



(10) **DE 10 2011 107 157 B4** 2013.02.28

(12)

## Patentschrift

(21) Aktenzeichen: **10 2011 107 157.5**  
(22) Anmeldetag: **14.07.2011**  
(43) Offenlegungstag: **17.01.2013**  
(45) Veröffentlichungstag  
der Patenterteilung: **28.02.2013**

(51) Int Cl.: **F04C 15/06 (2011.01)**

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. 1 Patentkostengesetz).

(73) Patentinhaber:  
**Geräte- und Pumpenbau GmbH Dr. Eugen  
Schmidt, 98673, Merbelsrod, DE**

(72) Erfinder:  
**Blechschildt, Andreas, 98544, Zella-Mehlis, DE**

(74) Vertreter:  
**Schmalz, Hans-Dieter, Dipl.-Ing. Dr.-Ing., 98574,  
Schmalkalden, DE**

(56) Für die Beurteilung der Patentfähigkeit in Betracht  
gezogene Druckschriften:

<b>DE</b>	<b>103 31 979</b>	<b>A1</b>
<b>DE</b>	<b>10 2008 054 758</b>	<b>A1</b>
<b>US</b>	<b>7 614 227</b>	<b>B2</b>

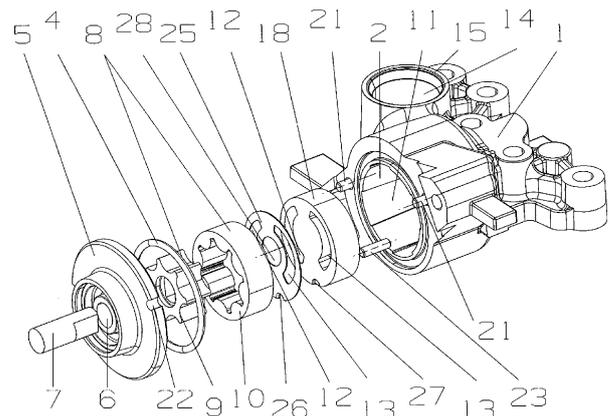
(54) Bezeichnung: **Zahnringpumpe**

(57) Zusammenfassung: Der Erfindung liegt die Aufgabe zugrunde eine Zahnringpumpe zu entwickeln, die bei im Außendurchmesser des Gehäuses klein bauenden Pumpenaggregaten eingesetzt werden kann, und die entsprechend des jeweiligen Kundenwunsches in den Steuerzeiten der Pumpe fertigungstechnisch einfach modifizierbar ist, und die auch bei Verwendung von sehr kostengünstigen Baugruppen, wie Pumpengehäusen aus Aluminium und Pumpenrädern aus Stahl, selbst unter den extremen Einsatzbedingungen einer Ölpumpe in Verbindung mit einem Verbrennungsmotor stets einen optimalen Axialspalt gewährleistet.

Die erfindungsgemäße Zahnringpumpe zeichnet sich insbesondere dadurch aus, dass das Pumpenlager (6) im Gehäuse (5) angeordnet ist und die drehfest mit dem Innenrotor (9) verbundene Antriebswelle (7) den Innenrotor (9) in Richtung der Stirnwand (3) des Arbeitsraumes (2) nicht überragt, und dass im Pumpengehäuse (1) zwischen dem Laufradsatz (8) und der Stirnwand (3) des Arbeitsraumes (2) verdrehsicher ein in Richtung der Antriebswelle (7) verschiebbar gelagerter Portträger (18) angeordnet ist, in dem sowohl eine Saugniere (12), wie auch eine Druckniere (13) angeordnet sind, welche beide jeweils voneinander getrennt den Portträger (18) über die gesamte Breite des Portträgers (18) durchdringen, wobei die Dicke des Portträgers (18) in etwa der Dicke des Laufradsatzes (8) entspricht, diese aber auch um bis zu 20% überragen kann, und der Wärmeausdehnungskoeffizient des Portträgers (18) etwa um 80% bis 120% über dem Wärmeausdehnungskoeffizienten des Pumpengehäuses (1) liegt.

Bei der Erfindung handelt es sich um eine Zahnringpumpe, insbesondere für den Einsatz in kleinen Pumpenaggregaten, die vorzugsweise elektromotorisch betrieben, als Bau-

kastenpumpen hergestellt und im Fahrzeug- und Motorenbau eingesetzt werden.



## Beschreibung

**[0001]** Die Erfindung betrifft eine Zahnringpumpe, insbesondere für den Einsatz in kleinen Pumpenagregaten, die vorzugsweise elektromotorisch betrieben als Baukastenpumpen hergestellt und im Fahrzeug- und Motorenbau eingesetzt werden.

**[0002]** Zahnringpumpen, beispielsweise in der Bauform von Gerotorpumpen werden im Fahrzeug- und Motorenbau unter anderem bei Verbrennungsmotoren als Kraftstoffpumpen oder als Ölpumpen eingesetzt.

**[0003]** Der in Gerotorpumpen eingesetzte Laufradsatz, besteht aus einem außenverzahnten Innenrotor und einem innenverzahnten Außenrotor, wobei der Innenrotor drehfest mit der Antriebswelle verbunden ist und weniger Zähne als der Außenrotor aufweist, und der Außenrotor drehbar in einer zylindrischen Kammer des Pumpengehäuses so gelagert ist, dass die Zähne des exzentrisch zum Außenrotor gelagerten Innenrotors bereichsweise mit den Zähnen des Außenrotors kämmen.

**[0004]** Im Druck- und Saugbereich des Laufradsatzes sind im Pumpengehäuse nierenförmige Pumpenkammern (Druck- und Saugnieren/n) angeordnet, welche über Anschlusskanäle direkt mit am Pumpengehäuse angeordneten Druck- und Sauganschlussleitungen in Verbindung stehen und gewährleisten, dass die zu pumpende Flüssigkeit von der Sauganschlussleitung über den Laufradsatz in Drückanschlussleitung gepresst wird.

**[0005]** In der US 7,614,227 B2 wird eine hydrostatische Antriebseinheit eines Rasentraktors, basierend auf einer Gerotorpumpe und einem Gerotormotor vorbeschrieben, bei der der Ölvolumenstrom von der Pumpe zum Hydromotor mittels eines Drehsteuerventils in der Ausführungsform einer Drehplatte geregelt wird.

**[0006]** Bei dieser in der US 7,614,227 B2 offenbarten Bauform ist zwischen der Drehplatte und dem Gerotormotor eine stationäre Lagerplatte angeordnet, in der mittig eine Lagerbohrung, zur drehbaren Lagerung der Motorwelle, angeordnet ist. Zudem sind in dieser Lagerplatte, im Bereich der Pumpenkammern des Gerotormotors, zwei nierenförmige Durchlassöffnungen angeordnet, so dass die Lagerplatte gleichzeitig die Aufgabe eines Leitkörpers übernimmt und in Verbindung mit den der Lagerplatte benachbarten Baugruppen, gemäß der in der US 7,614,227 B2 vorgestellten Lösung, eine Regelung des Fahrantriebes des Rasentraktors, d. h. eine Regelung seiner Geschwindigkeit und seiner Fahrtrichtung, gewährleistet werden kann.

**[0007]** Die in den Verbrennungsmotoren als Ölpumpen eingesetzten Gerotorpumpen dienen jedoch der Motorschmierung, welche z. B. bei Kraftfahrzeugen über einen Temperaturbereich von minus 40°C bis in den Bereich des Heißeerlaufbetriebs von ca. 160°C gewährleistet sein muss.

**[0008]** Da fast alle Pumpengehäuse aus Gründen der Kosten- und Gewichtsersparnis aus anderen Materialien gefertigt werden, wie die im jeweiligen Pumpengehäuse angeordnete Zahnradsätze, beispielsweise werden die Pumpengehäuse oftmals aus Aluminium-Druckguss und die Zahnradsätze aus Sinterstahl hergestellt, verändert sich über den großen Arbeitsbereich/Temperaturbereich von minus 40°C bis ca. 160°C, aufgrund der unterschiedlichen Wärmeausdehnungskoeffizienten von Aluminium und Stahl zwangsläufig auch das Axialspiel zwischen dem Zahnradsatz und dem Pumpengehäuse in Abhängigkeit von der jeweils aktuellen Betriebstemperatur.

**[0009]** Dabei treten bei niedrigen Betriebstemperaturen, infolge enger Spaltmaße, zumeist Reibungsverluste und bei hohen Betriebstemperaturen, infolge zu großer Spaltmaße, Verluste im volumetrischen Wirkungsgrad auf, die bis zu 50% bis 60% des für die jeweilige Zahnringpumpenanordnung günstigsten volumetrischen Wirkungsgrades betragen können.

**[0010]** Dabei sinkt der volumetrische Wirkungsgrad mit steigenden Temperaturen etwa linear ab.

**[0011]** Im Stand der Technik wurden daher die unterschiedlichsten Lösungen zur Optimierung des Axialspaltes/Axialspieles vorgeschlagen.

**[0012]** So ist aus der DE 103 31 979 A1 eine als Ölpumpe eingesetzte Zahnringpumpe bekannt, deren Axialspiel mit Hilfe von im Bereich der Schraubverbindungen zwischen dem Pumpendeckel und dem Pumpenflansch angeordneten Distanzelementen dadurch optimiert wird, dass diese Distanzelemente einen geringeren Wärmeausdehnungskoeffizienten aufweisen als der Pumpendeckel, der Pumpenflansch und/oder der Zahnradsatz.

**[0013]** Durch den Einbau derartiger Distanzelemente, beispielsweise aus Nickelstahl, verkleinert sich das Axialspiel bei hohen Temperaturen und vergrößert sich bei niedrigen Temperaturen.

**[0014]** Der Einbau derartiger Distanzelemente führt zu einer Erhöhung des volumetrischen Wirkungsgrades gegenüber herkömmlichen Pumpen aus Aluminium-Druckguss mit Zahnradätzen aus Stahl von bis zu 40 bis 50%, hat dabei jedoch den Nachteil, da die Distanzelemente zwangsläufig außerhalb des Pumpenrotor-Durchmessers und innerhalb des Pumpengehäuses angeordnet werden müssen, dass diese

Lösung eine wesentliche radiale Vergrößerung des Bauraumes der jeweiligen Pumpe erfordert.

**[0015]** Eine im Außendurchmesser kleiner bauende Bauform einer Zahnringpumpe ist aus der DE 10 2008 054 758 A1 bekannt. Bei dieser Bauform werden zur Axialspaltminimierung zwei miteinander verbundene, den Gerotor umgebende Gehäuseteile zusätzlich zur Verbindungskraft mittels geeigneter Federelemente gegeneinander verspannt.

**[0016]** Diese Lösung hat jedoch den Nachteil, dass aufgrund der unter Federvorspannung am Rotor anliegenden Bauteile zwangsläufig stirnseitig am Rotor Reibmomente auftreten, die hohe Wirkungsgradverluste zur Folge haben.

**[0017]** Gleichzeitig erhöht sich aufgrund der in den Pumpengehäuse integrierten Bau- und Funktionselemente, wie den Lagerstellen für die Antriebswelle, den im Pumpengehäuse anzuordnenden Saug- und Drucknieren und den zugehörigen Anschlusskanälen zwangsläufig mit kleiner werdender Baugröße der Fertigungs- und Montageaufwand.

**[0018]** Zudem beeinträchtigen mit kleiner werdender Baugröße die Spaltgeometrien überproportional den Wirkungsgrad.

**[0019]** Um nun, insbesondere mit kleiner werdender Baugröße, die Fertigungsgenauigkeit und damit den Fertigungsaufwand zu reduzieren, wurde im Stand der Technik vorgeschlagen diese Gehäuse insbesondere von kleinen Zahnringpumpen modular aufzubauen, d. h. aus mehreren Bauteilen zusammenzufügen.

**[0020]** Bei diesen Bauformen werden zwischen den benachbarten Bauteilen Elastdomerdichtungen zum Toleranzausgleich angeordnet.

**[0021]** Bei diesen Lösungen mit elastischem Toleranzausgleich treten beim Verspannen der benachbarten Bauteile zwangsläufig „Restspannungen“ auf, welche an den Stirnseiten des Laufradsatzes wiederum zu Reibmomenten führen.

**[0022]** Werden die benachbarten Bauteilen jedoch „gerade“ so verspannt, dass zwischen Ihnen noch toleranzbedingte Spalte verbleiben, dann treten mit zunehmender Betriebstemperatur am Laufradsatz stirnseitig Leckageverluste auf, die, wie bereits erläutert, den Wirkungsgrad bei den sehr klein bauenden Zahnringpumpen überproportional stark beeinträchtigen.

**[0023]** Um nun diese, entweder aus Leckageverlusten resultierenden, oder aus der „Verspannung“ der Elastdomerdichtungen gegen den Laufradsatz resultierenden Wirkungsgradverluste zu reduzieren, muss zur Axialspaltkompensation, insbesondere bei sehr

klein bauenden Zahnringpumpen, zwangsläufig die Fertigungsgenauigkeit und damit der Herstellungsaufwand überproportional erhöht werden.

**[0024]** Zur Axialspaltkompensation werden im Stand der Technik auch beidseitig dem Pumpenlaufradsatz benachbarte, axial verschiebbare Dichtplatten eingesetzt, auf deren dem Pumpenlaufradsatz abgewandten Seite von Elastdomerdichtungen umschlossene Hohlräume angeordnet sind, die dann im Betriebszustand der Pumpe druckbeaufschlagt werden.

**[0025]** Doch bei klein bauenden Zahnringpumpen ist gerade diese Lösung mit beidseitig des Pumpenlaufradsatzes benachbart angeordneten, axial verschiebbaren Dichtplatten nicht geeignet, um mit vertretbaren Fertigungskosten einen optimalen Wirkungsgrad zu erzielen.

**[0026]** Der Einsatz dieser axial verschiebbaren Dichtplatten mit Druckbeaufschlagung eines von Elastdomerdichtungen umschlossenen, zwischen den benachbarten Bauteilen angeordneten Hohlraumes bewirkt jedoch auch gleichzeitig, dass zudem der Hohlrauminnendruck auch randseitig auf die Elastdomerdichtung einwirkt, so dass mit kleiner werdender Pumpenbaugröße der axiale Toleranzausgleich mit druckbeaufschlagten Elastdomerdichtungen bewirkt, dass das Verhältnis der „Elastdomerdichtungskraft“ zur hydraulisch generierten Kraft immer ungünstiger wird, und dass mit kleiner werdender Baugröße der Zahnringpumpen (z. B. bei Gerotorpumpen mit einem Fördervolumenstrom von ca. 8 l/min und Außenabmessungen von ca. 40 mm × 40 mm × 40 mm) die nicht kalkulierbaren „Störkräfte“ überwiegen und dann den Gesamtwirkungsgrad Pumpe dominierend beeinflussen.

**[0027]** Der Erfindung liegt daher die Aufgabe zugrunde, eine Zahnringpumpe zu entwickeln, die die vorgenannten Nachteile des Standes der Technik beseitigt, und die insbesondere bei kleinen, d. h. auch bei im Außendurchmesser des Gehäuses klein bauenden Pumpenaggregaten, welche vorzugsweise elektromotorisch betrieben und als Baukastenpumpen derart gefertigt werden, dass weitestgehend in der Geometrie gleiche Gehäuserohteile verwendet werden, eingesetzt werden kann, wobei die zu entwickelnde Zahnringpumpe zudem entsprechend des jeweiligen Kundenwunsches in den Steuerzeiten der Pumpe fertigungstechnisch einfach modifizierbar sei soll, so dass stets ein strömungstechnisch optimales Verhalten der erfindungsgemäßen Pumpe gewährleistet ist, dabei soll die zu entwickelnde Zahnringpumpe auch in sehr kleinen Pumpenbaugrößen sehr kostengünstig herstellbar sein, und zudem auch bei Verwendung von sehr kostengünstigen Baugruppen, wie Pumpengehäusen aus Aluminium und Pumpenrädern aus Stahl, selbst unter extremen Einsatzbedingungen, wie beispielsweise als Ölpumpe in Ver-

bindung mit einem Verbrennungsmotor, d. h. über den Temperaturarbeitsbereich derartiger Ölpumpe, von ca.  $-40^{\circ}\text{C}$  bis ca.  $+160^{\circ}\text{C}$  hinweg, stets einen optimalen Axialspalt (und dadurch minimale Verluste) gewährleisten, so dass über den gesamten Drehzahl- und Temperaturbereich derartiger Pumpe hinweg stets ein hoher Gesamtwirkungsgrad gewährleistet ist, wobei die zu entwickelnde Zahnringpumpe selbstverständlich im gesamten Drehzahl- und Temperaturbereich stets zuverlässig, robust und störunanfällig arbeiten soll.

**[0028]** Erfindungsgemäß wird diese Aufgabe durch eine Zahnringpumpe mit den Merkmalen des Hauptanspruches der Erfindung gelöst.

**[0029]** Vorteilhafte Ausführungen, Einzelheiten wie auch weitere Merkmale der Erfindung ergeben sich aus den Unteransprüchen sowie der nachfolgenden Beschreibung des erfindungsgemäßen Ausführungsbeispiels in Verbindung mit den Zeichnungen zur erfindungsgemäßen Lösung.

**[0030]** Nachfolgend soll nun die Erfindung an Hand eines Ausführungsbeispiels in Verbindung mit fünf Darstellungen näher erläutert werden.

**[0031]** Es zeigen dabei die

**[0032]** [Fig. 1](#): eine Explosivdarstellung einer erfindungsgemäßen Zahnringpumpe in der Bauform einer Gerotorpumpe in einer perspektivischen Ansicht von oben, in Längsrichtung der Antriebswelle **7** aus der Richtung des Gehäusedeckels **5**;

**[0033]** [Fig. 2](#): eine Explosivdarstellung der erfindungsgemäßen Zahnringpumpe in der Bauform einer Gerotorpumpe in einer perspektivischen Ansicht von oben und aus der Richtung des Pumpengehäuses **1**;

**[0034]** [Fig. 3](#): eine Explosivdarstellung der erfindungsgemäßen Zahnringpumpe in der Bauform einer Gerotorpumpe in einer perspektivischen Ansicht von vorn, aus Richtung der Antriebswelle **7** und des Gehäusedeckels **5**;

**[0035]** [Fig. 4](#): eine Zusammenstellungszeichnung der erfindungsgemäßen Zahnringpumpe in der Bauform einer Gerotorpumpe in der Vorderansicht (mit Blick auf den Deckel) mit der Darstellung der Schnittführung für [Fig. 5](#);

**[0036]** [Fig. 5](#): eine Zusammenstellungszeichnung der erfindungsgemäßen Zahnringpumpe in der Bauform einer Gerotorpumpe, in der Seitenansicht, im Teilschnitt mit der Schnittführung gemäß [Fig. 4](#).

**[0037]** Die in den [Fig. 1](#) bis [Fig. 5](#) dargestellte, erfindungsgemäße Zahnringpumpe mit einem Pumpengehäuse **1**, einem im Pumpengehäuse **1** angeordne-

ten Arbeitsraum **2** mit in der Stirnwand **3** des Arbeitsraumes **2** im Pumpengehäuse **1** angeordneten Ein- und oder Ausströmbereichen, einem am Pumpengehäuse **1** angeordneten, mittels einer Dichtung **4** abgedichteten Gehäusedeckels **5**, mit einem drehbar im Pumpengehäuse **1** angeordneten, von einer in einem Pumpenlager **6** gelagerten Antriebswelle **7** an der ein Laufradsatz **8** angeordnet ist, der aus einem drehfest mit der Antriebswelle **7** verbunden außenverzahnten Innenrotor **9** und einem innenverzahnten Außenrotor **10** besteht, welcher drehbar in einer Rotorlagerung **11** im zylindrischen Arbeitsraum **2** des Pumpengehäuses **1** derart gelagert ist, dass die Zähne des exzentrisch zum Außenrotor **10** gelagerten Innenrotors **9** bereichsweise mit den Zähnen des Außenrotors **10** kämmen, mit ein- oder beidseitig im Saugbereich des Laufradsatzes **8** angeordneter/angeordneten Saugnieren/n **12** und ein- oder beidseitig im Druckbereich des Laufradsatzes **8** angeordneter/angeordneten Drucknieren/n **13**, wobei die Saugnieren/n **12** über einen/mehreren im Pumpengehäuse **1** angeordneten Saugkanal **14**/angeordnete Saugkanäle **14** mit mindestens einem am Pumpengehäuse **1** angeordneten Sauganschluss **15** verbunden ist/sind und die Drucknieren/n **13** über einen/mehrere im Pumpengehäuse **1** angeordneten Druckkanal **16**/angeordnete Druckkanäle **16** mit mindestens einem am Pumpengehäuse **1** angeordneten Druckanschluss **17** verbunden ist/sind, und die zu pumpende Flüssigkeit vom Sauganschluss **15** über den im Pumpengehäuse **1** angeordneten Laufradsatz **8** in den Druckanschluss **17** gepresst wird, zeichnet sich unter anderem dadurch aus, dass das Pumpenlager **6** im Gehäusedeckel **5** angeordnet ist. Erfindungswesentlich ist in diesem Zusammenhang, dass im Pumpengehäuse **1** zwischen dem Laufradsatz **8** und der Stirnwand **3** des Arbeitsraumes **2** verdrehsicher ein in Richtung der Antriebswelle **7** verschiebbar gelagerter Portträger **18** angeordnet ist, in dem sowohl eine Saugnieren **12** wie auch eine Drucknieren **13** angeordnet ist und beide jeweils voneinander getrennt den Portträger **18** über die gesamte Dicke des Portträgers **18**, diesen in Form einer mit der Saugnieren **12** verbundenen Einströmkammer **19**, wie auch andererseits einer mit der Drucknieren **13** verbundenen Ausströmströmkammer **20** durchdringen, wobei die Dicke des Portträgers **18** in etwa der Dicke des Laufradsatzes **8** entspricht und diese aber auch um bis zu 20% überragen kann, und der Wärmeausdehnungskoeffizient des Portträgers **18** etwa um 80% bis 120% über dem Wärmeausdehnungskoeffizienten des Pumpengehäuses **1** liegt, und dass die drehfest mit dem Innenrotor **9** verbundene Antriebswelle **7** keinesfalls in den Portträger **18** hineinragt, (bzw. in diesem gelagert ist).

**[0038]** Kennzeichnend ist weiterhin, dass der Portträger **18** an der dem Laufradsatz **8** benachbarten Stirnseite verschleißfest ausgebildet, bzw. verschleißfest beschichtet ist, oder dass zwischen dem Laufradsatz **8** und dem Portträger **18** ein drehfest

mit dem Portträger **18** verbundenes Gleitblech **25** angeordnet ist, wodurch zwischen dem Laufradsatz **8** und dem Portträger **18** neben den Reibungsverlusten auch der Verschleiß minimiert wird, so dass mittels der erfindungsgemäßen Lösung eine lange Lebensdauer bei hohem Wirkungsgrad gewährleistet werden kann.

[0039] In der [Fig. 1](#) ist als eine der möglichen Bauformen dieses Merkmals, ein zwischen dem Laufradsatz **8** und dem Portträger **18** angeordnetes Gleitblech **25** dargestellt, wobei am Gleitblech **25** eine Rastnase **26** angeordnet ist, die mit einer am Portträger **18** angeordneten Rastnut **27** formschlüssig in Wirkverbindung tritt, und dadurch das Gleitblech **25** drehfest mit dem Portträger **18** verbindet.

[0040] Wesentlich ist dabei auch dass im Gleitblech **25** ebenfalls eine der Saugniere **12** des Portträgers **18** zugeordnete Saugniere **12** und auch eine der Druckniere **13** des Portträgers **18** zugeordnete Druckniere **13** angeordnet sind, so dass ein ungehinderter Durchtritt des Fördermediums „durch das Gleitblech hindurch“ gegeben ist.

[0041] Vorteilhaft ist in diesem Zusammenhang auch, wenn im Gleitblech **25** eine Wellenführungsbohrung **28** angeordnet ist.

[0042] Durch die Einbringung der Wellenführungsbohrung **28** wird das Gleitblech **25** in seiner Biegesteifigkeit reduziert, dadurch ist ein besseres Anlegen und Anpassen an den Laufradsatz **8** und den Portträger **18** möglich. Gleichzeitig kann mit der Wellenführungsbohrung **28** ein geringfügiger Überstand der Antriebswelle **7** erreicht werden.

[0043] Erfindungsgemäß ist auch, dass der Gehäusedeckel **5** über im Pumpengehäuse **1** angeordnete Positionierstifte **21** und am Gehäusedeckel **5** zugeordnete Positionierkerben **22** verdrehsicher am Pumpengehäuse **1**, und der Portträger **18** mittels einer exzentrisch im Portträger **18** angeordneten Stiftführungsbohrung **24** und einem in der Stirnwand **3** des Arbeitsraumes **2** der Stiftführungsbohrung **24** zugeordnet angeordneten Führungsstift **23** axial verschiebbar im Pumpengehäuse **1** gelagert ist.

[0044] Diese erfindungsgemäße Anordnung ermöglicht in Verbindung mit der erfindungsgemäßen Anordnung des erfindungsgemäßen Portträgers **18** in axialer Richtung neben dem Laufradsatz **8** der erfindungsgemäßen Zahnringpumpe, da der Portträger **18** den Zu- und Abströmbereich der Pumpe in seiner funktionellen Geometrie abbildet, dass in Verbindung mit der erfindungsgemäßen, äußeren zylindrischen Geometrie des Portträgers **18** dieser in gewissen Grenzen problemlos im Pumpengehäuse **1** verdreht, und exakt, z. B. durch Führungsstifte **23**

im Pumpengehäuse **1**, lagesicher positioniert werden kann.

[0045] Somit können mittels des erfindungsgemäßen Einsatzes des erfindungsgemäßen Portträgers **18**, durch die oben beschriebene drehwinkelbedingte Anpassung erstmals problemlos, einfach und zudem sehr kostengünstig die Steuerzeiten der Pumpe auf den jeweiligen Einsatzfall der Pumpe strömungstechnisch optimiert werden.

[0046] Zudem dient der erfindungsgemäße Portträger **18** aber auch dazu gleichzeitig eine Optimierung des Axialspaltes zu gewährleisten.

[0047] Hierzu werden für den Portträger **18** erfindungsgemäß Werkstoffe eingesetzt, deren Wärmeausdehnungskoeffizient möglichst den doppelten Wert des Wärmeausdehnungskoeffizienten des Gehäusewerkstoffes aufweist.

[0048] Die Dicke des Portträgers **18** entspricht dabei in etwa der Dicke des Laufradsatzes **8**.

[0049] Um jedoch bei entsprechend gewünschtem axialem Grundspiel zwischen dem Laufradsatz **8** und dem Portträger **18** eine Überkompensation des Axialspaltes zu bewirken, kann die Dicke des Portträgers **18** beispielsweise auch auf ca. 120% der Dicke des Laufradsatzes **8** erhöht werden.

[0050] Im vorliegenden Ausführungsbeispiel, mit einem Pumpengehäuse **1** aus Aluminium, wurden als Werkstoffe für den Portträger **18** modifizierte Duroplaste eingesetzt, wobei die Dicke des Portträgers selbstverständlich in Abhängigkeit von dem jeweils für den Portträger **18** eingesetzten Grundmaterial variiert.

[0051] Für den Portträger **18** können aber auch speziell modifizierte Duroplastwerkstoffe eingesetzt werden, die z. B. durch gezielte Beimengung von reibungsreduzierenden Stoffen das Laufverhalten des benachbart angeordneten Laufradsatzes deutlich verbessern.

[0052] Erfindungsgemäß ist es auch, wenn der Portträger **18** aus gesinterten und harzgebundenen Natriumchloriden gefertigt wird.

[0053] Mittels der erfindungsgemäßen Lösung werden somit bei Einsatz unterschiedlicher Werkstoffe für Gehäuse und Rotor stets die von der jeweiligen Betriebstemperatur abhängenden Axialspalte im gesamten Temperaturarbeitsbereich der Pumpe optimiert, d. h. es wird kostengünstig eine optimale, dynamische Axialspaltkompensation gewährleistet.

[0054] In Abhängigkeit von der Wahl des Werkstoffes für den Portträger **18** in Verbindung mit der Di-

mensionierung der Dicke des Portträgers **18** wird es auch möglich, die Axialspalte bei niedrigen Temperaturen größer zu gestalten und bei höheren Temperaturen durch deutlich größere Längenausdehnung des Portträgers **18** das Axialspiel zu verkleinern.

**[0055]** Eine derartige Tendenz „unterstützt“ das natürliche Viskositätsverhalten von diversen Ölsorten und führt somit zu einer insgesamt wesentlich effizienter arbeitenden Pumpe.

**[0056]** Ein weiterer Vorteil der erfindungsgemäßen Lösung besteht auch darin, dass bei der hier vorgestellten erfindungsgemäßen Axialspaltkompensation der Laufradsatz **8** frei von axialen Belastungen bleibt, so dass die dadurch auftretenden Reibmomente vermieden werden, die zwangsläufig stets zu Wirkungsgradverlusten führen.

**[0057]** Der erfindungsgemäß gewollte temperaturkompensierende Effekt des erfindungsgemäß in axialer Richtung neben dem Laufradsatz **8** platzierten erfindungsgemäßen Portträgers **18** bewirkt bei Temperaturerhöhung und einem daraus resultierenden axialen Wachstum des Arbeitsraumes **2** im Pumpengehäuse **1**, in dem der Laufradsatz **8** und der Portträgers **18** untergebracht sind, dass durch eine deutlich höhere Wärmeausdehnung des erfindungsgemäßen Portträgers **18**, das axiale Wachstum des Arbeitsraumes **2** unter gleichzeitiger Beachtung des Wachstums des Laufradsatzes **8** ausgeglichen wird.

**[0058]** Bei überkompensiertem Längenausgleich besteht erfindungsgemäß die Möglichkeit, das axiale Grundspiel bei tiefen Temperaturen relativ hoch zu legen, und dadurch dem Viskositätsverhalten des zu fördernden Mediums entgegenzukommen, um so die Antriebsleistung im niedrigen Temperaturbereich der erfindungsgemäßen Zahnringpumpe zu reduzieren, und so den Wirkungsgrad auch in diesem Betriebspunkt deutlich zu erhöhen.

**[0059]** Dabei ermöglicht die erfindungsgemäße Lösung infolge der erfindungsgemäßen Anordnung des erfindungsgemäßen Portträgers **18** in Verbindung mit all den bereits beschriebenen Wirkungen zudem gleichzeitig auch die Herstellung von im Außendurchmesser des Gehäuses klein bauenden Pumpenagregaten.

#### Bezugszeichenliste

<b>1</b>	Pumpengehäuse
<b>2</b>	Arbeitsraum
<b>3</b>	Stirnwand
<b>4</b>	Dichtung
<b>5</b>	Gehäusedeckel
<b>6</b>	Pumpenlager
<b>7</b>	Antriebswelle
<b>8</b>	Laufradsatz

<b>9</b>	Innenrotor
<b>10</b>	Außenrotor
<b>11</b>	Rotorlagerung
<b>12</b>	Saugniere
<b>13</b>	Druckniere
<b>14</b>	Saugkanal
<b>15</b>	Sauganschluss
<b>16</b>	Druckkanal
<b>17</b>	Druckanschluss
<b>18</b>	Portträger
<b>19</b>	Einströmkammer
<b>20</b>	Ausströmkammer
<b>21</b>	Positionierstift
<b>22</b>	Positionierkerbe
<b>23</b>	Führungsstift
<b>24</b>	Stiftführungsbohrung
<b>25</b>	Gleitblech
<b>26</b>	Rastnase
<b>27</b>	Rastnut
<b>28</b>	Wellenführungsbohrung

#### Patentansprüche

1. Zahnringpumpe mit einem Pumpengehäuse (**1**), einem im Pumpengehäuse (**1**) angeordneten Arbeitsraum (**2**) mit in der Stirnwand (**3**) des Arbeitsraumes (**2**) im Pumpengehäuse (**1**) angeordneten Ein- und/oder Ausströmbereichen, einem am Pumpengehäuse (**1**) angeordneten, mittels einer Dichtung (**4**) abgedichteten Gehäusedeckel (**5**), mit einem drehbar im Pumpengehäuse (**1**) angeordneten, von einer in einem Pumpenlager (**6**) gelagerten Antriebswelle (**7**) an der ein Laufradsatz (**8**) angeordnet ist, der aus einem drehfest mit der Antriebswelle (**7**) verbunden außenverzahnten Innenrotor (**9**) und einem innenverzahnten Außenrotor (**10**) besteht, welcher drehbar in einer Rotorlagerung (**11**) im zylindrischen Arbeitsraum (**2**) des Pumpengehäuses (**1**) derart gelagert ist, dass die Zähne des exzentrisch zum Außenrotor (**10**) gelagerten Innenrotors (**9**) bereichsweise mit den Zähnen des Außenrotors (**10**) kämmen, mit ein- oder beidseitig im Saugbereich des Laufradsatzes (**8**) angeordneter/angeordneten Saugniere/n (**12**) und ein- oder beidseitig im Druckbereich des Laufradsatzes (**8**) angeordneter/angeordneten Druckniere/n (**13**), wobei die Saugniere/n (**12**) über einen/mehreren im Pumpengehäuse (**1**) angeordneten Saugkanal (**14**)/angeordnete Saugkanäle (**14**) mit mindestens einem am Pumpengehäuse (**1**) angeordneten Sauganschluss (**15**) verbunden ist/sind und die Druckniere/n (**13**) über einen/mehrere im Pumpengehäuse (**1**) angeordneten Druckkanal (**16**)/angeordnete Druckkanäle (**16**) mit mindestens einem am Pumpengehäuse (**1**) angeordneten Druckanschluss (**17**) verbunden ist/sind, und die zu pumpende Flüssigkeit vom Sauganschluss (**15**) über den im Pumpengehäuse (**1**) angeordneten Laufradsatz (**8**) in den Druckanschluss (**17**) gepresst wird, **dadurch gekennzeichnet**,

– dass das Pumpenlager (6) im Gehäusedeckel (5) angeordnet ist und

– dass im Pumpengehäuse (1) zwischen dem Laufradsatz (8) und der Stirnwand (3) des Arbeitsraumes (2) verdrehsicher ein in Richtung der Antriebswelle (7) verschiebbar gelagerter Portträger (18) angeordnet ist, in dem sowohl eine Saugniere (12), wie auch eine Druckniere (13) angeordnet sind und beide jeweils voneinander getrennt den Portträger (18), über die gesamte Dicke des Portträgers (18), in Form einer mit der Saugniere/n (12) verbundenen Einströmkammer (19) und einer mit der Druckniere (13) verbundenen Ausströmströmkammer (20) durchdringen, wobei die Dicke des Portträgers (18) in etwa der Dicke des Laufradsatzes (8) entspricht und diese aber auch um bis zu 20% überragen kann, wobei der Wärmeausdehnungskoeffizient des Portträgers (18) etwa um 80% bis 120% über dem Wärmeausdehnungskoeffizienten des Pumpengehäuses (1) liegt, und dass die drehfest mit dem Innenrotor 9 verbundene Antriebswelle 7 keinesfalls in den Portträger 18 hineinragt,

– dass der Portträger (18) an der dem Laufradsatz (8) benachbarten Stirnseite verschleißfest ausgebildet, bzw. beschichtet ist, und/oder dass zwischen dem Laufradsatz (8) und dem Portträger (18) ein drehfest mit dem Portträger verbundenes Gleitblech (25) angeordnet ist.

2. Zahnringpumpe nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, dass der Gehäusedeckel (5) über im Pumpengehäuse (1) angeordnete Positionierstifte (21) und am Gehäusedeckel (5) zugeordnete Positionierkerben (22) verdrehsicher am Pumpengehäuse (1), und der Portträger (18) mittels einer exzentrisch im Portträger (18) angeordneten Stiftführungsbohrung (24) und eines in der Stirnwand (3) des Arbeitsraumes (2) der Stiftführungsbohrung (24) zugeordnet angeordneten Führungsstiftes (23) axial verschiebbar im Pumpengehäuse (1) gelagert ist.

3. Zahnringpumpe nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, dass der Portträger (18) aus modifizierten Duroplasten gefertigt ist.

4. Zahnringpumpe nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, dass der Portträger (18) aus gesinteren und harzgebundenen Natriumchloriden gefertigt ist.

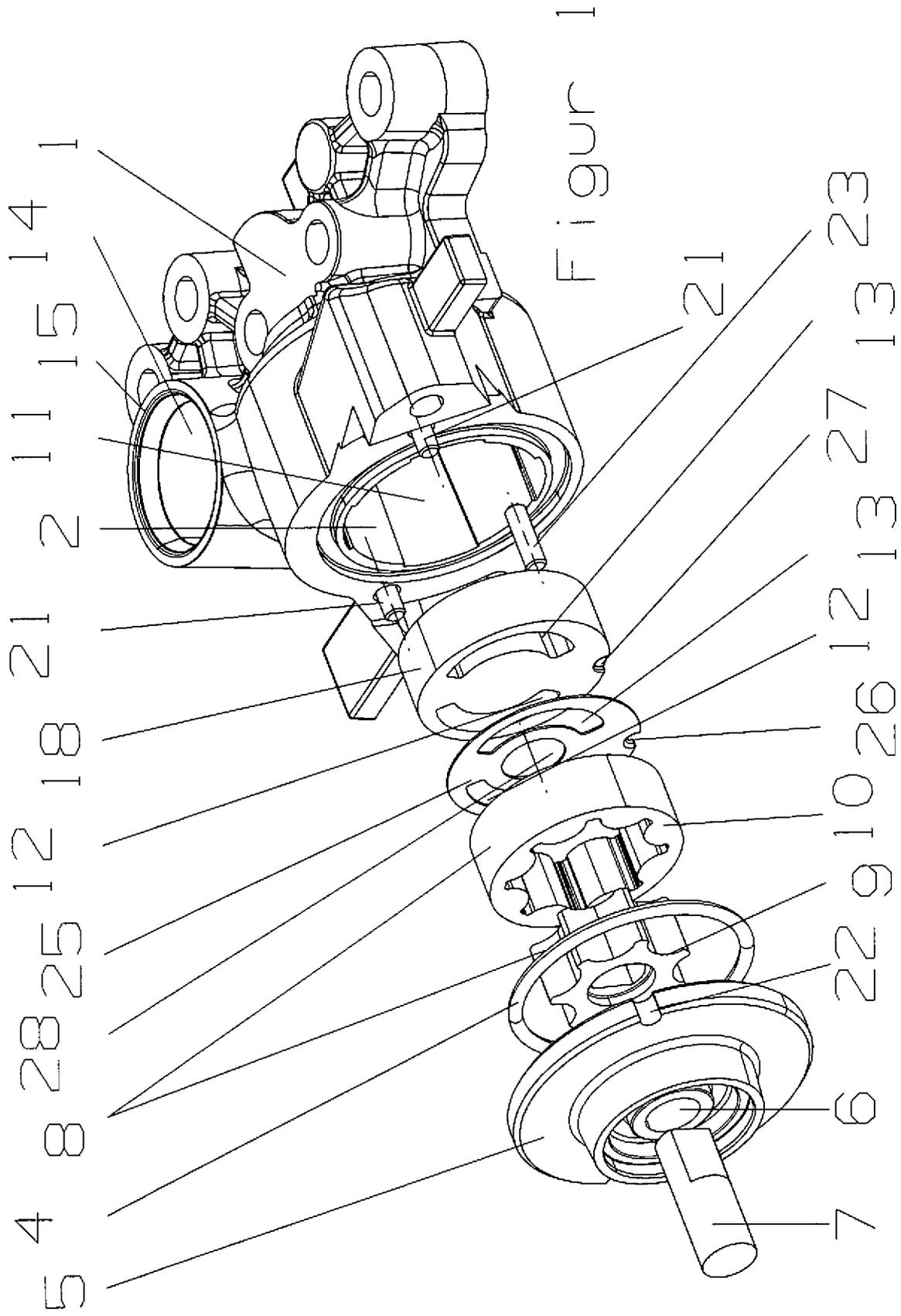
5. Zahnringpumpe nach Anspruch 1, mit einem zwischen dem Laufradsatz (8) und dem Portträger (18) angeordneten Gleitblech (25), dadurch gekennzeichnet, dass im Gleitblech (25) ebenfalls eine der Saugniere (12) des Portträger (18) zugeordnete Saugniere (12) sowie eine der Druckniere (13) des Portträger (18) zugeordnete Druckniere (13) angeordnet sind.

6. Zahnringpumpe nach Anspruch 5, dadurch gekennzeichnet, dass am Gleitblech (25) eine Rastnase (26) angeordnet ist, die mit einer am Portträger (18) angeordneten Rastnut (27) formschlüssig in Wirkverbindung tritt.

7. Zahnringpumpe nach Anspruch 5, dadurch gekennzeichnet, dass im Gleitblech (25) eine Wellenführungsbohrung (28) angeordnet ist.

Es folgen 4 Blatt Zeichnungen

Anhängende Zeichnungen



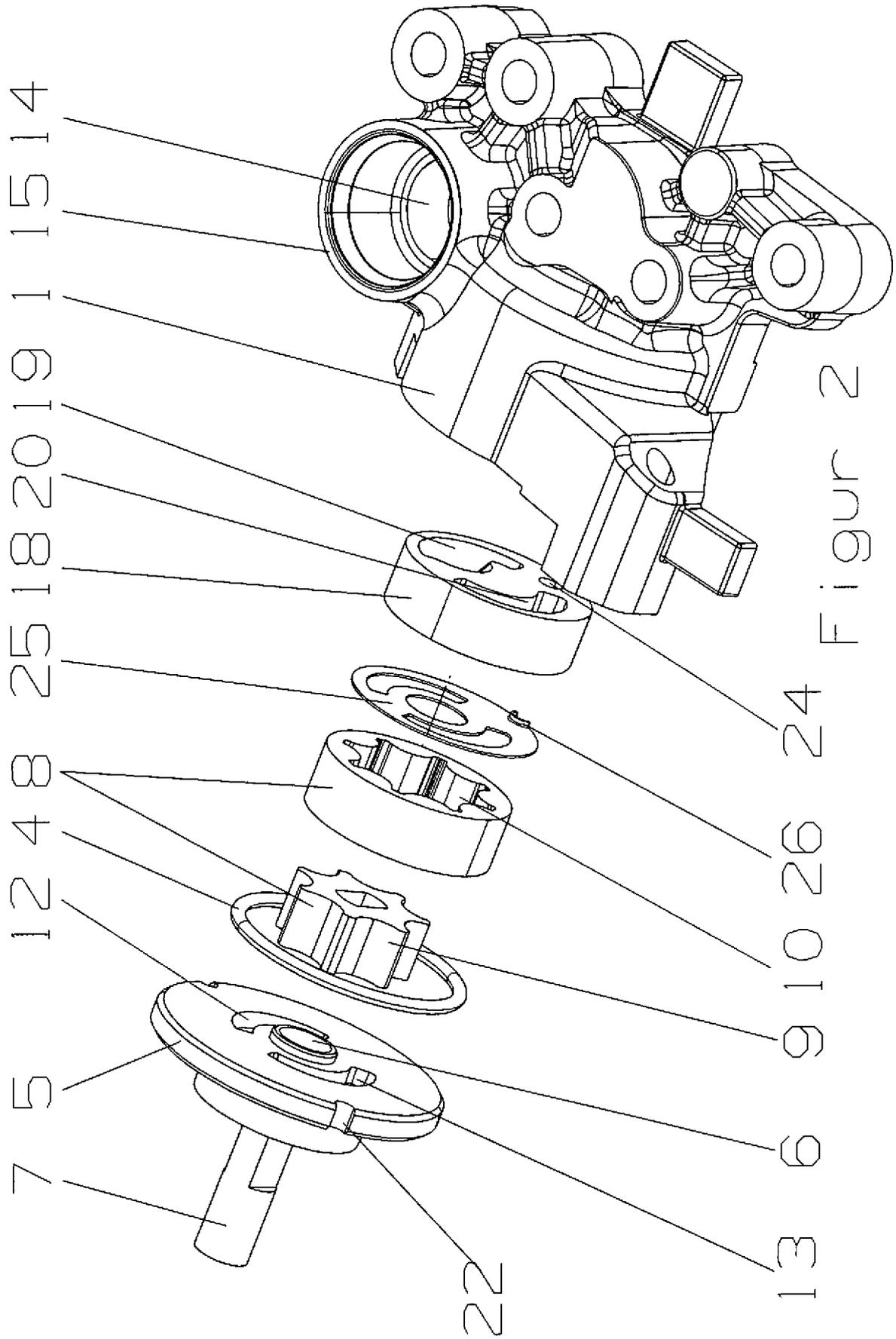
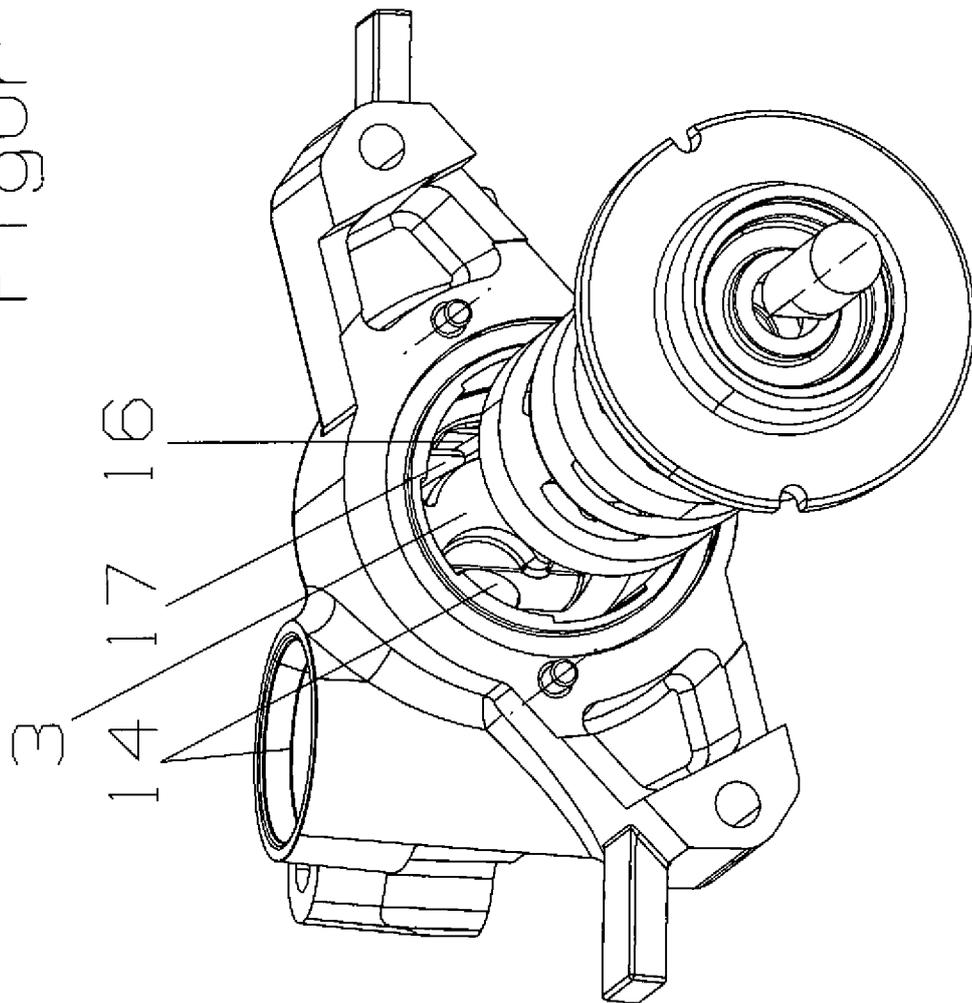
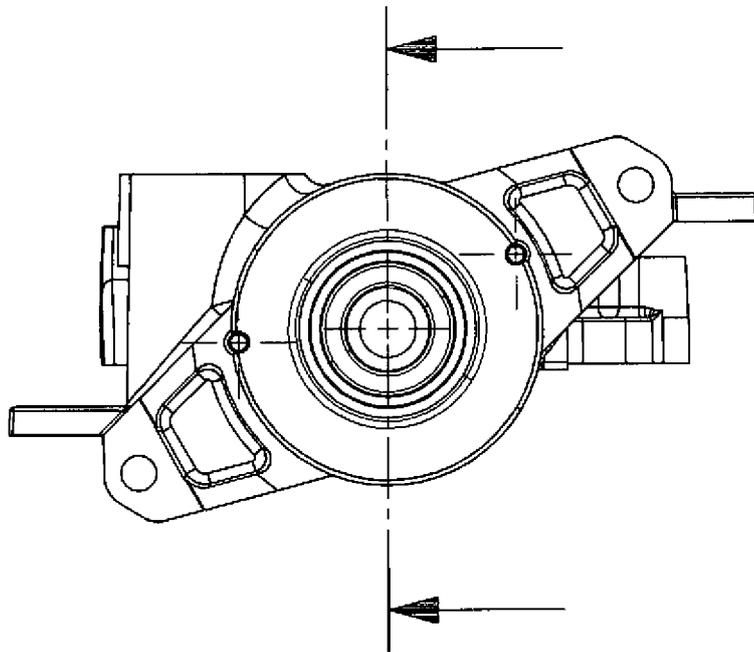


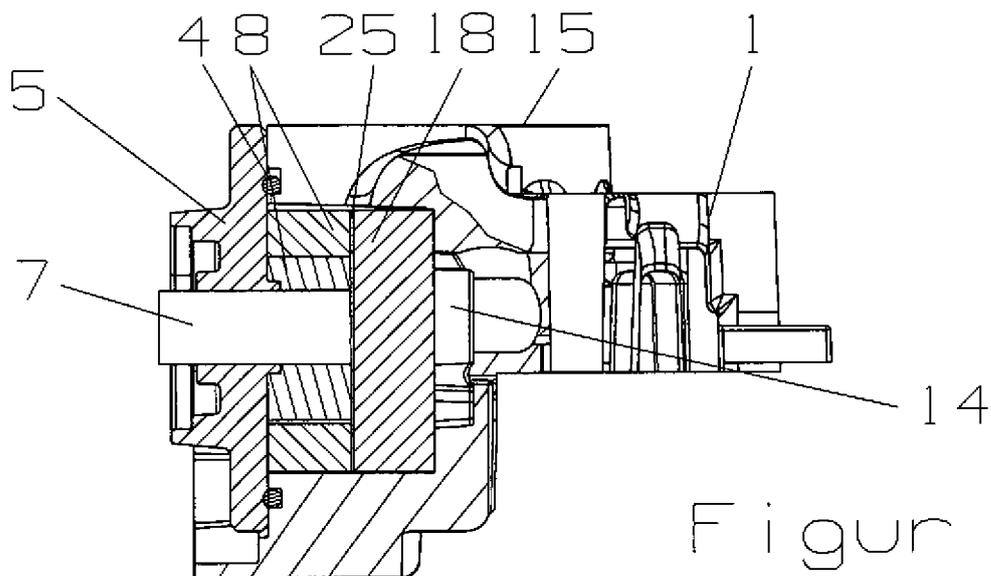
Figure 2

Figur 3





Figur 4



Figur 5