



(19)
Bundesrepublik Deutschland
Deutsches Patent- und Markenamt

(10) **DE 10 2004 055 710 B3** 2006.07.06

(12)

Patentschrift

(21) Aktenzeichen: **10 2004 055 710.1**
(22) Anmeldetag: **18.11.2004**
(43) Offenlegungstag: –
(45) Veröffentlichungstag
der Patenterteilung: **06.07.2006**

(51) Int Cl.⁸: **B62D 5/097 (2006.01)**
F04C 2/10 (2006.01)

Innerhalb von drei Monaten nach Veröffentlichung der Patenterteilung kann nach § 59 Patentgesetz gegen das Patent Einspruch erhoben werden. Der Einspruch ist schriftlich zu erklären und zu begründen. Innerhalb der Einspruchsfrist ist eine Einspruchsgebühr in Höhe von 200 Euro zu entrichten (§ 6 Patentkostengesetz in Verbindung mit der Anlage zu § 2 Abs. 2 Patentkostengesetz).

(73) Patentinhaber:
**Bosch Rexroth Aktiengesellschaft, 70184
Stuttgart, DE**

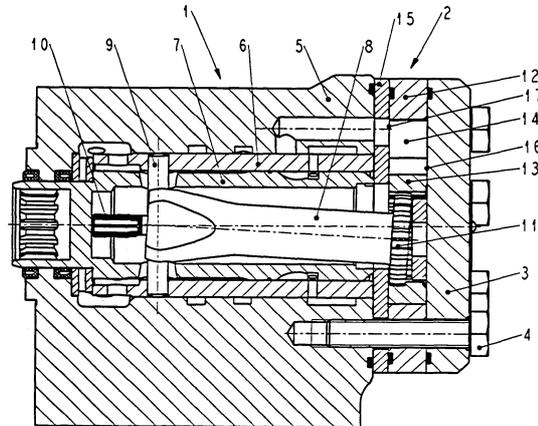
(74) Vertreter:
Jaap, R., Pat.-Anw., 19370 Parchim

(72) Erfinder:
**Bergmann, Erhard, Dr., 19079 Banzkow, DE; Voß,
Gerhard, 19370 Parchim, DE; Krauß, Steffen,
19370 Parchim, DE**

(56) Für die Beurteilung der Patentfähigkeit in Betracht
gezogene Druckschriften:
DE 26 06 172 C2
DD 99 758
EP 13 65 151 A1

(54) Bezeichnung: **Verdrängereinheit für eine hydraulische Lenkeinrichtung**

(57) Zusammenfassung: Zur Verbesserung der inneren Dichtigkeit bei einer gleichzeitigen Erhaltung der Leichtgängigkeit wird eine Verdrängereinheit (2) für eine hydraulische Lenkeinrichtung vorgeschlagen, deren deckelseitiger radialer Dichtspalt (16) in bekannter Weise verschlossen ist. Dazu wird im gegenüberliegenden gehäuseseitigen radialen Dichtspalt (17) eine Ausgleichsnut (22) vorgesehen. Diese Ausgleichsnut (22) ist über mindestens einen Ausgleichskanal (23) mit dem druckführenden Bereich der Verdrängereinheit (2) verbunden.



Beschreibung

[0001] Die Erfindung bezieht sich auf eine Verdrängereinheit nach dem Oberbegriff des Anspruchs 1. Derartige Verdrängereinheiten werden in hydraulischen Lenkeinrichtungen zur Dosierung eines Lenkölstromes eingesetzt.

Stand der Technik

[0002] Eine solche Lenkeinrichtung ist beispielsweise in der DD 99 758 beschrieben. Dabei ist die Verdrängereinheit stirnseitig an einem Gehäuse angeflanscht, das zu einer Drehschiebersteuereinheit gehört. Die Drehschiebersteuereinheit besteht weiterhin aus einer mit Spiel im Gehäuse eingepassten Steuerhülse und einem in der Steuerhülse laufenden Steuerkolben, die beide gegen die Kraft einer Feder relativ und begrenzt zueinander drehbar sind. Der innenliegende Steuerkolben ist drehfest mit einem Handrad und die außenliegende Steuerhülse ist drehfest über eine Antriebswelle mit einem Läuferzahnrad der Verdrängereinheit verbunden. Das Gehäuse, die Steuerhülse und der Steuerkolben besitzen in einer bestimmten Anordnung zueinander ausgerichtete axiale und radiale Steuernuten und Steuerbohrungen, die die Verdrängereinheit saugseitig mit einer Versorgungspumpe und druckseitig mit einem Lenkzylinder verbinden. Außerdem besteht über diese Drehschiebersteuereinheit eine Verbindung zwischen der Ablaufseite des Lenkzylinders und dem Versorgungstank.

[0003] Die Verdrängereinheit für eine solche Lenkeinrichtung arbeitet in der Regel nach dem Gerotorprinzip und besteht daher aus einem feststehenden Außenring mit einer Innenverzahnung und einem im Inneren des Außenringes angeordneten und mit dem Außenring kämmenden Läuferzahnrad mit einer Außenverzahnung. Dabei besitzt die Innenverzahnung des Außenringes einen Zahn mehr als die Außenverzahnung des Läuferzahnrades, sodass das Läuferzahnrad eine Drehbewegung um die eigene Achse und eine Pendelbewegung um die Achse des Außenringes vollziehen kann, wobei beide Bewegungen überlagert sind. Durch die unterschiedlichen Zähnezahlen des feststehenden Außenringes und des umlaufenden Läuferzahnrades bilden sich volumenveränderliche Kammern, die axial nach außen mit einem Deckel und axial nach innen mit einer Zwischenscheibe abgeschlossen sind. Diese volumenveränderlichen Kammern vergrößern oder verkleinern sich mit der Bewegung des Läuferzahnrades und werden so wechselweise zu Saug- oder Druckkammern. Diese Saug- und Druckkammern sind dann mit der Drehschiebersteuereinheit verbunden.

[0004] Dem konstruktiv bedingten axialen Spiel zwischen dem Läuferzahnrad und der inneren Zwischenscheibe einerseits und dem äußeren Deckel

andererseits kommt nun eine besondere Bedeutung zu. So ist dieses Spiel zum einen so groß zu wählen, dass die Reibung zwischen den sich drehenden Teilen gering bleibt und sich dadurch die Drehschiebersteuereinheit auch leicht betätigen lässt. Damit wird auch gleichzeitig der Notlenkbetrieb gewährleistet. Andererseits muss das Spiel so eng gewählt werden, damit zwischen den druckführenden Kammern der Verdrängereinheit und den zum Versorgungstank führenden Ablaufkanälen der Lenkeinrichtung nur ein geringer Leckölstrom fließen kann. Es hat sich nun herausgestellt, dass der sich einstellende Leckölstrom auch bei einem kleinstmöglichen Spiel noch so groß ist, dass bei einer während der Lenkbewegung von außen auf den Lenkzylinder einwirkenden Kraft ein Schlupf zwischen der Verdrängereinheit und der Drehschiebersteuereinheit auftritt, durch den die Zuordnung der Stellung des Handrades zur Stellung der gelenkten Räder verloren geht. Das wirkt sich nachteilig auf den Lenkkomfort aus.

[0005] Aus der DE 26 06 172 C2 ist dazu eine Lösung bekannt, bei der der radiale Dichtspalt zwischen dem Läuferzahnrad und dem Deckel durch einen axialen Dichtring verschlossen wird, wodurch sich an der äußeren Stirnseite des Läuferzahnrades eine druckbelastete Ringfläche ausbildet. Auf der inneren Stirnseite des Läuferzahnrades und zwar im Spitzenbereich der Zähne sind zusätzliche, für jeden Zahn zwei als Druckkammern wirkende Vertiefungen vorgesehen, die durch einen radialen Dichtsteg voneinander getrennt sind. Dabei bildet jede Vertiefung eine druckbelastete Einzelfläche aus. Da beide Seiten des Läuferzahnrades in diesen Bereichen über das funktionelle Spiel zwischen dem Ringstück und dem Läuferzahnrad druckausgeglichen sind, ergeben sich an beiden Stirnseiten Kräfte, die im selben Verhältnis gegeneinander auf das Läuferzahnrad wirken, wie sich die druckwirksamen Flächen beiderseits des Läuferzahnrades gegenüber stehen. Im Ergebnis dessen stellt sich ein ausgewogeneres Kräfteverhältnis am Läuferzahnrad ein, der den Forderungen nach einer sich in Grenzen haltenden inneren Dichtheit und einer ausreichenden Leichtgängigkeit näher kommt.

[0006] Diese Verdrängereinheit hat aber auch Nachteile. So können die Vertiefungen flächenmäßig nur relativ klein ausgeführt werden, weil die für die Abdichtung der volumenveränderlichen Kammern untereinander notwendigen Dichtstege zwischen den Vertiefungen eine größere Fläche beanspruchen. Andererseits kann der Dichtring auf der deckelseitigen Stirnfläche des Läuferzahnrades nicht größer gewählt werden, weil der Dichtring sonst in den Bereich der Zahnlücken eingreifen und seine Dichtfunktion einbüßen würde. Das alles führt zu einem stark ungleichen Flächenverhältnis beider Stirnflächen und damit weiterhin zu einer relativ starken, auf den inneren Dichtspalt gerichteten Anpresskraft. Das beein-

trächtigt die Leichtgängigkeit der Drehschiebersteuereinheit, was im schlimmsten Fall einen Notlenkbetrieb unmöglich macht. Das verschlechtert dann obendrein die Fahrsicherheit. Nachteilig ist auch der Belastungsverlauf der auf das Läuferzahnrad wirkenden Kräfte. So wirken die beiderseitigen Kräfte nicht in den gleichen axialen Ebenen, sodass die beiderseitigen Druckflächen am Läuferzahnrad ungleichmäßig belastet werden. Das führt zu Verspannungen am Läuferzahnrad und beeinträchtigt wieder die Lauffreiheit und damit die Leichtgängigkeit der Drehschiebersteuereinheit. Außerdem unterliegt der stirnseitige Dichtring wegen der stets wechselnden Drehrichtung einem erhöhten Verschleiß, sodass die Lenkeinrichtung nur eine sehr geringe Lebensdauer aufweist. Das beeinträchtigt die Dichtfunktion und führt zu erhöhten Reparaturkosten. Auch ist die Herstellung relativ aufwendig und damit teuer, weil die Bearbeitungsvorgänge für die Vertiefungen an den Zahnköpfen sich nicht zusammen mit den herkömmlichen Bearbeitungsvorgängen automatisieren lassen.

[0007] In der EP 1 365 151 A1 ist ein weiterer Gerotormotor beschreiben, der mit einer vergleichbaren Verdrängereinheit ausgestattet ist. An Stelle eines Drehschiebersteuerventils besitzt dieser Gerotormotor eine Steuerscheibe. Zur Abdichtung der Verdrängereinheit nach außen weist der Gerotormotor eine zweiteilige Dichtplatte auf, die unter anderem von einem höheren Druck beaufschlagt wird. Damit drückt sich diese Dichtplatte axial gegen die Verdrängereinheit und verringert den entsprechenden Dichtspalt. Dadurch verbessert sich der volumetrische Wirkungsgrad, gleichzeitig erhöhen sich aber die mechanischen Reibungskräfte am laufenden Läuferzahnrad. Das führt zu einer Schwergängigkeit am Läuferzahnrad, die bei einer Lenkeinrichtung nicht geduldet werden kann.

Aufgabenstellung

[0008] Der Erfindung liegt daher die Aufgabe zu Grunde, die druckwirksamen Flächen an der inneren Stirnfläche des Läuferzahnades einer gattungsgemäßen Verdrängereinheit für eine hydraulische Lenkeinrichtung zu vergrößern und gleichzeitig die Fertigung zu vereinfachen.

[0009] Diese Aufgabe wird dadurch gelöst, dass im gehäuseseitigen radialen Dichtspalt eine Ausgleichsnut vorgesehen ist, die über mindestens einen Ausgleichskanal mit einem druckführenden Bereich der Verdrängereinheit verbunden ist. Zweckmäßige Ausgestaltungen ergeben sich aus den Unteransprüchen 2 bis 4.

[0010] Die neue Verdrängereinheit beseitigt die genannten Nachteile des Standes der Technik. Dabei liegt der besondere Vorteil darin, dass die innere Dichtheit verbessert und damit ein Schlupf der Ver-

drängereinheit beim Auftreten einer äußeren Belastung am Lenkzylinder, wie sie beispielsweise beim Lenken gegen den Anschlag auftritt, weitestgehend vermieden wird. Dabei wird die Reibung der drehenden Teile der Lenkeinheit gering gehalten, sodass eine notwendige Leichtgängigkeit aufrechterhalten bleibt. Vorteile bringt die Ausgleichsnut auch durch ihre einzig mögliche Anordnung zwischen dem axialen Durchbruch und dem Grund der Zähne des Läuferzahnades. Damit liegen die sich entwickelnden Kräfte zu beiden Seiten des Läuferzahnades etwa in der gleichen axialen Ebene. Damit wird das Entstehen von Kraftmomenten vermieden, die zu Spannungen im Läuferzahnrad und damit zum Verklemmen der drehenden Teile der Verdrängereinheit führen würden.

[0011] Es ist aus fertigungsbedingten Gründen von Vorteil, wenn die Ausgleichsnut und die Ausgleichskanäle im Läuferzahnrad angeordnet sind und dass die Ausgleichskanäle mit dem deckelseitigen radialen Dichtspalt verbunden sind. Denkbar sind aber auch andere konstruktive Varianten, die den gleichen Zweck erfüllen. So kann die Ausgleichsnut auch in der Zwischenscheibe eingebracht sein. Außerdem können die Ausgleichskanäle auch in einer von der Achse abweichenden Richtung angeordnet sein und beispielsweise an Stelle mit dem deckelseitigen radialen Dichtspalt direkt mit den druckführenden volumenveränderlichen Kammern der Verdrängereinheit verbunden sein.

[0012] Es ist aus fertigungstechnischen Gründen auch von Vorteil, wenn der deckelseitige radiale Dichtspalt durch ein Dichtstück verschlossen wird, das zweckmäßiger Weise dichtend in der axialen Durchbruchöffnung des Läuferzahnades eingepasst ist.

Ausführungsbeispiel

[0013] Die Erfindung soll anhand eines Ausführungsbeispiels näher erläutert werden. Dazu zeigen:

[0014] [Fig. 1](#): eine Schnittdarstellung einer hydraulischen Lenkeinrichtung,

[0015] [Fig. 2](#): eine Seitenansicht der Verdrängereinheit,

[0016] [Fig. 3](#): eine Schnittdarstellung der Verdrängereinheit,

[0017] [Fig. 4](#): eine Seitenansicht der Verdrängereinheit in einer anderen Ausführungsform und

[0018] [Fig. 5](#): eine Schnittdarstellung der Verdrängereinheit in der anderen Ausführungsform.

[0019] Nach der [Fig. 1](#) besteht die hydraulische Lenkeinrichtung in der Hauptsache aus einem Drehschiebersteuerventil **1** und einer nach dem Gerotorprinzip arbeitenden Verdrängereinheit **2**. Dabei ist die Verdrängereinheit **2** mit Hilfe eines Deckels **3** und sieben Befestigungsschrauben **4** stirnseitig an einem Gehäuse **5** des Drehschiebersteuerventils **1** angeflanscht.

[0020] Das Drehschiebersteuerventil **1** besteht weiterhin aus einer äußeren, im Gehäuse **5** mit Spiel eingepassten Steuerhülse **6** und einem inneren, in der Steuerhülse **6** laufenden Steuerkolben **7**. Der innen liegende Steuerkolben **7** des Drehschiebersteuerventils **1** hat einerseits eine drehfeste Verbindung mit einem nicht dargestellten Handrad. Innerhalb des Steuerkolbens **7** befindet sich eine Antriebswelle **8**, die einerseits über einen, den Steuerkolben **7** durchdringenden Stift **9** mit der äußeren Steuerhülse **6** verbunden ist.

[0021] Dieser Stift **9** begrenzt im Zusammenspiel mit einer vergrößerten Bohrung im inneren Steuerkolben **7** den Verdrehwinkel zwischen der Steuerhülse **6** und dem Steuerkolben **7**. Die Steuerhülse **6** und der Steuerkolben **7** stützen sich gegenseitig innerhalb des begrenzten Verdrehwinkels durch ein radial angeordnetes Federelement **10** ab. Die Antriebswelle **8** weist andererseits ein balliges Zahnradprofil **11** für eine mechanische Verbindung der Verdrängereinheit **2** auf. Das Gehäuse **5** sowie die Steuerhülse **6** und der Steuerkolben **7** des Drehschiebersteuerventils **1** sind mit mehreren radialen und axialen Kanälen ausgestattet, welche die Verdrängereinheit **2** saugseitig mit einer hydraulischen Versorgungseinrichtung und druckseitig mit einem hydraulischen Lenkzylinder verbinden. Außerdem verbinden die radialen und axialen Kanäle der Drehsteuereinheit **1** den Lenkzylinder ablaufseitig mit einem Versorgungstank.

[0022] Diese Verdrängereinheit **2** besteht, wie auch die [Fig. 2](#) und [Fig. 4](#) zeigen, aus einem Außenring **12** mit inneren Zähnen und einem innen liegenden Läuferzahnrad **13** mit äußeren Zähnen. Dabei ist der Außenring **12** mit einem Zahn mehr ausgestattet als das Läuferzahnrad **13** Zähne hat. Im vorliegenden Ausführungsbeispiel weist der Außenring **12** sieben Zähne und das Läuferzahnrad **13** sechs Zähne auf. Durch die unterschiedliche Zahl der Zähne ergeben sich zwischen dem Drehmittelpunkt des Außenringes **12** und dem Drehmittelpunkt des Läuferzahnrades **13** eine vorbestimmte Exzentrizität und damit zwischen den Zähnen des Außenringes **12** und den Zähnen des Läuferzahnrades **13** sieben volumenveränderliche Kammern **14**. Dabei unterteilen sich die sieben volumenveränderlichen Kammern **14** der Verdrängereinheit **2** in drei nebeneinander liegende und größer werdende Saugkammern und drei ebenfalls nebeneinander liegende und kleiner werdende Druckkam-

mern. Zwischen den drei Saugkammern und den drei Druckkammern liegt eine druckneutrale Kammer.

[0023] Axial begrenzt werden diese volumenveränderlichen Kammern **14** nach außen durch den Deckel **3** und nach innen durch eine Zwischenscheibe **15**. Dadurch ergibt sich ein äußerer radialer Dichtspalt **16** zwischen der äußeren Stirnfläche des Läuferzahnrades **13** und der Innenfläche des Deckels **3**, der sich von den volumenveränderlichen Kammern **14** bis in den Bereich des Zahnradprofils **11** der Antriebswelle **8** erstreckt und der über das Innere der Drehschiebersteuereinheit **1** mit dem zum Versorgungstank führenden Ablauf verbunden ist. Über diesen äußeren radialen Dichtspalt **16** kann Lecköl fließen. Ein innerer radialer Dichtspalt **17** erstreckt sich zwischen der inneren Stirnfläche des Läuferzahnrades **13** und der Innenfläche der Zwischenscheibe **15**, der ebenfalls über das Innere der Drehschiebersteuereinheit **1** mit dem zum Versorgungstank führenden Ablauf verbunden ist. Hierüber kann ein weiterer Leckölstrom fließen.

[0024] Zur Verringerung des in den Versorgungstank fließenden Leckölstromes befindet sich im deckelseitigen radialen Dichtspalt **16** ein Dichtelement, das in einer ersten Ausführungsform gemäß der [Fig. 2](#) und [Fig. 3](#) aus einer Ringnut **18** mit einem radialen Gleitdichtring **19** besteht. Dabei ist die Ringnut **18** im Läuferzahnrad **13** und zwar im radialen Bereich zwischen dem axialen Durchbruch im Läuferzahnrad **13** und dem Grund der Zahnluken des Läuferzahnrades **13** eingebracht. In einer zweiten Ausführungsform besteht das Dichtelement gemäß der [Fig. 4](#) und [Fig. 5](#) aus einem Dichtstück **20**, das in den axialen Durchbruch des Läuferzahnrades **13** eingepasst ist. An seinem Umfang besitzt das Dichtstück **20** eine Umfangsnut mit einem axialen Dichtring **21**, der an der inneren Umfangsfläche des axialen Durchbruchs im Läuferzahnrad **13** anliegt.

[0025] Mit diesen alternativen Dichtelementen, dem Gleitdichtring **19** oder dem Dichtstück **20**, ist ein möglicher Leckölstrom vom deckelseitigen radialen Dichtspalt **16** in den axialen Bereich der Verdrängereinheit **2** unterbrochen. Das Lecköl aus der Verdrängereinheit **2** fließt jetzt ausschließlich aber verstärkt über den gehäuseseitigen radialen Dichtspalt **17** zur Drehschiebersteuereinheit **1** und von dort zum Versorgungstank. Dabei hat der fließende Leckölstrom Durchflusswiderstände zu überwinden, die im Bereich des radialen Dichtspaltes **17** einen Druckabfall bewirken. Mit den beidseitig unterschiedlichen Drücken und den relativ großen Druckflächen zu beiden Seiten des Läuferzahnrades **13** überwiegt der auf die deckelseitige Stirnfläche des Läuferzahnrades **13**, sodass eine erheblich größere Kraft das Läuferzahnrad **13** von außen belastet und es an die Zwischenscheibe **15** drückt. Zur Verminderung der sich daraus ergebenden negativen Wirkungen ist das Läuferzahn-

rad **13** an seiner gehäuseseitigen Stirnfläche mit einer Ausgleichsnut **22** ausgestattet, die im radialen Bereich zwischen dem axialen Durchbruch des Läuferzahnrad **13** und dem Grund der Zahnluken angeordnet ist. Diese Ausgleichsnut **22** ist über mindestens zwei axiale Ausgleichskanäle **23** mit dem druckführenden Teil des äußeren Dichtspaltes **16** auf der Deckelseite der Verdrängereinheit **2** verbunden und schafft so eine ringförmige Druckausgleichsfläche innerhalb der Ausgleichsnut **22**. Vorzugsweise sind die axialen Ausgleichskanäle **23** als Durchgangsbohrungen ausgeführt. Mit den ausgeglichenen Drücken beiderseits des Läuferzahnrad **13** und der zusätzlichen Druckausgleichsfläche innerhalb der Ausgleichsnut **22** verringert sich das in Richtung zur Zwischenscheibe **15** gerichtete Kräfteverhältnis im erforderlichen Maße.

Bezugszeichenliste

1	Drehschiebersteuerventil
2	Verdrängereinheit
3	Deckel
4	Befestigungsschraube
5	Gehäuse
6	Steuerhülse
7	Steuerkolben
8	Antriebswelle
9	Stift
10	Federelement
11	Zahnnabenprofil
12	Außenring
13	Läuferzahnrad
14	volumenveränderliche Kammer
15	Zwischenscheibe
16	radialer Dichtspalt am Deckel
17	radialer Dichtspalt an der Zwischenscheibe
18	Ringnut
19	radialer Gleitdichtring
20	Dichtstück
21	axialer Dichtring
22	Ausgleichsnut
23	axialer Ausgleichskanal

Patentansprüche

1. Verdrängereinheit für eine hydraulische Lenkeinrichtung, bestehend aus einem festen Außenring (**12**) mit einer Innenverzahnung und einem mechanisch angetrieben und im Inneren des Außenringes (**12**) angeordneten, einen Zahn weniger aufweisenden Läuferzahnrad (**13**) mit einer Außenverzahnung, die beide (**12**, **13**) im Zusammenspiel mit einer Zwischenscheibe (**15**) und einem Deckel (**3**) mehrere mit einer Drehsteuereinheit (**1**) hydraulisch in Verbindung stehende volumenveränderliche Kammern (**14**) ausbilden, wobei das Läuferzahnrad (**13**) einerseits mit der Zwischenscheibe (**15**) einen radialen Dichtspalt (**17**) und andererseits mit dem Deckel (**3**) einen radialen Dichtspalt (**16**) ausbildet, **dadurch ge-**

kennzeichnet, dass der radiale Dichtspalt (**16**) mit einem radialen Dichtelement verschlossen ist und im gehäuseseitigen radialen Dichtspalt (**17**) eine Ausgleichsnut (**22**) vorgesehen ist, die über mindestens einen Ausgleichskanal (**23**) mit einem druckführenden Bereich der Verdrängereinheit (**2**) verbunden ist.

2. Verdrängereinheit nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, dass die Ausgleichsnut (**22**) und der mindestens eine Ausgleichskanal (**23**) im Läuferzahnrad (**13**) angeordnet sind, wobei der mindestens eine Ausgleichskanal (**23**) sich axial bis in den druckführenden Teil des deckelseitigen radialen Dichtspaltes (**16**) erstreckt.

3. Verdrängereinheit nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, dass das Dichtelement im deckelseitigen radialen Dichtspalt (**16**) ein Gleitdichtring (**19**) ist, der im Läuferzahnrad (**13**) angeordnet ist.

4. Verdrängereinheit nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, dass das Dichtelement im deckelseitigen radialen Dichtspalt (**16**) ein Dichtstück (**20**) ist, das in der axialen Durchbruchöffnung des Läuferzahnrad (**13**) eingepasst ist und das gegenüber dem Läuferzahnrad (**13**) durch einen axialen Dichtring (**21**) abgedichtet ist.

Es folgen 3 Blatt Zeichnungen

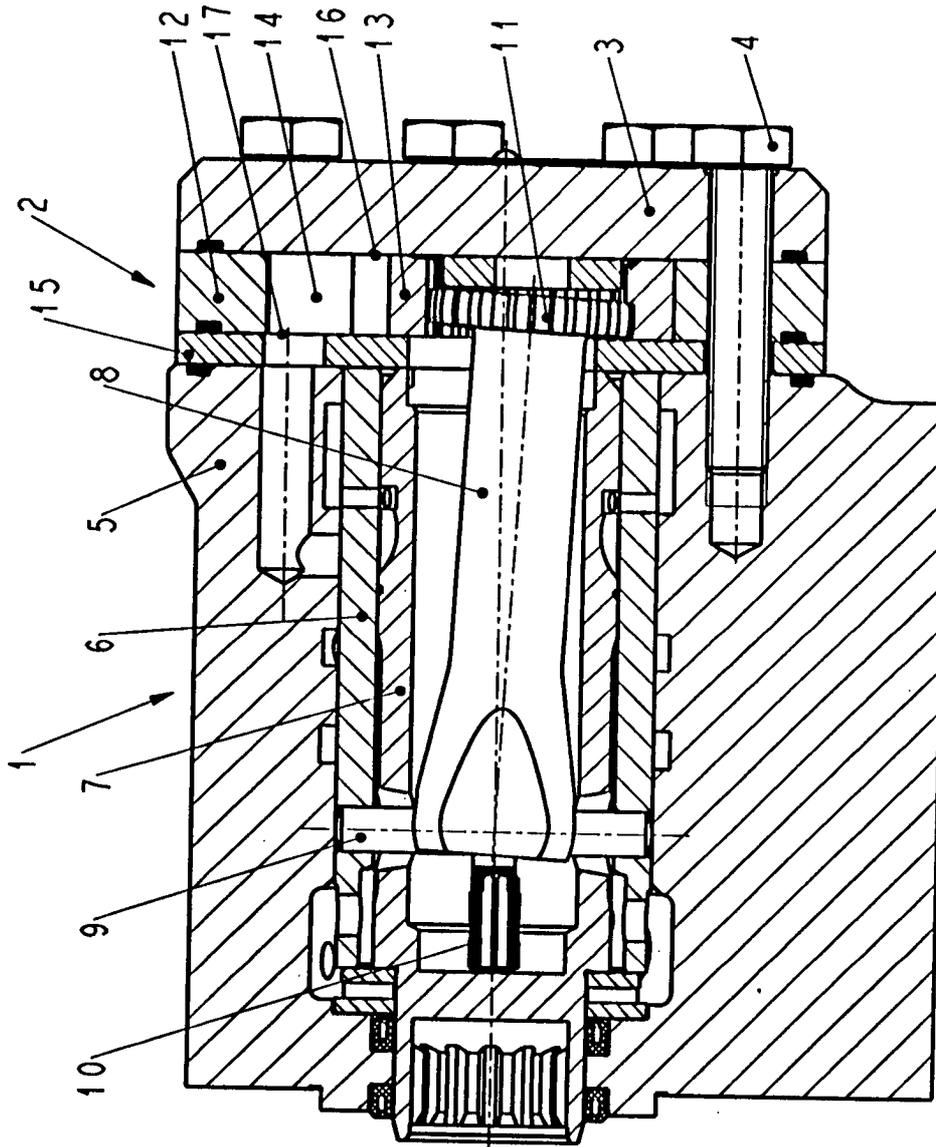


Fig.1

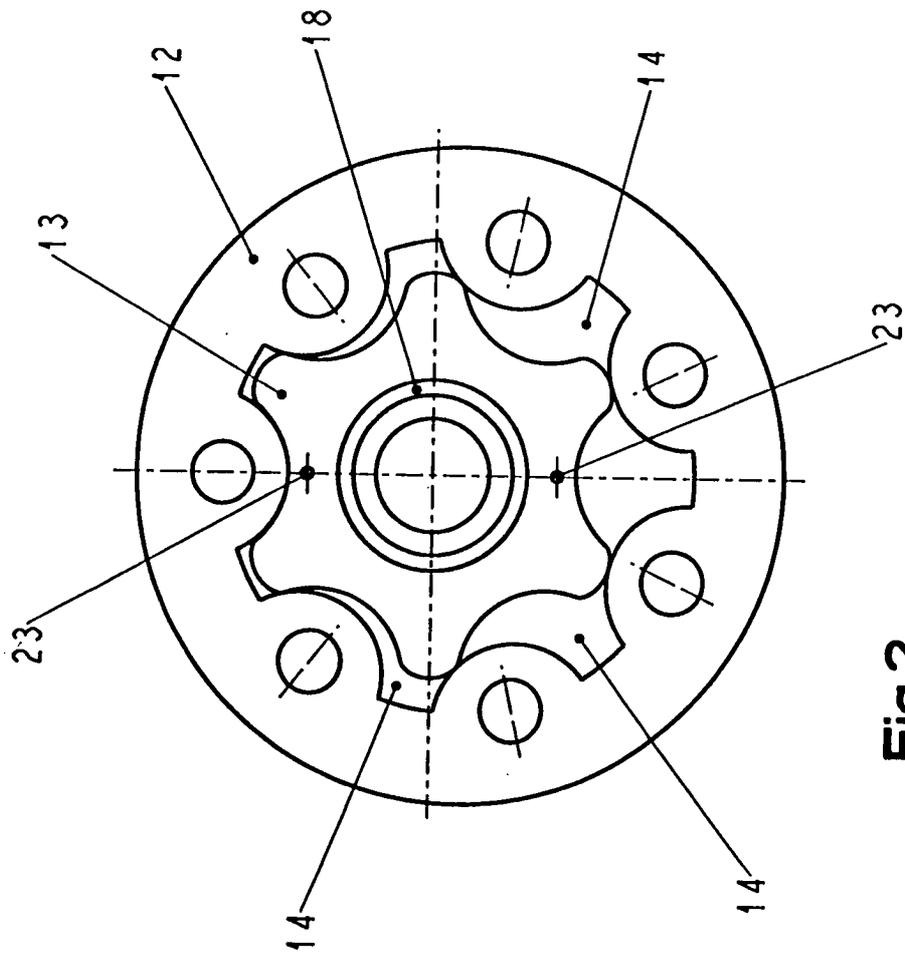


Fig. 2

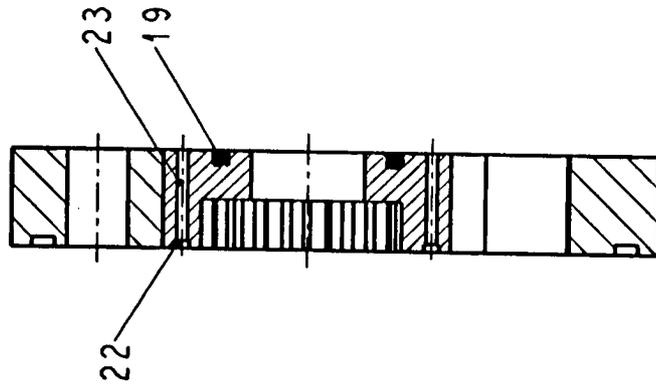


Fig. 3

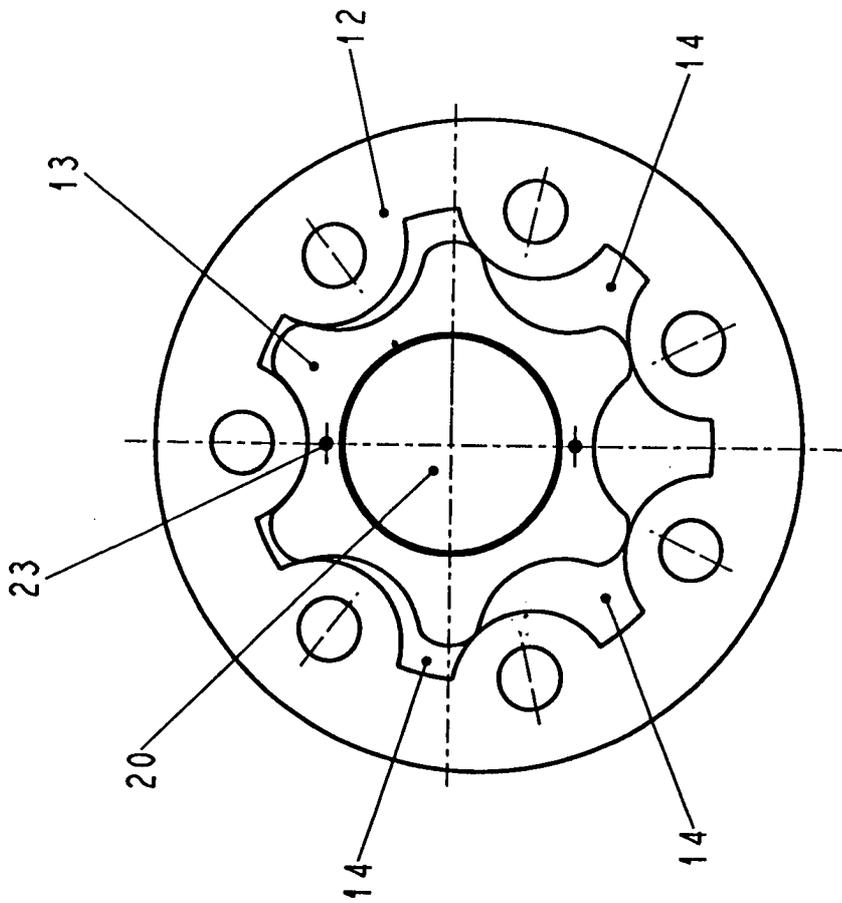


Fig. 4

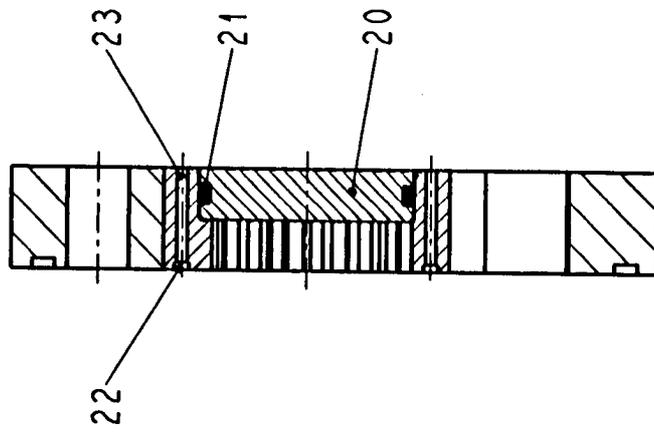


Fig. 5