Fig. 1 erstreckt, ist gegenüber der Arbeitskammer 3 etwas nach unten unter die Arbeitskammer versetzt und mündet tangential in

die Saugniere 33. Er geht stufenlos und stetig nach den Grundsätzen der Strömungsmechanik in die Saugniere 33 über.

Die Ansaugniere 33 überdeckt etwa 180° der Arbeitskammer 3 und reicht somit nicht nur bis an die Symmetrieebene 51 heran, sondern erstreckt sich noch um etwa 25° über diese hinaus, also auch noch über die in Fig. 1 eingezeichnete Normalebene hinaus. Hierbei umgreift die Saugniere 33 mit einem radial äußeren Zweig 33a und einem radial innenliegenden Zweig 33b das Füllstück 50 über mehr als die Hälfte seiner Erstreckung.

Das Füllstück 50 weist an seinem der Drehrichtung 25 entgegengewandten Ende eine Abschrägung 52 auf, die den Einlauf in den Innenzweig 33b der Saugniere 33 trichterartig erweitert und dafür sorgt, daß die aus dem Zuführkanal 9 etwa tangential einströmende Flüssigkeit, die im Bereich des Füllstücks 50 bereits umgelenkt wird und somit auch dem Einfluß der Fliehkraft ausgesetzt ist, derart abgeschöpft wird, daß die beiden Zweige 33a und 33b gleichmäßiger mit Flüssigkeit versorgt werden.

Die beiden Zweige 33a, b der Saugniere 33 weisen eine in Drehrichtung 25 bis auf Null abnehmende Tiefe auf, wie Fig. 7 zeigt (Schnitt VII-VII in Fig. 1).

Es wird allerdings darauf hingewiesen, daß die Darstellung der Fig. 7 nicht maßstäblich ist, sondern in Richtung der Erstreckung des Zweiges 33a stark verkürzt ist.

Wie bereits oben erwähnt, mündet der Ringkanal 29 in ein (nicht gezeigtes) Überdruckventil, welches in eine Überlaufkammer 54 hinein überläuft, die radial außerhalb der Arbeitskammer 3 in Nähe der Abschrägung 52 angeordnet ist.

Wenn die Pumpe einen Druck innerhalb zulässiger Grenzen liefert, dann strömt alles durch den Ringkanal 29 geförderte Öl durch eine nicht gezeigte Ablaufleitung.

Wird jedoch der zulässige Förderdruck überschritten, dann wird durch das Ventil der Ringkanal 29 zur Überlaufkammer 54 hin entlastet. Diese steht mit der Saugniere 33 in Verbindung und ist ferner durch einen Überlauf 55, der am besten aus Fig. 4 und 6 ersichtlich ist, mit der Aussparung 53 des Deckels 2 verbunden, die in der Form der Saugniere entspricht und dieser gegenüberliegt. Um den Überlauf 55 besser beschreiben zu können, wird zunächst auf den Arbeitskammerdeckel 2 näher eingegangen.

Die Außenseite dieses Arbeitskammerdeckels 2 ist aus Fig. 2 ersichtlich und weist außer Vertiefungen für Befestigungsschrauben keinerlei Besonderheiten auf.

Fig. 5 zeigt die Innenoberfläche. Wie aus Fig. 5 ersichtlich, weist der Deckel 2 eine Reihe von Aussparungen auf, und zwar eine erste, nach Form und Tiefe etwa mit der Saugniere 33 übereinstimmende Aussparung 53, sowie eine zweite Aussparung 56.

Die Aussparung 53 endet in zwei Zweigen, die bei montiertem Deckel über den beiden Zweigen 33a, b liegen und durch einen stehengebliebenen

Materialsteg voneinander getrennt sind, der auf dem Füllstück 50 aufsitzt und genau dessen Kontur aufweist. Die zweite Aussparung 56 ist über der Druckniete 26 angeordnet und überdeckt diese sowie deren Erweiterung 27.

Bei montiertem Deckel 2 bilden die beiden Aussparungen 53 und 56 jeweils einen an die Arbeitskammer bzw. die Zahnräder 4, 6 angrenzenden Raum.

Der von der Vertiefung 56 gebildete Raum steht über die Erweiterung 27, die sich radial außerhalb der Arbeitskammer über deren Höhe erstreckt, mit der Druckniete 26 in Verbindung und sorgt dafür, daß das angeforderte Drucköl auf beiden Seiten der Zahnräder 4, 6 austreten kann und dann gesammelt durch den Auslaßkanal 28 strömt.

Im Umfangsbereich der der Saugniere 33 entsprechenden Aussparung 53 ist der Deckel 2 ausgeschnitten. Dieser Ausschnitt wird von einer Schnittkante begrenzt, die, vom Umfang des Deckels 2 ausgehend, etwa tangential gegen die außenliegende Flanke des sich auf dem Füllstück 50 abstützenden Steges anläuft, und zwar an einer Stelle, die etwa ein Drittel hinter jenem Ende des Steges liegt, das über der Abschrägung 52 liegt. Von dort aus wird der dem äußeren Saugnierezweig 33a entsprechende Vertiefungszweig 53a quer zu seiner Erstreckung durch eine Schnittkante begrenzt, und eine dritte Schnittkante erstreckt sich dann von hier aus in einer Richtung etwa senkrecht zur Symmetrieebene 51 bis zum Rand des Deckels 2.

Dieser Ausschnitt 55 ist in Fig. 2 und Fig. 4 erkennbar und stellt den Überlauf zwischen der Aussparung 53 und der Überlaufkammer 54 her, in welche das Druckbezugungsventil der Pumpe, das zwischen dem Kanal 29 und der Kammer 54 liegt, einspeist.

Auf diese Weise kann überschüssiges Drucköl aus der Überlaufkammer 54 durch den Überlauf 55 in die Aussparung 53 des Deckels 2 eintreten und gelangt von dort unmittelbar bzw. über die Aussparungszweige 53a und 53b wieder in den Förderbereich der Zahnräder 4, 6.

Der Überlauf könnte auch in Form einer Vertiefung der Umfangswand der Arbeitskammer ausgebildet sein, welche die Saugniere 33 mit der Aussparung 53 verbindet. Das ist jedoch weniger vorteilhaft, da die Lagerung des Hohlrades leidet.

Wie aus Fig. 6 erkennbar ist, verringert sich die Tiefe der Aussparungszweige 53a, 53b in Drehrichtung bis auf Null.

Aus Fig. 2 und 3 sind Ausbildung und Anordnung der Dichtung 57 ersichtlich. Diese Dichtung ist eine ebene Dichtungseinlage, etwa vergleichbar einer Zylinderkopfdichtung eines Motors, und hat wie diese den Hauptzweck, flüssigkeitsgefüllte Räume nach außen abzudichten. Demzufolge ist ein Abschnitt 57a vorgesehen, der den Auslaßkanal 28 umgibt und nach außen abdichtet, sowie ein Abschnitt 57b, der die Überlaufkammer 54 umgibt und nach außen abdichtet.

Im Gegensatz zu einer herkömmlichen Dichtung dieser Art ist aber ein dritter Abschnitt 57c

vorgesehen, der zusammen mit einem Teil des Abschnitts 57b bogenförmig verläuft und genau über dem Steg des Deckels 2 und somit über dem Füllstück 50 sitzt, wie deutlich aus Fig. 3 ersichtlich ist. Dieser Dichtungsabschnitt 57c übt neben seiner Dichtungsfunktion eine Stützfunktion aus, der Deckel 2 weist nämlich im Bereich des Einlaufs in den Aussparungszweig 53b die aus Fig. 6 ersichtliche, sehr geringe Wandstärke auf, während sich in dem Bereich des Einlaufs in den Aussparungszweig 53a noch der Überlauf 55 erstreckt. Erst nach dem Ende der beiden Einlaufzweige 53a, 53b, in Drehrichtung gesehen, gewinnt der Deckel wieder seine volle Stärke und somit auch Biegefestigkeit.

Der Deckel übt nun aber mit seiner der Arbeitskammer 3 zugewandten, in Fig. 5 dem Betrachter zugewandten Fläche eine wesentliche Abdichtfunktion zwischen Saug- und Druckseite der Pumpe aus. Genau in diesem Bereich könnten nun Schwachstellen des Deckels dafür sorgen, daß dieser nachgibt und somit eine Verlustströmung entgegen der Förderrichtung herstellt. Dies wird aber durch den Dichtungsabschnitt 57c verhindert, der dort einerseits auf dem Deckel und andererseits auf der aus Fig. 3 und 4 ersichtlichen Anlagefläche des Motors fest anliegt und somit ein Nachgeben jenes kritischen Bereiches des Deckels 2 verhindert.

Zwischen der Saugniere 33 und der gegenüberliegenden Deckelaussparung 53 stellt sich stets ein Druckausgleich ein, da in diesem Bereich die Zähne der beiden Zahnräder 4, 6 auseinanderlaufen und somit zwischen diesen Zähnen Zwischenräume gebildet sind. Nur im Bereich der Zweige 33a, b bzw. 53a, b könnten sich infolge der abnehmenden Tiefe und der speziellen Strömungsverhältnisse dann unterschiedliche Druckverhältnisse einstellen, wenn die Zweige 33a, b eine andere geometrische Form aufwiesen als die Zweige 53a, b. Aus diesem Grund sind, wie besonders aus Fig. 3 ersichtlich, nicht nur die Konturen in Umfangsrichtung, sondern auch die Querschnitte der einander gegenüberliegenden Zweige jeweils gleich. Somit laufen die Zahnräder 4, 6 in axialer Richtung lastfrei, weil sie sowohl im Bereich der Saugniere als auch im Bereich der Druckniere jeweils unter vollem Druckausgleich stehen. Somit werden Reibungsverluste vermieden; die Lebensdauer der Pumpe ist verlängert.

Zu erwähnen ist noch, daß die saugniere seitige Begrenzung der Druckniere in Fig. 1 etwa längs einer Parallelen zur Tangente an die beiden Saugniere nenden verläuft, so daß die Abdichtungsstrecken von den beiden Saugniere nenden zum Druckniere nbeginn etwa gleich lang sind.

Patentansprüche

1. Innenläuferzahnradölpumpe für Kraftfahrzeugmotoren und automatische Kraftfahrzeuggetriebe mit den folgenden Merkmalen:

a) Das das Hohlrad (4) und das Ritzel (6) der Pumpe in einer Arbeitskammer (3) aufnehmende

Pumpengehäuse (1) ist an die Stirnseite des Motors bzw. Getriebes anflanschbar und besitzt einen Durchtritt (18) für eine Verlängerung der Kurbelwelle bzw. Ritzelantriebswelle, welche das koaxial zur Welle angeordnete Ritzel (6) durchsetzt und antreibt;

b) Im Gehäuse (1) verläuft ein Zuführkanal (9) zu einer in wenigstens einer der beiden Stirnwände der Arbeitskammer (3) der Pumpe ausgesparten Saugniere (33);

c) Im Gehäuse (1) verläuft ferner ein Abführkanal (28, 29) für das geförderte Öl von der Arbeitskammer (3) zu einem entsprechenden Anschluß;

d) Bei der Ausbildung als Motorölpumpe verläuft der Zuführkanal (9) zumindest in seinem arbeitskammernahen Teil angenähert in einer Normalebene zur Rotationsachse der Pumpe, und die Strömungsrichtung im Zuführkanal (9) angenähert tangential zur mittleren Umfangsrichtung der Pumpenzahnräder (4, 6) im Saugnierenbereich.

e) Ein etwa sichelförmiges Füllstück (50) füllt den Großteil des der Stelle tiefsten Zahneingriffs gegenüberliegenden Raumes zwischen den Kopfkreisen der Zahnräder (4, 6) aus, dadurch gekennzeichnet, daß sich die Saugniere (33) in Umlaufrichtung der Pumpe bis nahe an die die beiden Zahnradachsen (O, O') enthaltende Ebene (51), vorzugsweise über diese hinaus erstreckt.

2. Pumpe nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß sich die Saugniere (33) 20 bis 30°, vorzugsweise 25°, über die genannte Ebene (51) hinaus erstreckt.

3. Pumpe nach Anspruch 1 oder 2, dadurch gekennzeichnet, daß die Saugniere (33) sowohl einen radial außerhalb als auch einen radial innerhalb des Füllstücks (50) verlaufenden Zweig (33a, 33b) aufweist.

4. Pumpe nach einem der Ansprüche 1 bis 3, dadurch gekennzeichnet, daß der Beginn der Druckniere (26) von den beiden Enden der Saugnierzweige (33a, 33b) in Umfangsrichtung einen Abstand von etwa zwei Zahnradteilungen hat.

5. Pumpe nach einem der Ansprüche 1 bis 4, dadurch gekennzeichnet, daß der Querschnitt der Saugniere (33) sich vom Übergang des Zuführkanals (9) in die Saugniere (33) zum Zuführkanalfernen Ende der Saugniere hin stetig bis auf Null verringert.

6. Pumpe nach einem der Ansprüche 1 bis 5, dadurch gekennzeichnet, daß eine weitere, vorzugsweise in Form und Erstreckung der Saugniere (33) entsprechende Aussparung (53) in der der Saugniere gegenüberliegenden Stirnwand der Arbeitskammer (3) vorgesehen ist, und daß vorzugsweise diese Aussparung (53) mit der Saugniere durch einen Kanal verbunden ist.

7. Pumpe nach einem der Ansprüche 1 bis 6, dadurch gekennzeichnet, daß der radial äußere Rand der Saugniere (33) und gegebenenfalls der Aussparung (53) auf dem Großteil der Länge dieser Saugniere im Bereich des äußeren Randes der Arbeitskammer (3) verläuft.

8. Pumpe nach einem der Ansprüche 1 bis 7, dadurch gekennzeichnet, daß das zwischen die Zweige (33a, 33b) der Saugniere (33) ragende Ende des Füllstücks (50) so abgeschrägt ist (Abschrägung 52), daß der radial innere Zweig (33b) einen sich entgegen der Drehrichtung erweiternden Einlauf hat.

Claims

1. Internal rotor gear oil pump for engines of motor vehicles and automatic motor vehicle gears with the following features:

a) The pump housing (1), holding the hollow wheel (4) and pinion (6) of the pump in a working chamber (3), is able to be flanged to the front side of the engine or respectively gear and has a passage (18) for an extension of the crankshaft or respectively the pinion drive shaft, which penetrates and drives the pinion (6) which is arranged coaxially to the shaft;

b) In the housing (1) a supply channel (9) runs to a suction pocket (33) which is hollowed out in at least one of the two end walls of the working chamber (3) of the pump;

c) In the housing (1), in addition, a removal channel (28, 29) for the conveyed oil runs from the working chamber (3) to a corresponding connection;

d) In the construction as engine oil pump, the supply channel (9) runs at least in its part close to the working chamber approximately in a normal plane to the rotation axis of the pump, and the direction of flow in the supply channel (9) approximately tangentially to the central circumference direction of the pump gears (4, 6) in the region of the suction pocket;

e) An approximately crescent-shaped filler (50) fills the majority of the space lying opposite the site of deepest mesh of teeth between the crown lines of the gears (4, 6) characterized in that the suction pocket (33) in the direction of rotation of the pump extends to close to the plane (51) containing the two gear axes (O, O'), preferably beyond these.

2. Pump according to Claim 1, characterized in that the suction pocket (33) extends 20 to 30°, preferably 25°, beyond the said plane (51).

3. Pump according to Claim 1 or 2, characterized in that the suction pocket (33) has both a branch (33a, 33b) running radially outside and running radially inside the filler (50).

4. Pump according to one of Claims 1 to 3, characterized in that the beginning of the pressure pocket (26) from the two ends of the suction pocket branches (33a, 33b) in circumferential direction has a spacing of approximately two gear divisions.

5. Pump according to one of Claims 1 to 4, characterized in that the cross-section of the suction pocket (33) constantly reduces to zero from the transition of the supply channel (9) into the suction pocket (33) towards the end of the suction pocket away from the supply channel.

6. Pompe according to one of Claims 1 to 5, characterized in that a further recess (53), preferably in the form and extent of the suction pocket (33), is provided in the end wall of the working chamber (3) lying opposite the suction pocket, and that preferably this recess (53) is connected with the suction pocket by a channel.

7. Pompe according to one of Claims 1 to 6, characterized in that the radially outer edge of the suction pocket (33) and if applicable of the recess (53) runs over the majority of the length of this suction pocket in the region of the outer edge of the working chamber (3).

8. Pompe according to one of Claims 1 to 7, characterized in that the end of the filler (50) projecting between the branches (33a, 33b) of the suction pocket is bevelled (bevel 52) such that the radially inner branch (33b) has a run-in which widens contrary to the direction of rotation.

Revendications

1. Pompe à huile à engrenages du type à roue mobile interne pour moteurs à combustion interne et transmissions automatiques de véhicules automobiles présentant les caractéristiques suivantes :

a) Le carter de pompe (1) abritant dans une chambre de travail (3) la roue à denture intérieure (4) et le pignon (6) de la pompe peut être bridé sur la face frontale du moteur et respectivement de la transmission et présente un passage (18) pour un prolongement du vilebrequin et respectivement de l'arbre moteur du pignon lequel traverse et entraîne le pignon (6) monté coaxialement par rapport à l'arbre ;

b) A l'intérieur du carter (1) s'étend un canal d'alimentation (9) menant à une chambre d'aspiration réniforme (33) évidée dans au moins l'une des deux parois frontales de la chambre de travail (3) de la pompe ;

c) De plus, le carter (1) comprend un canal d'évacuation (28, 29) pour l'huile refoulée, qui s'étend de la chambre de travail (3) à un raccord correspondant ;

d) Dans la version de pompe à huile pour moteurs, le canal d'alimentation (9) s'étend, du moins dans sa partie voisine de la chambre de travail, à peu près dans un plan perpendiculaire à l'axe de rotation de la pompe, et la direction d'écoulement dans le canal d'alimentation (9) est orientée approximativement tangentiellement à la direction circonférentielle moyenne des roues dentées (4, 6) de la pompe dans la région de la chambre d'aspiration réniforme ;

e) Un élément de remplissage (50), sensible-

ment en forme de croissant, remplit la majeure partie de l'espace entre les cercles de tête des roues dentées (4, 6), en face de l'endroit de l'engrènement le plus profond des dents,

5 caractérisée en ce que, dans le sens de rotation de la pompe, la chambre d'aspiration réniforme (33) s'étend jusqu'au voisinage du plan (51) contenant les deux axes de roues dentées (O, O') et, de préférence, au-delà de celui-ci.

10 2. Pompe selon la revendication 1, caractérisée en ce que la chambre d'aspiration réniforme (33) s'étend de 20 à 30°, de préférence 25°, au-delà du plan (51) précité.

15 3. Pompe selon l'une des revendications 1 ou 2, caractérisée en ce que la chambre d'aspiration réniforme (33) comprend des branches (33a, 33b) qui s'étendent aussi bien radialement à l'extérieur que radialement à l'intérieur de l'élément de remplissage (50).

20 4. Pompe selon l'une des revendications 1 à 3, caractérisée en ce que, dans la direction circonférentielle, le commencement de la chambre de compression réniforme (26) se trouve à une distance d'environ deux divisions d'engrenage des deux extrémités des branches de la chambre d'aspiration réniforme (33a, 33b).

25 5. Pompe selon l'une des revendications 1 à 4, caractérisée en ce que la section transversale de la chambre d'aspiration réniforme (33) diminue progressivement jusqu'à zéro entre le passage du canal d'alimentation (9) dans la chambre d'aspiration réniforme (33) et l'extrémité de ladite chambre d'aspiration éloignée du canal d'alimentation.

30 6. Pompe selon l'une des revendications 1 à 5, caractérisée en ce qu'un autre évidement (53), de préférence d'une forme et d'une extension analogue à la chambre d'aspiration réniforme (33), est prévu dans la paroi frontale de la chambre de travail (3) située en face de ladite chambre d'aspiration réniforme ; et que cet évidement (53) est, de préférence, relié par un canal à la chambre d'aspiration réniforme.

35 7. Pompe selon l'une des revendications 1 à 6, caractérisée en ce que le bord radialement extérieur de la chambre d'aspiration réniforme (33) et le cas échéant de l'évidement (53) s'étend, sur la plus grande partie de la longueur de cette chambre d'aspiration réniforme, dans la région du bord extérieur de la chambre de travail (3).

40 8. Pompe selon l'une des revendications 1 à 7, caractérisée en ce que l'extrémité de l'élément de remplissage (50) dépassant entre les branches (33a, 33b) de la chambre d'aspiration réniforme (33) est chanfreinée de telle façon (chanfrein 52) que la branche radialement intérieure (33b) présente une entrée qui s'élargit dans le sens opposé au sens de rotation.

60

65

7

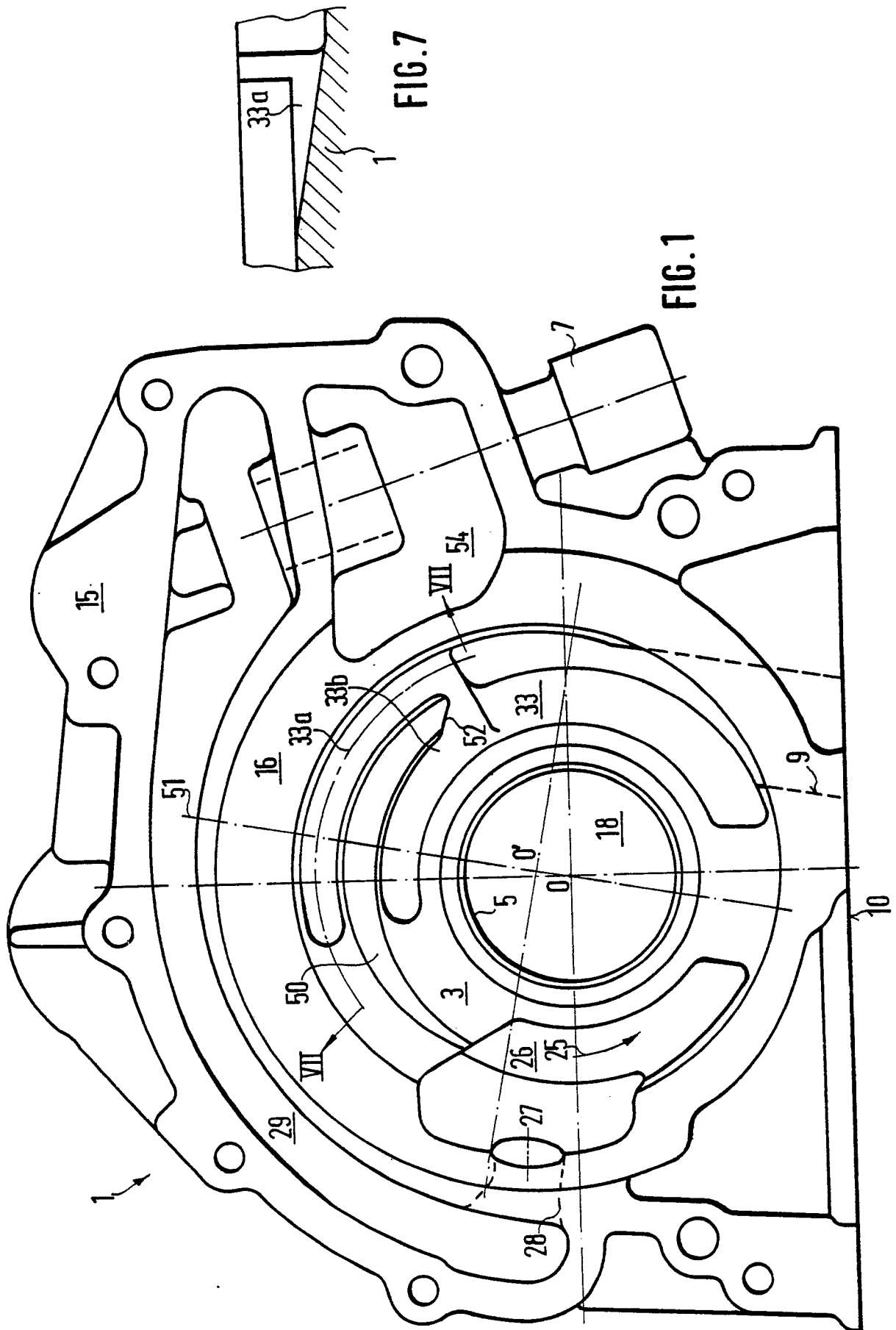
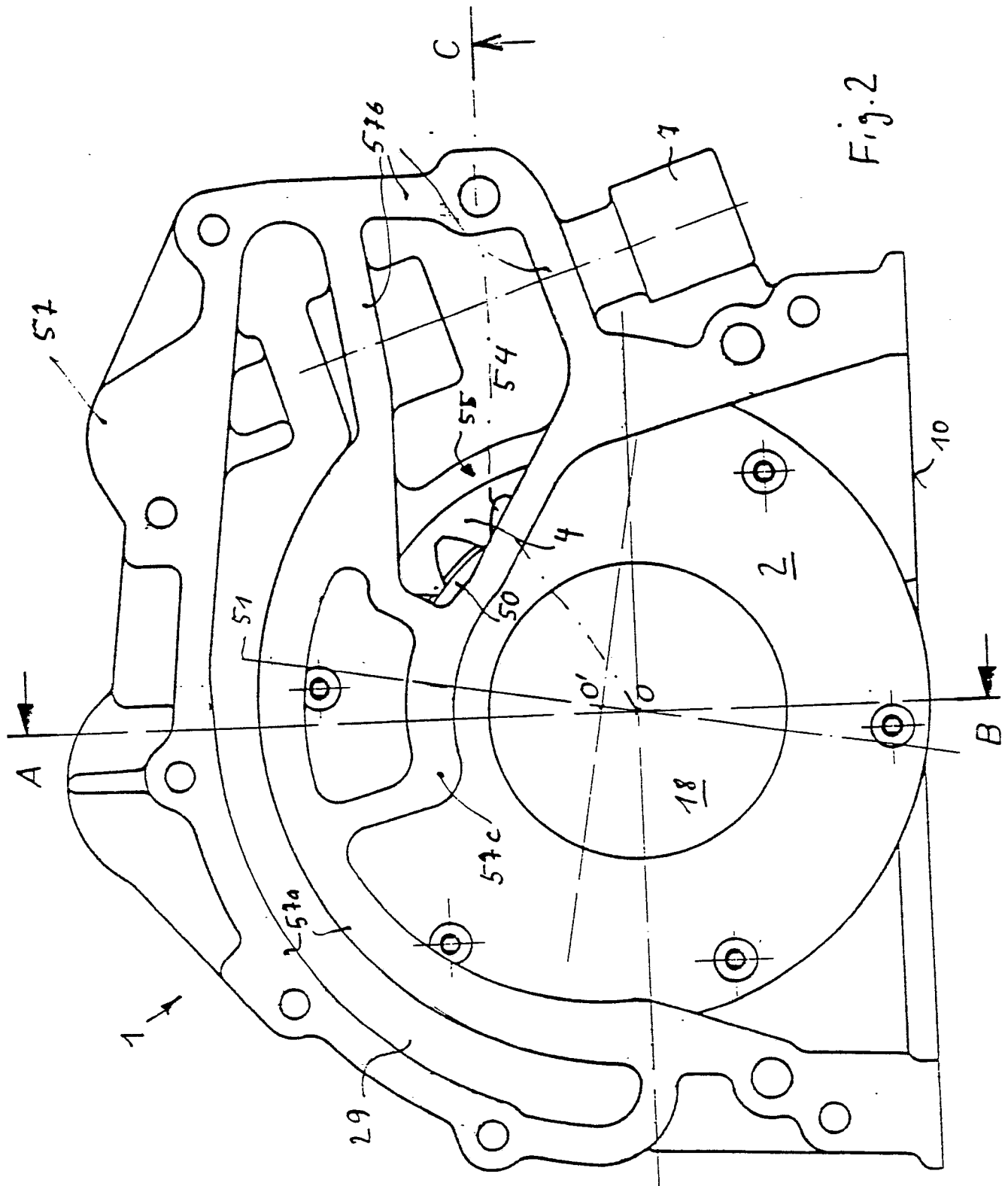


FIG. 7

FIG. 1



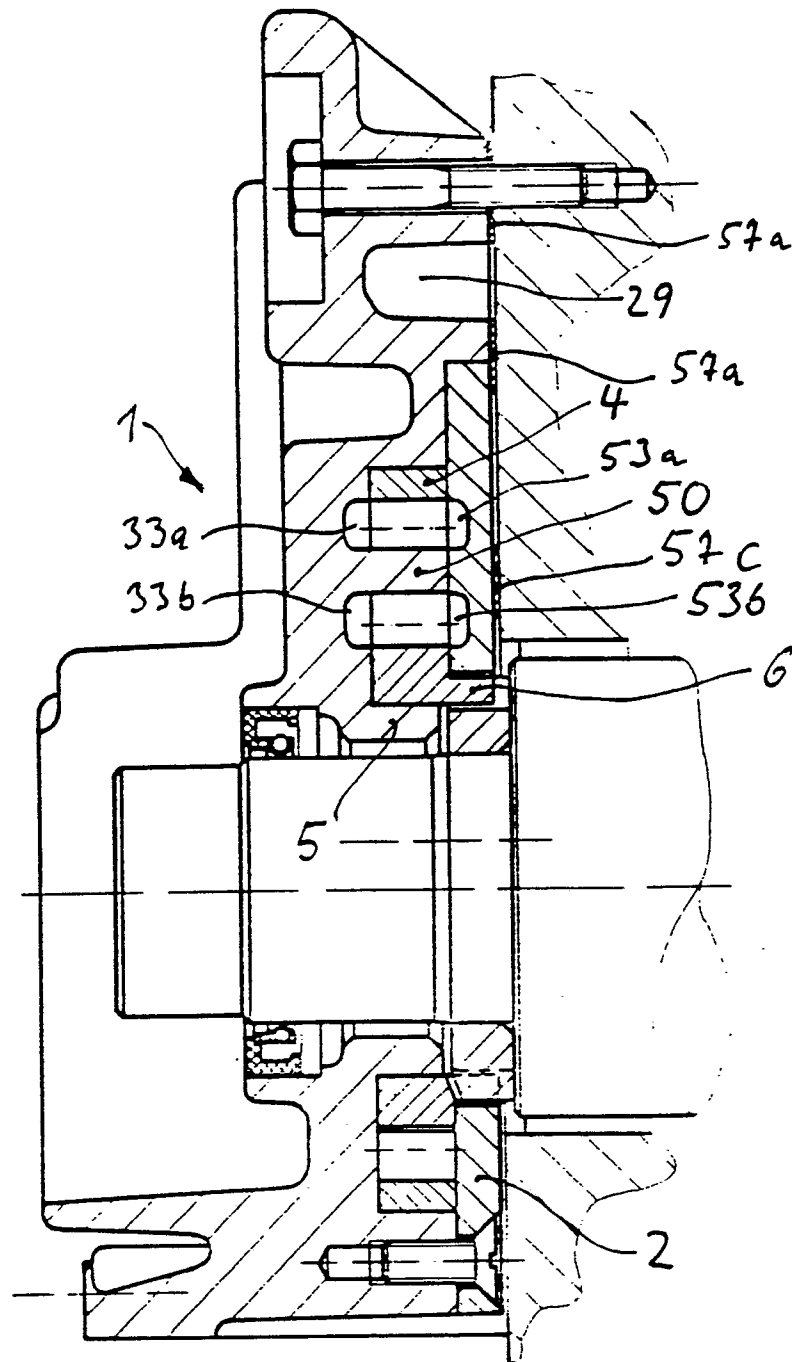


Fig.3

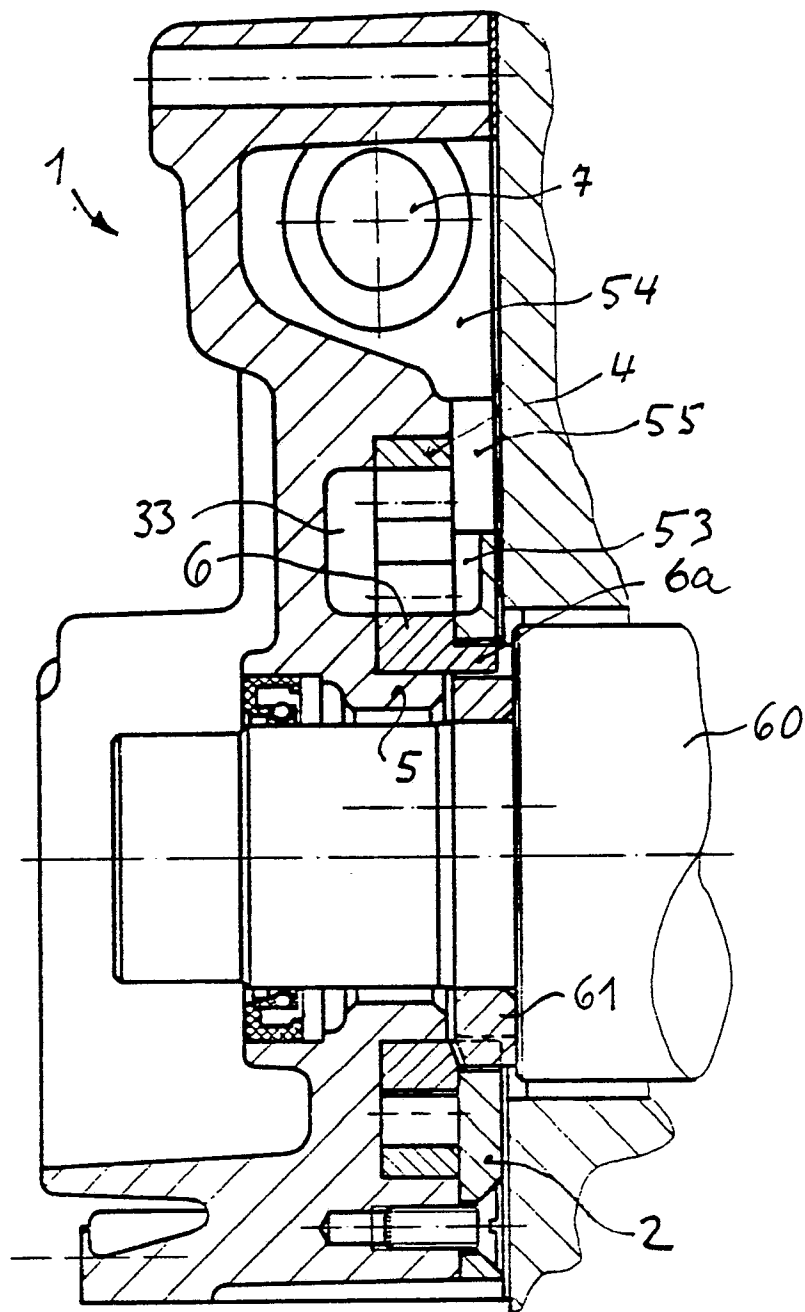


Fig. 4

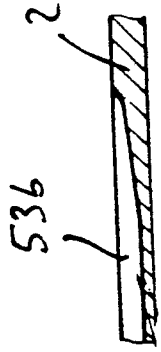


Fig. 6

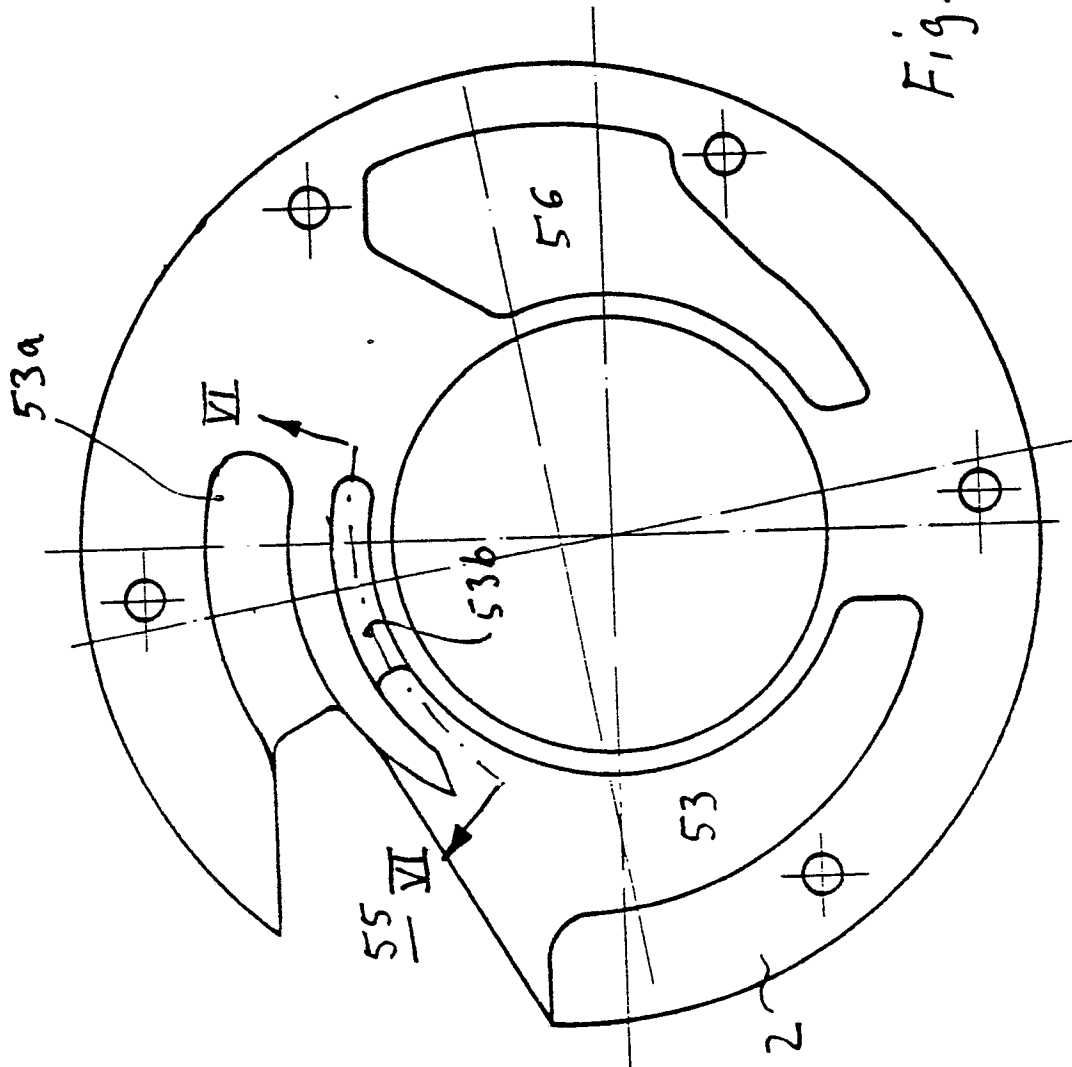


Fig. 5