

(19)



(11)

EP 2 698 541 A2

(12)

EUROPÄISCHE PATENTANMELDUNG

(43) Veröffentlichungstag:
19.02.2014 Patentblatt 2014/08

(51) Int Cl.:
F04D 5/00 (2006.01)

(21) Anmeldenummer: **13180155.7**

(22) Anmeldetag: **12.08.2013**

(84) Benannte Vertragsstaaten:
AL AT BE BG CH CY CZ DE DK EE ES FI FR GB GR HR HU IE IS IT LI LT LU LV MC MK MT NL NO PL PT RO RS SE SI SK SM TR
Benannte Erstreckungsstaaten:
BA ME

(72) Erfinder:
• **Welte, Claus**
88326 Aulendorf (DE)
• **Meinig, Dr. Uwe**
88348 Bad Saulgau (DE)

(30) Priorität: **14.08.2012 DE 102012214503**

(74) Vertreter: **Schwabe - Sandmair - Marx**
Patentanwälte
Stuntzstraße 16
81677 München (DE)

(71) Anmelder: **Schwäbische Hüttenwerke Automotive GmbH**
73433 Aalen-Wasseralfingen (DE)

(54) **Rotationspumpe mit verstellbarem Fördervolumen, insbesondere zum Verstellen einer Kühlmittelpumpe**

(57) Rotationspumpe mit verstellbarem Fördervolumen, umfassend

(a) ein Gehäuse (23, 24) mit einer ersten Gehäusestruktur (23) und einer zweiten Gehäusestruktur (24),

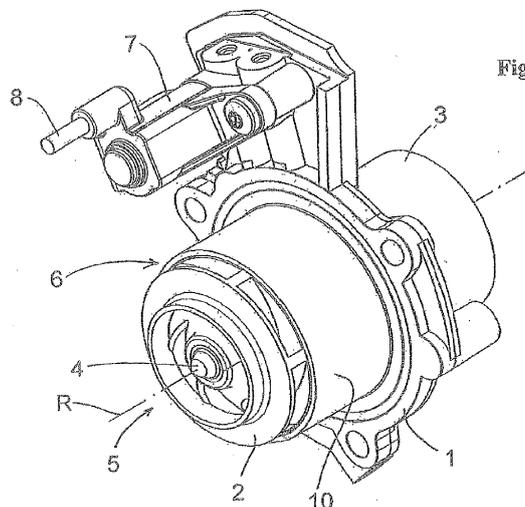
(b) eine Förderkammer (52) mit einer von der ersten Gehäusestruktur (23) gebildeten ersten Kammerwand, einer von der zweiten Gehäusestruktur (24) gebildeten zweiten Kammerwand, einem Einlass (55) für ein Fluid in einem Niederdruckbereich und einem Auslass (58) für das Fluid in einem Hochdruckbereich,

(c) ein in der Förderkammer (52) um eine Drehachse (R) drehbares Pumpenrad (51)

(d) und eine Andrückeinrichtung (60) zur Erzeugung einer Andrückkraft,

(e) wobei die zweite Gehäusestruktur (24) relativ zur ersten Gehäusestruktur (23) aus einer ersten Position gegen die Andrückkraft in eine zweite Position beweglich ist und in der zweiten Position zwischen der ersten Kammerwand und der zweiten Kammerwand ein Spalt (S) besteht

(f) und Fluid durch den Spalt (S) aus der Förderkammer (52) unter Umgehung des Einlasses (55) und des Auslasses (58) entweichen kann oder im Spalt innerhalb der Förderkammer (52) eine die Förderleistung der Rotationspumpe reduzierende Zirkulation des Fluids entsteht.



Figur 1

EP 2 698 541 A2

Beschreibung

[0001] Die Erfindung betrifft eine in Bezug auf ihr Fördervolumen verstellbare Rotationspumpe. Die Rotationspumpe kann Bestandteil einer Pumpenanordnung sein und insbesondere als Servopumpe für eine Arbeitspumpe dienen, um der Arbeitspumpe beispielsweise Fluid zuzuführen, dieser also als Vorladepumpe dienen, oder um einen Betriebsparameter, beispielsweise das Fördervolumen, der Arbeitspumpe zu verstellen. Sie kann in Kombination mit einer Arbeitspumpe eine Kühlmittelpumpe bilden und zur fluidischen Verstellung des Fördervolumens der Arbeitspumpe dienen. Ein bevorzugtes Einsatzgebiet ist der Fahrzeugbau. Die Rotationspumpe oder Kombination aus Rotationspumpe und Arbeitspumpe kann insbesondere zur Versorgung eines Aggregats, wie etwa einer Brennkraftmaschine zum Antreiben eines Fahrzeugs, mit einem Fluid verwendet werden.

[0002] Schwerpunkte der Entwicklung von Kraftfahrzeug-Verbrennungsmotoren sind die Verringerung der Abgasschadstoffemissionen und des Kraftstoffverbrauchs. Ein Ansatz zur Reduzierung des Kraftstoffverbrauchs und auch der Schadstoffemissionen ist ein an den Bedarf des Motors genauer angepasster Betrieb der verschiedenen Nebenaggregate, zu denen beispielsweise die Kühlmittelpumpe oder Schmierölpumpe zählt. Bei Kühlmittelpumpen, einer bevorzugten Verwendung der Rotationspumpe, zielen die Anstrengungen auf eine beschleunigte Erwärmung des Motors nach einem Kaltstart und auch auf die Reduzierung der für die Kühlmittelpumpe benötigten Betriebsleistung insbesondere bei hoher Motordrehzahl. In Serie befindliche Konzepte wie elektrisch angetriebene Kühlmittelpumpen und schaltbare Reibrollantriebe lassen im Hinblick auf die Kosten und die Zuverlässigkeit die Betrachtung weiterer Alternativen als lohnenswert erscheinen. Ein seit Jahrzehnten bekannter Ansatz zur Beeinflussung der Fördercharakteristik von Turbinen wie auch von Verdichtern und Pumpen in Radialbauart stellt der Spaltringschieber dar. Hierbei wird ein das Pumpenförderrad am äußeren Umfang umgreifender Ringschieber unter Ausbildung eines Ringspalts axial verschoben und dadurch am äußeren Umfang des Förderrads der Strömungsquerschnitt variiert. Der Ringschieber wirkt im Ausströmbereich des Förderrads als Blende.

[0003] Das von Rotationspumpen pro Zeiteinheit geförderte Fluidvolumen, im Folgenden Fördervolumen, ändert sich mit der Drehzahl der Pumpe. Bei Rotationspumpen vom Verdrängertyp ist das Fördervolumen der Pumpendrehzahl proportional, da derartige Pumpen zumindest im praktisch relevanten Drehzahlbereich ein konstantes spezifisches Fördervolumen aufweisen. Als spezifisches Fördervolumen bezeichnet man das pro Umdrehung geförderte Fluidvolumen. Bei Strömungsmaschinen, wie etwa Kreiselpumpen, ist die Proportionalität nicht vorhanden, das Fördervolumen wächst sogar überproportional zur Drehzahl. Wird die Rotations-

pumpe von einer Brennkraftmaschine in fester Drehzahlbeziehung zu einer Ausgangswelle der Brennkraftmaschine, etwa einer Kurbelwelle, drehangetrieben, wie dies in bevorzugten Verwendungen der Fall ist, kann die Proportionalität oder grundsätzlich die Abhängigkeit des Fördervolumens von der Drehzahl in bestimmten Drehzahlbereichen der Brennkraftmaschine störend sein. So fordern beispielsweise Schmierölpumpen zur Versorgung von Antriebsmotoren von Kraftfahrzeugen ab einer Motordrehzahl von etwa 2000 U/min mehr Schmieröl als zur Schmierung der Brennkraftmaschine erforderlich ist. Bei Kühlmittelpumpen, die in den meisten Anwendungen als Kreiselpumpen ausgeführt sind, sind die Verhältnisse ähnlich. Fördert die jeweilige Pumpe mehr Fluid als tatsächlich benötigt, wird Energie für den Antrieb der Pumpe verschwendet. Ferner können unerwünschte Nebeneffekte auftreten. Bei Schmierölpumpen etwa kann zu viel gefördertes Schmieröl dazu führen, dass die Kurbelwelle im Schmieröl panscht und dadurch weitere Verluste entstehen. Das über den Bedarf hinaus geförderte Fluid kann beispielsweise über einen Bypass zurück ins Fluidreservoir gefördert werden, wodurch jedoch Antriebsenergie für die Pumpe unnötigerweise verbraucht wird.

[0004] Um das Fördervolumen von Rotationspumpen besser an den Bedarf anzupassen, wurden im Fördervolumen verstellbare, beispielsweise nur steuerbare oder auch regelbare Rotationspumpen entwickelt. So beschreibt beispielsweise die EP 1 363 025 B1 regelbare Zahnradpumpen. Eine regelbare Flügelzellenpumpe ist beispielsweise aus der DE 10 2010 009 839 A1 bekannt.

[0005] Die EP 2 489 881 A2 offenbart eine regelbare Kreiselpumpe in Radialbauart und deren Verwendung als Kühlmittelpumpe. Die Kreiselpumpe umfasst ein Radialförderrad zum Fördern des Arbeitsfluids, das insbesondere als Kühlmittel für eine Brennkraftmaschine dienen kann, und ferner eine Servopumpe für die fluidische Verstellung einer Stellstruktur, durch deren Verstellung das Fördervolumen der Kreiselpumpe verändert wird. Die Servopumpe ist als Rotationspumpe ausgeführt und wirkt mit einem Steuerventil zusammen, über das die Stellstruktur mit dem von der Servopumpe geförderten Fluid beaufschlagt wird. Oberhalb eines unteren Drehzahlbereichs ist das Fördervolumen der Servopumpe so hoch, dass der Volumenstrom das Steuerventil im geöffneten Ventilzustand nicht rasch genug durchströmen und daher ein Rückstau entstehen kann, der unerwünschterweise auf die Stellstruktur wirkt. Um dies zu verhindern, ist stromab vom Auslass der Servopumpe ein Druckbegrenzer vorgesehen, über den Fluid zurück in den Kreislauf strömen kann. Dies entspricht der eingangs genannten Bypass-Lösung.

[0006] Es ist eine Aufgabe der Erfindung, eine in Bezug auf das Fördervolumen verstellbare, dennoch in der Konstruktion einfache und preiswerte Rotationspumpe zu schaffen, die zudem in kleinen Abmessungen gebaut und daher auch unter beengten Platzverhältnissen angeordnet werden kann.

[0007] Die Erfindung geht von einer Rotationspumpe

mit verstellbarem Fördervolumen aus, die ein Gehäuse mit einer ersten Gehäusestruktur und einer zweiten Gehäusestruktur, optional einer oder mehreren weiteren Gehäusestrukturen, ferner eine Förderkammer und wenigstens ein in der Förderkammer um eine Drehachse drehbares Pumpenrad umfasst. Bei einem Drehantrieb des Pumpenrads fördert dieses allein oder optional mit einem oder mehreren weiteren Pumpenrädern ein Fluid von einem in die Förderkammer führenden Einlass zu einem aus der Förderkammer führenden Auslass. Der Einlass mündet in einen Niederdruckbereich der Förderkammer, und der Auslass mündet in einen Hochdruckbereich der Förderkammer. Die Gehäusestrukturen bilden Kammerwände der Förderkammer, die erste Gehäusestruktur eine erste Kammerwand und die zweite Gehäusestruktur eine zweite Kammerwand.

[0008] Nach der Erfindung ist die zweite Gehäusestruktur relativ zur ersten Gehäusestruktur aus einer ersten Position gegen eine rückstellende Andrückkraft in eine zweite Position beweglich. Die Rotationspumpe umfasst daher auch noch eine Andrückeinrichtung zur Erzeugung der Andrückkraft. In der zweiten Position besteht zwischen der ersten Kammerwand und der zweiten Kammerwand ein Spalt, der sich bei der Bewegung in Richtung auf die zweite Position öffnet oder weiter öffnet. In ersten Ausführungen öffnet sich der Spalt in eine Umgebung des Gehäuses, so dass in der zweiten Position Fluid aus der Förderkammer unter Umgehung des Einlasses und des Auslasses entweichen kann und zumindest ein Teil des durch den Einlass in die Förderkammer strömenden Fluids mittels des Pumpenrads erst gar nicht bis zum Auslass gefördert wird, sondern auf dem Weg zwischen Einlass und Auslass durch den Spalt abströmen kann. In zweiten Ausführungen handelt es sich um einen internen Spalt innerhalb der Förderkammer, so dass Fluid nicht durch den Spalt in die Umgebung des Gehäuses entweicht, sondern in der Förderkammer nur zirkuliert. Für den in der Förderkammer nur zirkulierenden Teil des Fluids muss weniger Förderleistung als für den Teil des Fluids aufgebracht werden, der die Förderkammer und den Auslass pro Zeiteinheit durchströmt. Der in diesem Sinne interne Spalt bewirkt somit eine die Förderleistung reduzierende Fluidzirkulation innerhalb der Förderkammer. Der interne Spalt kann insbesondere an einer Stirnseite des Pumpenrads gebildet sein, indem ein zwischen dem Pumpenrad und der zweiten Kammerwand auch in der ersten Position der zweiten Gehäusestruktur bestehender Spalt durch die Bewegung in Richtung auf die zweite Position vergrößert wird. Nimmt die zweite Gehäusestruktur die erste Position ein, kann die Förderkammer abgesehen vom Einlass und dem Auslass sowie unvermeidlichen Leckagen vorteilhafterweise dicht abgeschlossen und die erste Position dementsprechend eine Schließposition der zweiten Gehäusestruktur sein.

[0009] Im Unterschied zu einfachen Ausführungen bekannter Verstellpumpen, die über Bedarf gefördertes Fluid stromabwärts vom Auslass über einen Bypass zu-

rück in ein Reservoir leiten, wird Antriebsleistung für die Pumpe eingespart, da die Rotationspumpen in der zweiten Position der zweiten Gehäusestruktur nur einen im Vergleich geringeren Volumenstrom gegen den am Auslass herrschenden Fluiddruck fördern muss. Ein Bypassventil für die Ableitung zu viel geförderten Fluids wird nicht benötigt. Der mittels der zweiten Gehäusestruktur und der Andrückeinrichtung gebildete Verstellmechanismus kann vergleichsweise kompakt mit kleinen Abmessungen bauen, wodurch die Anordnung der Rotationspumpe in engen Einbauräumen erleichtert oder überhaupt erst ermöglicht wird.

[0010] Die von der zweiten Gehäusestruktur gebildete zweite Kammerwand kann eine Umfangswand oder ein Teilbereich einer Umfangswand der Förderkammer sein. In bevorzugten Ausführungen ist die zweite Kammerwand eine Stirnwand oder ein Teilbereich einer Stirnwand der Förderkammer. Die zweite Gehäusestruktur kann vorteilhafterweise ein Gehäusedeckel sein, der die Förderkammer an einer Stirnseite abschließt.

[0011] Die erste Gehäusestruktur kann eine Umfangswand oder einen Teilbereich einer Umfangswand der Förderkammer bilden. Bevorzugt bildet sie eine Umfangswand und einen der zweiten Kammerwand axial auf der anderen Seite der Förderkammer zugewandten Boden der Förderkammer, also eine weitere Stirnwand. Um die Förderkammer über den Umfang und an einer Stirnseite zu umgeben, können unter Einschluss der ersten Gehäusestruktur auch mehrere separat voneinander geformte Gehäusestrukturen miteinander gefügt sein. Grundsätzlich kann auch der besagte Gehäusedeckel aus mehreren separat voneinander geformten Gehäusestrukturen, einschließlich der zweiten Gehäusestruktur, zusammengesetzt sein, die zweite Gehäusestruktur also nur einen Teilbereich eines Gehäusedeckels bilden. In einem aus mehreren Gehäusestrukturen zusammengesetzten Gehäusedeckel kann die zweite Gehäusestruktur auch relativ zu wenigstens einer anderen der den zusammengesetzten Gehäusedeckel bildenden Gehäusestrukturen beweglich sein, um die erfindungsgemäße Beweglichkeit zu verwirklichen.

[0012] Die zweite Kammerwand kann sich insbesondere im Niederdruckbereich der Förderkammer erstrecken, beispielsweise nur in einem Kammerbereich, der sich vom Einlass in Richtung Auslass, aber nicht bis zum Auslass erstreckt. In derartigen Ausführungen muss sich die zweite Kammerwand auch nicht bis zum Einlass erstrecken, sondern kann sowohl zum Auslass als auch zum Einlass in Drehrichtung des Pumpenrads bzw. gegen die Drehrichtung jeweils einen Abstand aufweisen. In bevorzugten Ausführungen mündet der Einlass jedoch im Bereich der zweiten Kammerwand in die Förderkammer.

[0013] Die zweite Gehäusestruktur kann zwar grundsätzlich den Auslass der Förderkammer bilden, bevorzugter bildet sie jedoch den Einlass. Dabei kann die zweite Kammerwand eine Stirnwand der Förderkammer sein und der Einlass an dieser Stirnwand in die Förderkammer

münden. Der Auslass kann insbesondere an einer axial gegenüberliegenden anderen Stirnwand in die Förderkammer münden, grundsätzlich aber auch an einer Umfangswand der Förderkammer. Der Einlass kann aber auch von einer anderen Gehäusestruktur, beispielsweise der ersten Gehäusestruktur, gebildet werden, so dass die zweite Gehäusestruktur weder den Einlass noch den Auslass bildet.

[0014] Die zweite Gehäusestruktur kann translatorisch oder rotatorisch beweglich abgestützt oder gelagert sein, vorzugsweise an oder von der ersten Gehäusestruktur. Als translatorische Beweglichkeit kommt beispielsweise eine axiale Beweglichkeit, d. h. eine Beweglichkeit zumindest im Wesentlichen parallel zur Drehachse des Pumpenrads in Betracht.

[0015] In bevorzugten Ausführungen wird die zweite Gehäusestruktur kipp- oder schwenkbeweglich abgestützt oder gelagert. Im Vergleich zu einer translatorischen Beweglichkeit wird die Gefahr eines Verkantens und dadurch Verklommens der zweiten Gehäusestruktur vermindert. Eine Kippbeweglichkeit bzw. Schwenkbeweglichkeit kann einfach und nicht zuletzt deshalb bevorzugt beispielsweise dadurch bewirkt werden, dass die zweite Gehäusestruktur in einem losen Druckkontakt gegen eine Abstützstruktur, wie etwa gegen die erste Gehäusestruktur, gedrückt wird. Die Andrückkraft hierfür kann zweckmäßigerweise durch die Andrückeinrichtung erzeugt werden. Die zweite Gehäusestruktur kann in derartigen Ausführungen insbesondere in einen axialen Druckkontakt mit der Abstützstruktur, vorzugsweise der ersten Gehäusestruktur, gedrückt werden. Durch den in der Förderkammer wirkenden Fluidruck wird die zweite Gehäusestruktur gegen die Andrückkraft von der Abstützstruktur abgekippt oder abgeschwenkt, verbleibt hierbei jedoch lokal, an einer Seite, im genannten Druckkontakt mit der Abstützstruktur.

[0016] Im Falle einer translatorischen Beweglichkeit, die anstelle der Kippbeweglichkeit verwirklicht sein kann, ist zur Reduzierung der Gefahr des Verkantens von Vorteil, wenn die zweite Gehäusestruktur der Druckverteilung in der Förderkammer angepasst mit der Andrückkraft beaufschlagt wird. Dies kann beispielsweise dadurch verwirklicht werden, dass die Andrückkraft exzentrisch im Bereich der durch den Druck in der Förderkammer auf die zweite Gehäusestruktur wirkenden Kraft zur Einwirkung gebracht wird. Im Falle einer Kippbeweglichkeit mit Abstützung in einem losen Druckkontakt, muss auf die Druckverteilung im Inneren der Förderkammer zumindest grundsätzlich nicht geachtet werden. Dem Grunde nach gilt das auch in Ausführungen, in denen die zweite Gehäusestruktur in einem Drehlager aus Welle und Buchse kippbeweglich gelagert ist. Durch das Drehlager wird in derartigen Ausführungen lediglich der Hebel bestimmt, den die in der Förderkammer auf die zweite Gehäusestruktur wirkende Druckkraft zur Drehlagerung hat. Wird die zweite Gehäusestruktur in einem losen Druckkontakt kipp- oder schwenkbeweglich abgestützt, muss die Kipp- oder Schwenkachse zumindest

nicht unumgänglich im Vorhinein festgelegt werden. Die Andrückstelle, durch die sich die Kipp- oder Schwenkachse erstreckt, kann sich den Druckverhältnissen in der Förderkammer entsprechend einstellen. Bevorzugter wird allerdings auch in derartigen Ausführungen der Ort der Kippachse oder zumindest ein enger Bereich, in dem sich die Kipp- oder Schwenkachse erstreckt, konstruktiv vorgegeben, beispielsweise durch einen Führungseingriff, in dem die zweite Gehäusestruktur, im Rahmen ihrer Beweglichkeit relativ zur ersten Gehäusestruktur geführt wird.

[0017] Die Andrückeinrichtung ist vorzugsweise so ausgestaltet, dass sie die zweite Gehäusestruktur in axialer Richtung gegen eine Abstützstruktur drückt, wobei die Abstützstruktur wie bereits erwähnt vorzugsweise von der ersten Gehäusestruktur gebildet wird. Im Falle einer Kipp- bzw. Schwenkbeweglichkeit erstreckt sich eine Kipp- oder Schwenkachse, um welche die zweite Gehäusestruktur relativ zur ersten Gehäusestruktur kippt oder schwenkt, vorzugsweise quer zur Drehachse des Pumpenrads, zweckmäßigerweise erstreckt sie sich in derartigen Ausführungen orthogonal zur Drehachse.

[0018] In Ausführungen, in denen die zweite Gehäusestruktur kippbeweglich oder schwenkbeweglich abgestützt oder gelagert ist, genügt ein rein axialer Druckkontakt mit einer Abstützstruktur, vorzugsweise der ersten Gehäusestruktur, um die Kipp- oder Schwenkachse für die praktischen Bedürfnisse ausreichend genau festzulegen. In Weiterbildungen können die Abstützstruktur, vorzugsweise die erste Gehäusestruktur, und die zweite Gehäusestruktur gemeinsam eine Drehlagerung in Form einer offenen Lagerpfanne und eines an die Lagerpfanne angepasst geformten Lagernockens bilden. So kann die Lagerpfanne eine beispielsweise zylindrische oder sphärische Lagerfläche aufweisen, die sich vorteilhafterweise über einen Winkel von 180° oder weniger um die so gebildete Kipp- oder Schwenkachse erstreckt. Der Lagernocken ist kongruent zur Lagerpfanne geformt. Die Lagerpfanne kann vorteilhafterweise an der Abstützstruktur, grundsätzlich aber auch stattdessen an der zweiten Gehäusestruktur gebildet sein. Der Lagernocken ist entsprechend jeweils an der anderen Struktur angeordnet, zweckmäßigerweise mit dieser in einem Stück geformt. Die Lagerpfanne kann insbesondere in einem der zweiten Gehäusestruktur zugewandten Absatz, den eine Stirnfläche und eine der Drehachse zugewandte Innenfläche der Abstützstruktur miteinander bilden, sozusagen im Bereich eines Innenwinkels von Stirnfläche und Innenfläche, geformt sein.

[0019] Insbesondere in Ausführungen, in denen die zweite Gehäusestruktur einen Gehäusedeckel bildet und dementsprechend die zweite Kammerwand eine Stirnwand der Förderkammer ist, kann es von Vorteil sein, wenn die zweite Gehäusestruktur relativ zur ersten Gehäusestruktur gegen relative Drehbewegungen um die Drehachse des Pumpenrads gesichert ist. Die zweite Gehäusestruktur kann insbesondere mittels einer axial und vorzugsweise radial erstreckten Führung in Umfangs-

richtung relativ zur ersten Gehäusestruktur unbeweglich angeordnet sein. Die Führung ist allerdings so ausgestaltet, dass sie die zum Verstellen des Fördervolumens erforderliche Bewegung in die erste Position zulässt. Ist die zweite Gehäusestruktur kipp- oder schwenkbeweglich, so ist die Führung in vorteilhaften Ausführungen im Bereich oder zumindest nahe der Kipp- oder Schwenkachse angeordnet. Bevorzugt erstreckt sich die Kipp- oder Schwenkachse durch die Führung.

[0020] Die Rotationspumpe kann als Verdrängerpumpe oder aber als Strömungsmaschine, wie etwa als Kreiselpumpe, ausgeführt sein. Bei den Verdrängerpumpen kommen insbesondere innenachsige Pumpen wie etwa Innenzahnradpumpen und Flügelzellenpumpen, aber beispielsweise auch Außenzahnradpumpen in Betracht.

[0021] Eine besonders bevorzugte Pumpenart stellt die Seitenkanalpumpe dar. Dementsprechend umfasst die Rotationspumpe in bevorzugten Ausführungen eine oder mehrere Seitenkanalstufen, d. h. ein oder mehrere entsprechende Pumpenräder. In bevorzugten Ausführungen ist die Rotationspumpe einstufig. In Ausführungen als Seitenkanalpumpe weist die Rotationspumpe wenigstens ein Pumpenrad mit Pumpenradzellen, beispielsweise ein Flügelrad, und diesem Pumpenrad axial, d. h. seitlich zugewandt wenigstens einen Seitenkanal auf, der sich in Umfangsrichtung um die Drehachse des Pumpenrads axial neben dem Pumpenrad erstreckt. Weist die Seitenkanalpumpe nur einen einzigen Seitenkanal auf, ist dieser Seitenkanal mit dem Einlass der Rotationspumpe und in Umfangsrichtung beabstandet mit dem Auslass der Rotationspumpe verbunden. Seitlich links und rechts von dem wenigstens einen Pumpenrad kann auch jeweils ein Seitenkanal vorgesehen sein. Ist die Seitenkanalpumpe mehrstufig und weist ein erstes und wenigstens ein weiteres, zweites Pumpenrad auf, kann dem ersten Pumpenrad seitlich zugewandt nur ein einziger Seitenkanal oder beidseits jeweils ein Seitenkanal und dem zweiten Pumpenrad seitlich zugewandt nur ein einziger Seitenkanal oder beidseits jeweils ein Seitenkanal vorgesehen sein.

[0022] Die Andrückeinrichtung kann mechanisch, hydraulisch, pneumatisch oder elektrisch wirken. In bevorzugten Ausführungen ist die Andrückkraft eine elastische Rückstellkraft, d. h. eine Federkraft. Die Andrückeinrichtung umfasst in derartigen Ausführungen entsprechend eine oder mehrere pneumatische oder vorzugsweise eine oder mehrere mechanische Federn. Wird die Andrückkraft von einer oder mehreren mechanischen Federn erzeugt, kann die Feder oder können die mehreren Federn der Belastung nach insbesondere als Druckfeder (n) wirken. Grundsätzlich kann die Andrückkraft stattdessen aber beispielsweise durch eine oder mehrere Zugfedern erzeugt werden. Der Bauart nach kann die eine oder können die mehreren Federn jeweils beispielsweise eine Schraubenfeder, eine Tellerfeder, eine Blattfeder oder insbesondere eine Wellringfeder sein. Die Andrückeinrichtung kann auch Federn unterschiedlicher Bauart in Kombination aufweisen. In bevorzugten einfachen

Ausführungen, in denen die Andrückeinrichtung nur eine einzige Feder aufweist, vorzugsweise von solch einer Feder alleine gebildet wird, ist die Feder so geformt und angeordnet, dass ihre Federachse mit der Drehachse des Pumpenrads zusammen fällt. Weist die Andrückeinrichtung mehrere Federn auf, sind die mehreren Federn vorzugsweise um die Drehachse verteilt angeordnet, und die Federachsen erstrecken sich parallel zur Drehachse.

[0023] Die Rotationspumpe kann insbesondere als Servopumpe in Kombination mit einer Primärpumpe, im Folgenden Arbeitspumpe, verwendet werden, beispielsweise zur Verstellung des Fördervolumens der Arbeitspumpe. In der EP 2 489 881 A2 wird eine besonders günstige Kombination einer im Fördervolumen verstellbaren Arbeitspumpe und einer als Rotationspumpe ausgeführten Servopumpe offenbart. Die erfindungsgemäße Rotationspumpe kann jede der in dieser älteren Anmeldung offenbarten Rotationspumpen ersetzen, um die Arbeitspumpe im Fördervolumen fluidisch zu verstellen. Bei der Arbeitspumpe kann es sich vorteilhafterweise um eine Kühlmittelpumpe für ein Fahrzeug, insbesondere für eine Brennkraftmaschine eines Fahrzeugs oder für die Heizung bzw. Kühlung eines Fahrzeugs handeln. Die EP 2 489 881 A2 wird in Bezug auf vorteilhafte Kombinationen einer Arbeitspumpe mit Servorotationspumpen in Bezug genommen.

[0024] Dementsprechend ist Gegenstand der Erfindung auch eine Pumpenanordnung zur Versorgung eines Aggregats, vorzugsweise eines Aggregats einer Brennkraftmaschine, mit einem Arbeitsfluid, wobei die Pumpenanordnung eine Arbeitspumpe für die Förderung des Arbeitsfluids zum Aggregat hin oder vom Aggregat weg und eine erfindungsgemäße Rotationspumpe aufweist. Die Arbeitspumpe umfasst ein Arbeitspumpengehäuse, ein von einer Antriebswelle drehantreibbares Arbeitspumpenrad für die Förderung des Arbeitsfluids und eine Stellstruktur, die mittels eines Steuerfluids relativ zum Arbeitspumpengehäuse in unterschiedliche Positionen verstellbar ist, um eine Konfiguration der Arbeitspumpe zu verstellen. Die verstellbare Konfiguration der Arbeitspumpe ist vorzugsweise derart, dass die Konfiguration für das Fördervolumen der Arbeitspumpe maßgeblich ist. Die verstellbare Arbeitspumpenkonfiguration kann bei Ausführung der Arbeitspumpe als Innenzahnradpumpe insbesondere die zwischen einem außen verzahnten Innenrad und einem innen verzahnten Außenrad bestehende Exzentrizität und bei Ausführung der Arbeitspumpe als Flügelzellenpumpe die Position eines ein Flügelrad umgebenden Stellrings sein. Ist die Arbeitspumpe als Strömungsmaschine ausgeführt, beispielsweise wie die Arbeitspumpe der EP 2 489 881 A2, ist die verstellbare Arbeitspumpenkonfiguration vorzugsweise eine verstellbare Strömungsgeometrie wie etwa ein Strömungsquerschnitt oder Strömungsverlauf auf einem Strömungsweg des Arbeitsfluids, wobei dieser Strömungsweg einen Einströmbereich, das Arbeitspumpenrad und einen Ausströmbereich des Arbeitspumpenrads umfasst. In der EP 2 489 881 A2 werden Möglichkeiten

der Verstellung der Strömungsgeometrie für eine Strömungsmaschine in Radialbauart aufgezeigt.

[0025] Vorteilhafte Merkmale werden auch in den Unteransprüchen und deren Kombinationen beschrieben.

[0026] Nachfolgend wird ein Ausführungsbeispiel der Erfindung anhand von Figuren erläutert. Am Ausführungsbeispiel offenbar werdende Merkmale bilden jeweils einzeln und in jeder Merkmalskombination die Gegenstände der Ansprüche und auch die vorstehend erläuterten Ausgestaltungen vorteilhaft weiter. Es zeigen:

- Figur 1 eine Pumpenanordnung mit einer als Servopumpe dienenden Rotationspumpe in einem ersten Ausführungsbeispiel,
- Figur 2 die Pumpenanordnung in einem Längsschnitt,
- Figur 3 einen zentralen Bereich der Pumpenanordnung im Längsschnitt,
- Figur 4 einen optionalen Druckbegrenzer der Pumpenanordnung,
- Figur 5 die Pumpenanordnung in einem ersten Querschnitt,
- Figur 6 die Pumpenanordnung in einem zweiten Querschnitt,
- Figur 7 eine Pumpenanordnung mit einer als Servopumpe dienenden Rotationspumpe in einem zweiten Ausführungsbeispiel,
- Figur 8 die Pumpenanordnung des zweiten Ausführungsbeispiels in einer Sicht auf die Servopumpe,
- Figur 9 eine Pumpenanordnung mit einer als Servopumpe dienenden Rotationspumpe in einem dritten Ausführungsbeispiel,
- Figur 10 eine erste Variante einer abklippbaren Gehäusestruktur der Rotationspumpe des dritten Ausführungsbeispiels,
- Figur 11 einen Abstützbereich der Gehäusestruktur der Figur 10,
- Figur 12 eine zweite Variante einer abklippbaren Gehäusestruktur der Rotationspumpe des dritten Ausführungsbeispiels,
- Figur 13 eine dritte Variante einer abklippbaren Gehäusestruktur der Rotationspumpe des dritten Ausführungsbeispiels und
- Figur 14 den Abstützbereich der Gehäusestruktur der Figur 13.

[0027] Figur 1 zeigt eine Pumpenanordnung eines ersten Ausführungsbeispiels in perspektivischer Sicht. Die Pumpenanordnung kann als Kühlmittelpumpe für eine Brennkraftmaschine, vorzugsweise als Kühlmittelpumpe für einen Verbrennungsmotor eines Kraftfahrzeugs, verwendet werden und wird im Folgenden im Ganzen als Kühlmittelpumpe bezeichnet. Es handelt sich um eine Kühlmittelpumpe in Radialbauart.

[0028] In einem Gehäuse 1 der Kühlmittelpumpe ist ein Radialförderrad 2 um eine Drehachse R drehbar gelagert. Das Gehäuse 1 weist Montagestellen für die Mon-

tage im Kühlkreislauf der Brennkraftmaschine, vorzugsweise an der Brennkraftmaschine, auf. Die Kühlmittelpumpe ist im montierten Zustand für ihren Antrieb mit der Brennkraftmaschine gekoppelt, kann also von dieser über ein geeignetes Getriebe, beispielsweise einen Zugmitteltrieb, drehangetrieben werden. An einer Antriebsseite der Kühlmittelpumpe ist entsprechend ein Antriebsrad 3 angeordnet, Beispielfhaft wie üblich ein Riemenrad, das aber auch durch ein Kettenrad im Falle eines Kettentriebs oder auch durch ein Zahnrad für einen optionalen Zahnradantrieb anstelle eines Zugmitteltriebs ersetzt werden könnte. Das Antriebsrad 3 ist zum Radialförderrad 2 koaxial angeordnet und somit um die gleiche Drehachse R drehbar. Das Radialförderrad 2 ist mit dem Antriebsrad 3 drehmomentfest verbunden. Beispielfhaft sind beide Räder 2 und 3 jeweils verdrehgesichert mit einer gemeinsamen Antriebswelle 4 verbunden, die vom Gehäuse 1 drehgelagert wird. Im Pumpenbetrieb fördert das Radialförderrad 2 ein Kühlmittel, vorzugsweise ein flüssiges Kühlmittel, aus einem zentralen Einströmbereich 5, der Saugseite der Pumpe, in einen sich am äußeren Umfang um das Radialförderrad 2 erstreckenden Ausströmbereich 6. Saugseitig ist das Radialförderrad 2 über den Einströmbereich 5 an ein Kühlmittelreservoir und druckseitig über den Ausströmbereich 6 an die mit dem Kühlmittel zu versorgende Brennkraftmaschine oder einen oder mehrere weitere Verbraucher, beispielsweise eine Heizung, angeschlossen.

[0029] Um den vom Radialförderrad 2 geförderten Kühlmittelstrom an den Bedarf der Brennkraftmaschine oder eines optionalen anderen Verbrauchers anpassen zu können, ist die Kühlmittelpumpe in Bezug auf den Förderstrom verstellbar. Der Förderstrom wird durch Variation der Strömungsgeometrie verstellt, beispielhaft durch Variation des Strömungsquerschnitts im Übertritt vom Radialförderrad 2 in den Ausströmbereich 6, der wie von Radialpumpen bekannt, von einem Ringkanal oder Teilringkanal eines in Figur 1 nicht dargestellten, abgenommenen Teils des Gehäuses 1 gebildet wird. Der Ring- oder Teilringkanal erstreckt sich am äußeren Umfang des Radialförderrads 2 um dieses vollständig über 360° oder zumindest teilweise umlaufend. Der Variation der Strömungsgeometrie dient eine Stellstruktur 10, die als Ringschieber, wie bevorzugt als Spaltringschieber gebildet ist und relativ zum Gehäuse 1 und dem Radialförderrad 2 axial hin und her in unterschiedliche Verstellpositionen verstellt werden kann. Die Stellstruktur 10 bildet unmittelbar mit dem Radialförderrad 2 einen diesen umgreifenden Ringspalt, wirkt somit als Spaltringschieber. Die Stellstruktur 10 ist zwischen einer ersten axialen Verstellposition und einer zweiten axialen Verstellposition hin und her verstellbar. In Figur 1 nimmt sie die erste Verstellposition ein, in der der Übertrittsquerschnitt vom Radialförderrad 2 in den Ausströmbereich 6 maximal ist. In der zweiten Verstellposition ist dieser Übertrittsquerschnitt minimal. Beispielfhaft gibt die Stellstruktur 10 in der ersten Verstellposition das Radialförderrad 2 über dessen gesamte wirksame axiale Förderweite frei. In der

zweiten Verstellposition überdeckt sie die wirksame Förderweite des Radialförderrads 2 wie bevorzugt, aber lediglich beispielhaft vollständig. Mittels der Stellstruktur 10 ist daher eine Verstellung zwischen einem beispielhaft der Nullförderung entsprechenden minimalen Fördervolumen und einem maximalen Fördervolumen möglich. Vorzugsweise ist die Stellstruktur 10 zwischen der ersten und der zweiten Verstellposition in jede Zwischenposition verstellbar und in der gewünschten Verstellposition einregelbar, also in Position haltbar.

[0030] Um das Fördervolumen automatisch verstellen zu können, umfasst die Kühlmittelpumpe eine Aktuator-einrichtung mit einem Steuerventil 7, das wie bevorzugt, aber nur beispielhaft als elektromagnetisch wirkendes Ventil gebildet ist. Dem Steuerventil 7 sind über einen Anschluss 8 elektrische Energie und Steuersignale zuführbar. Das Steuerventil 7 kann über den Anschluss 8 insbesondere mit einer Steuerung der Brennkraftmaschine, beispielsweise einer Motorsteuerung im Falle eines Antriebsmotors eines Kraftfahrzeugs, oder einer Steuerung für eine Fahrzeugheizung verbunden werden.

[0031] Die Stellstruktur 10 ist fluidisch mittels eines Steuerfluids verstellbar, das vom zu fördernden Kühlmittel gebildet wird. Die Stellstruktur 10 ist hierfür im Gehäuse 1 mit einem Kolben gekoppelt, der vom Steuerventil 7 gesteuert mit einem Druck des Steuerfluids beaufschlagt wird. Dem Steuerventil 7 kann über den Anschluss 8 ein Steuersignal zugeführt werden. Das Steuersignal kann in Abhängigkeit von einer gemessenen Temperatur, insbesondere einer im Kühlkreis gemessenen Temperatur wie etwa einer Kühlmitteltemperatur, erzeugt werden. So kann an einer repräsentativen Stelle des Kühlkreises, vorzugsweise an mehreren repräsentativen Stellen jeweils, ein Temperatursensor angeordnet sein, dessen Sensorausgangssignal der Steuerung aufgegeben wird, die aus dem oder den Sensorsignal(en) die Steuergröße für das Steuerventil 7 bildet.

[0032] Figur 2 zeigt die Kühlmittelpumpe in einem Längsschnitt. Die Antriebswelle 4 ist in der Darstellung in funktionale axiale Abschnitte 4a bis 4e unterteilt und im Wellenabschnitt 4d vom und im Gehäuse 1 mittels eines Wälzlagers drehbar gelagert. Das Radialförderrad 2 ist in einem vorderen Endabschnitt 4a verdrehgesichert mit der Antriebswelle 4 verbunden. Das Antriebsrad 3 ist in einem vom Wellenabschnitt 4a axial abgewandten hinteren Wellenabschnitt 4e, vom Radialförderrad 2 aus gesehen hinter dem Drehlagerabschnitt 4d angeordnet und dort verdrehgesichert mit der Welle 4 verbunden. Wegen der Drehlagerung der Welle 4 in einem Wellenabschnitt axial zwischen der Abstützung des Radialförderrads 2 und der Abstützung des Antriebsrads 3 wird ein axial kurzer Abstand zwischen der Drehlagerung der Welle 4 und dem Radialförderrad 2 erhalten und dadurch ein bei Fördertätigkeit eventuell auftretendes, im Abschnitt 4d der Drehlagerung der Antriebswelle 4 abzufangendes Biegemoment reduziert.

[0033] Um den für die Verstellung der Stellstruktur 10 erforderlichen Steuerfluiddruck zu erzeugen, umfasst die

Kühlmittelpumpe eine zusätzliche Pumpe 20, die im Folgenden zur begrifflichen Unterscheidung von der das Radialförderrad 2 umfassenden Arbeitspumpe, der eigentlichen Kühlmittelpumpe, als Servopumpe 20 bezeichnet wird. Die Servopumpe 20 ist eine Rotationspumpe vom Verdrängertyp und beispielhaft als Innenzahnradpumpe ausgeführt. Sie umfasst ein mit der Welle 4 verdrehgesichert verbundenes, mit einer Außenverzahnung versehenes Innenrad 21 und ein das Innenrad 21 umgebendes, innen verzahntes Außenrad 22, die miteinander in einem Fördereingriff, nämlich Zahneingriff sind, in dem sie bei drehangetriebener Welle 4 um die Drehachse R umlaufend periodisch sich vergrößernde und wieder verkleinernde Förderzellen bilden. Im Bereich der Zellenvergrößerung, der Niederdruckseite der Servopumpe 20, wird durch die sich vergrößernden Förderzellen das Steuerfluid, hier das Kühlmittel, angesaugt. Im Bereich der Zellenverkleinerung, der Hochdruckseite der Servopumpe 20, wird das Steuerfluid unter erhöhtem Druck wieder ausgestoßen. Die Servopumpe 20 ist an ihrer Hochdruckseite über einen Druckkanal 31 mit dem Steuerventil 7 verbunden.

[0034] Der Steuerfluidbereich, der sich vom Austritt der Servopumpe 20 bis zum Steuerventil 7 erstreckt, den Druckkanal 31 also einschließt, bildet die Hochdruckseite der Servopumpe 20. Mit dem Steuerventil 7 wird der Druck des Steuerfluids auf der Hochdruckseite eingestellt. Das Steuerfluid wirkt auf dieser Hochdruckseite auf einen Kolben 15, der im Gehäuse 1 der Kühlmittelpumpe axial beweglich geführt und mit der Stellstruktur 10 so gekoppelt ist, dass die Stellstruktur 10 bei Beaufschlagung des Kolbens 15 mit entsprechendem Steuerfluiddruck in Richtung auf die Verstellposition der maximalen axialen Überdeckung des Radialförderrads 2 verschoben wird. Der Kolben 15 ist, wie bevorzugt, axial fest mit der Stellstruktur 10 verbunden, so dass diese die Axialbewegung des Kolbens 15 einfach mitmacht. Die Stellstruktur 10 wird von einer Federeinrichtung mit um die Drehachse R gleichmäßig verteilt angeordneten Federn 17 in die axiale Gegenrichtung mit Federkraft beaufschlagt. Dem auf den Kolben 15 wirkenden Steuerfluiddruck wirkt somit die Federkraft rückstellend in Richtung auf die Verstellposition minimaler Überdeckung, die die Stellstruktur 10 in Figur 2 einnimmt, entgegen.

[0035] Das Steuerventil 7 kann beispielsweise ein zwischen unterschiedlichen Schaltstellungen schaltbares Mehrwegeventil sein, das in einer ersten Schaltstellung die Hochdruckseite der Servopumpe 20 absperrt und in einer zweiten Schaltstellung die Hochdruckseite der Servopumpe 20 mit dem Kühlmittelkreis kurzschließt und hierfür mit vorzugsweise der Druckseite der Kühlmittelpumpe verbindet. Die Servopumpe 20 ist zweckmäßigerweise so ausgelegt, dass der von ihr erzeugte Steuerfluiddruck bereits im Leerlauf der Brennkraftmaschine ausreicht, um die Stellstruktur 10 bei in der ersten Schaltstellung, der Sperrstellung, befindlichem Steuerventil 7 in die Verstellposition der maximalen Überdeckung zu verstellen. Entspricht die Verstellposition der maximalen

Überdeckung wie bevorzugt der vollständigen Überdeckung, fördert das Radialförderrad 2 praktisch kein Kühlmittel. Dies ermöglicht eine rasche Erwärmung der Brennkraftmaschine, wenn diese aus dem kalten Zustand gestartet wird. Zudem verringert sich die Leistungsaufnahme der Kühlmittelpumpe.

[0036] Soll mit dem vom Radialförderrad 2 geförderten Kühlmittel noch ein anderes Aggregat versorgt werden, beispielsweise eine Heizung eines Kraftfahrzeugs, falls es sich bei der Brennkraftmaschine um den Antriebsmotor eines Fahrzeugs handelt, kann stromabwärts vom Förderrad 2 eine Abzweigung zu solch einem weiteren Aggregat angeordnet und ein weiteres Steuerventil vorgesehen sein, um das Kühlmittel wahlweise zur Brennkraftmaschine oder dem weiteren Aggregat zu leiten, was auch den Fall einschließt, dass das Kühlmittel über solch ein Steuerventil gleichzeitig sowohl zur Brennkraftmaschine als auch dem weiteren Aggregat geleitet werden kann. Dem Bedarf eines optionalen weiteren Aggregats entsprechend kann es daher auch von Vorteil sein, wenn die Stellstruktur 10 in der Verstellposition maximaler Überdeckung das Radialförderrad 2 am äußeren Umfang axial nicht vollständig überdeckt, sondern nur über einen axialen Teilabschnitt.

[0037] Das Steuerventil 7 kann in einfachen Ausführungen überhaupt nur die beiden genannten Schaltstellungen aufweisen und auch stets eine dieser Schaltstellungen einnehmen. Die Ansteuerung der Stellstruktur 10 kann in solch einfachen Ausführungen so gestaltet sein, dass die Stellstruktur 10 nur jeweils eine der beiden Extrempositionen einnehmen kann, also entweder die Verstellposition maximaler oder die Verstellposition minimaler Überdeckung. In einer Weiterbildung kann das Steuerventil 7 dafür eingerichtet sein, zwischen den beiden Schaltstellungen so rasch hin und her zu schalten, dass die Stellstruktur 10 auch auf eine beliebige Verstellposition axial zwischen den beiden Extrempositionen eingeregelt werden kann. In wiederum anderen Weiterbildungen kann das Steuerventil 7 dafür eingerichtet sein, den Druck des Steuerfluids kontinuierlich auf einen bestimmten Wert und dadurch die Stellstruktur 10 dem Kräftegleichgewicht aus Steuerfluiddruck und rückstellende Federkraft entsprechend auf eine bestimmte oder jede beliebige, gewünschte Position zwischen der Verstellposition maximaler und der Verstellposition minimaler Überdeckung einzustellen.

[0038] Zwischen der Servopumpe 20 und dem Steuerventil 7 ist eine Druckhalteeinrichtung 28 angeordnet, die verhindert, dass das Steuerfluid in die Servopumpe 20 zurückströmen kann. Die Druckhalteeinrichtung 28 blockiert in einer Sperrposition einen Strömungsquerschnitt gegen ein Zurückströmen zur Servopumpe 20, lässt ein Hinströmen in Richtung auf das Steuerventil 7 jedoch zu. Sie öffnet nur dann, wenn der Druck des Steuerfluids an einem der Servopumpe 20 nahen stromaufwärtigen Einlass der Druckhalteeinrichtung 28 den Druck des Steuerfluids an einem dem Steuerventil 7 nahen stromabwärtigen Auslass der Druckhalteeinrichtung 28

übersteigt. Sie wird mit Federkraft in die Sperrposition beaufschlagt, nimmt also bei Gleichdruck die Sperrposition ein. Die in der Sperrposition wirkende Federkraft ist so bemessen, dass die Druckhalteeinrichtung 28 in Richtung auf das Steuerventil 7 zumindest dann öffnet, wenn sich die Brennkraftmaschine im Leerlauf befindet und der auf den Kolben 15 wirkende Druck dem Umgebungsdruck entspricht. Die Druckhalteeinrichtung 28 ist wie bevorzugt, aber nur beispielhaft als Rückschlagventil ausgeführt.

[0039] Bei sperrendem Steuerventil 7 kann aufgrund der Druckhalteeinrichtung 28 die Stellstruktur 10 nach einem Abstellen der Brennkraftmaschine über einen vergleichsweise langen Zeitraum in der Verstellposition maximaler Überdeckung gehalten werden, da ein Zurückströmen des Steuerfluids über die Servopumpe 20 verhindert wird. Falls die Stellstruktur 10 in dieser Verstellposition den Übergangsquerschnitt am äußeren Umfang des Radialförderrads 2 wie bevorzugt weitgehend dicht verschließt, kann das Kühlmittel stromauf des Radialförderrads 2 der Dichtigkeit des Übergangsquerschnitts entsprechend länger zurückgehalten werden, als dies bei raschem Druckabbau auf der Hochdruckseite der Servopumpe 20 der Fall wäre. Die Brennkraftmaschine kann nach einem Abstellen langsamer abkühlen, der Abkühlvorgang kann verstetigt werden.

[0040] Die Servopumpe 20 und die Druckhalteeinrichtung 28, falls letztere vorhanden ist, sind vorzugsweise so ausgelegt, dass der im Leerlauf der Brennkraftmaschine von der Servopumpe 20 erzeugte Druck ausreicht, die Stellstruktur 10 in die Verstellposition maximaler Überdeckung zu verstellen. Durch entsprechende Ansteuerung des Steuerventils 7 kann dieser Druck entweder gehalten oder reduziert und somit die Position der Stellstruktur 10 auch im Leerlauf bedarfsgerecht eingestellt werden. Dies gilt vorzugsweise auch für jeden anderen Betriebszustand der Brennkraftmaschine, solange der von der Servopumpe 20 erzeugte Steuerfluiddruck ausreicht, die rückstellende Federkraft zu überwinden, die in Richtung auf die Position minimaler Überdeckung auf die Stellstruktur 10 wirkt.

[0041] Der Steuerfluiddruck kann mittels eines in Figur 4 dargestellten optionalen Druckbegrenzers 35 auf einen maximalen Wert begrenzt werden, so dass er diesen Wert auch bei hohen Drehzahlen und entsprechend hohem Fördervolumen der Servopumpe 20 nicht übersteigen kann. Durch die Begrenzung des Steuerfluiddrucks wird die Kraft, mit der die Stellstruktur 10 in der Verstellposition maximaler Überdeckung gegen einen axialen Anschlag drücken kann, auf einen sich aus dem Steuerfluiddruck und der wirksamen Druckfläche des Kolbens 15 ergebenden Maximalwert begrenzt. Ein Einlass des Druckbegrenzers 35 ist mit dem Raum verbunden, in dem der Kolben 15 mit dem Steuerfluid beaufschlagt wird. Ein Auslass des Druckbegrenzers 35 leitet das Steuerfluid in den vom Radialförderrad 2 geförderten Hauptstrom des Kühlmittels zurück. Der Druckbegrenzer 35 ist wie bevorzugt, aber nur beispielhaft als Rück-

schlagventil gebildet. Der Druckbegrenzer 35 ist in Umfangsrichtung um die Rotationsachse R zur Druckhalte-einrichtung 28 versetzt angeordnet. Der in Figur 4 dargestellte Längsschnitt ist in Umfangsrichtung entsprechend zum Längsschnitt der Figuren 2 und 3 versetzt.

[0042] Die Servopumpenräder 21 und 22 sind in einem eigenen Servopumpengehäuse aufgenommen, das eine erste Gehäusestruktur 23 und eine zweite Gehäusestruktur 24 umfasst. Die Gehäusestruktur 23 lagert das Außenrad 22 über dessen äußeren Umfang in einem Gleitkontakt drehbar. Die Aufnahme der Servopumpenräder 21 und 22 im eigenen Servopumpengehäuse 23, 24 erleichtert den Zusammenbau der Pumpenanordnung, indem die Servopumpe 20 in einem vormontierten Zustand eingebaut werden kann. Das Servopumpengehäuse 23, 24 ist im Gehäuse 1 der Arbeits- bzw. Kühlmittelpumpe angeordnet, wie bevorzugt, innerhalb der ringförmigen Stellstruktur 10. Die Druckhalteeinrichtung 28 und der Druckbegrenzer 35 sind ebenfalls im Servopumpengehäuse 23, 24 angeordnet.

[0043] Figur 3 zeigt in einer vergrößerten Darstellung den zentralen Bereich der Kühlmittelpumpe im gleichen Längsschnitt wie Figur 2. Das zentral angeordnete Servopumpengehäuse 23, 24 wird an seiner dem Radialförderrad 2 zugewandten Stirnseite von einer Stützstruktur 13 abgedeckt. Die Stützstruktur 13 deckt gleichzeitig an der betreffenden Seite auch das Gehäuse 1 der Kühlmittelpumpe ab. Axial zwischen dem Servopumpengehäuse 23, 24 und der Stützstruktur 13 ist die Gehäusestruktur 24 angeordnet, welche die Gehäusestruktur 23 unmittelbar überdeckt und in der der Einlass 25 und der Auslass 27 der Servopumpe 20 geformt sind. In der Gehäusestruktur 24 ist im Einlass 25 ein Filter 26 angeordnet, beispielhaft ein Filtersieb, der Schmutzpartikel zurückhält. Bei drehender Antriebswelle 4 saugt die Servopumpe 20 Kühlmittel von einer Stelle im Fliehkraftfeld, beispielsweise am oder nahe beim äußeren Umfang des Radialförderrads 2 oder durch eine oder mehrere Perforationen im Radialförderrad 2, durch den Einlass 25 ein und stößt das Kühlmittel als Steuerfluid mit erhöhtem Druck durch den Auslass 27 aus. Der Auslass 27 ist über die Druckhalteeinrichtung 28 mit dem Druckkanal 31 und dieser mit der dem Radialförderrad 2 abgewandten Rückseite des Kolbens 15 verbunden. In Figur 3 nimmt die Druckhalteeinrichtung 28 die Sperrposition ein. Die Servopumpe 20 steht still, oder es wurde bei sperrendem Steuerventil 7 beispielsweise gerade die Pumpengeschwindigkeit verringert.

[0044] Die Servopumpe 20 ist in dem sich an den Wellenabschnitt 4a axial anschließenden Wellenabschnitt 4b angeordnet. Zwischen der Gehäusestruktur 23 und dem die Drehlagerung bildenden Wellenabschnitt 4d ist im Wellenabschnitt 4c eine Wellendichtung 19, beispielsweise in Form einer Gleitringdichtung oder Lippendichtung, angeordnet, die das Gehäuse 1 abdichtet. Wie nicht zuletzt auch aus Figur 3 ersichtlich, ist die als Rotationspumpe ausgeführte Servopumpe 20 axial vorteilhaft schmal, wodurch das Radialförderrad 2 axial besonders

nah bei der im Wellenabschnitt 4d gebildeten Drehlagerung angeordnet sein kann. Wegen der Ausführung als Innenzahnradpumpe kann dieser axiale Abstand besonders gering gehalten werden.

[0045] Die Stellstruktur 10 wird in einem Gleitführungs-kontakt axial längs einer Führung 12 geführt. Die Führung 12 ist eine in das Gehäuse 1 eingesetzte Hülse, wie bevorzugt, aber nur beispielhaft eine Stahlhülse. Die Führung 12 umgibt das Servopumpengehäuse 23, 24 und ist beispielhaft unmittelbar über das Servopumpengehäuse 23, 24 geschoben. Die Führung 12 stützt sich am Servopumpengehäuse 23, 24 somit nach innen ab. Sie ist ferner auch an dem Gehäuse 1 abgestützt, indem sie im Gehäuse 1 auch auf eine freie Umfangsfläche des Gehäuses 1 aufgeschoben, bevorzugt aufgepresst ist. Das Gehäuse 1 ist vorzugsweise aus einem Aluminiumwerkstoff gefertigt und kann insbesondere aus Aluminium oder einer Aluminiumbasislegierung gegossen sein.

[0046] Die Stellstruktur 10 kann insbesondere eine Kunststoffstruktur sein, beispielsweise ein Spritzgussteil aus einem thermoplastischen Kunststoff. Der Kolben 15 ist zweckmäßigerweise aus einem Elastomer oder Naturgummi geformt. Der Kolben 15 ist in einem Ringzylinderraum axial hin und her beweglich aufgenommen. Der Ringzylinderraum wird außen von einer Innenumfangsfläche des Gehäuses 1, beispielhaft einem Gehäusestutzen 11, und innen von der Führung 12 begrenzt. Die Begrenzung des Ringzylinderraums durch Metallflächen ist für die jeweilige Gleitpaarung mit dem Kolben 15 günstig. Der Kolben 15 wird an einer freien Kolbenseite wie bereits erwähnt mit dem Steuerfluid beaufschlagt. Der Kolben 15 ist an einem axialen Ende der Stellstruktur 10, das wie bevorzugt dem Radialförderrad 2 abgewandt ist, angeordnet und kann mit der Stellstruktur 10 insbesondere fest, beispielsweise stoffschlüssig, verbunden sein. Grundsätzlich kann der Kolben 15 aber auch in die Richtung seiner Beaufschlagung mit dem Steuerfluid in nur einem Druckkontakt mit der Stellstruktur 10 sein. Dem Druck des Steuerfluids wirken wie gesagt mehrere um die Drehachse R verteilt angeordnete Federn 17 entgegen, die sich mit einem Federende jeweils am Deckel 13 und mit dem anderen Federende an einem an der Stellstruktur 10 gebildeten Federsitz 18 abstützen. Die Federn 17 sind beispielhaft als Schraubendruckfedern ausgeführt. Sie sind in einem Ringraum angeordnet, der radial innen von der Führung 12 und radial außen von der Stellstruktur 10 begrenzt wird.

[0047] Die Stellstruktur 10 ist im Führungskontakt mit der Führung 12 an dieser mittels einer Stegagerung abgestützt, die von axial erstreckten Stegen 16 gebildet wird. Die Stege 16 sind an einem der Führung 12 radial zugewandten Innenumfang der Stellstruktur 10 geformt.

[0048] Figur 5 zeigt die Kühlmittelpumpe in einem Querschnitt axial auf der Höhe der Servopumpenräder 21 und 22. Von radial innen nach außen sind die Welle 4, das darauf verdrehgesichert angeordnete Innenrad 21, das damit im Fördereingriff befindliche Außenrad 22, das Servopumpengehäuse 23, 24 und die das Pumpen-

gehäuse 23, 24 umgebende Führung 12 erkennbar. Erkennbar sind ferner der im Servopumpengehäuse 23 geformte Aufnahmeraum zur Bildung des Druckbegrenzers 35 und ein über die Gehäusestruktur 24 und die Stützstruktur 13 (Figur 3) mit dem Auslass 27 der Servopumpe 20 verbundener Verbindungskanal 30, der mit dem zum Steuerventil 7 führenden Druckkanal 31 verbunden und in dem die Druckhalteeinrichtung 28 gebildet ist. Ein weiterer Verbindungskanal 33 ist mit einem Entlastungskanal 32 verbunden. Der Entlastungskanal 32 ist an das Steuerventil 7 angeschlossen. Der Entlastungskanal 32 führt vom Steuerventil 7 über den Verbindungskanal 33 zurück in den Kühlmittelkreislauf. In einer seiner Schaltstellungen verbindet das Steuerventil 7 den Druckkanal 31 mit dem Entlastungskanal 32, so dass der Kolben 15 (Figur 3) nur mit einem vergleichsweise niedrigen Druck beaufschlagt und die Stellstruktur 10 durch die Kraft der Federn 17 in der in den Figuren 2 und 3 dargestellten Verstellposition minimaler Überdeckung gehalten wird.

[0049] In Figur 5 sind des Weiteren die am Innenumfang der Stellstruktur 10 geformten axialen Stege 16 erkennbar, die durch in Umfangsrichtung jeweils benachbarte Vertiefungen am Innenumfang freigestellt sind und für eine saubere Axialführung der Stellstruktur 10 sorgen. Die Stellstruktur 10 ist relativ zum Gehäuse 1 der Kühlmittelpumpe verdrehgesichert mittels stabförmigen Verdrehsicherungen 14 geführt, die in entsprechende Gegenführungen der Stellstruktur 10 ragen. Eine der Verdrehsicherungen 14 ist auch in Figur 3 erkennbar. Die Verdrehsicherungen 14 ragen von der Rückseite der Stützstruktur 13 axial ab. Schließlich sind in Figur 5 auch die an der Stellstruktur 10 befindlichen Stützstellen für die Federn 17, nämlich die Federsitze 18 erkennbar.

[0050] Figur 6 zeigt die Kühlmittelpumpe nochmals in einem anderen Querschnitt axial auf der Höhe der im Wellenabschnitt 4d gebildeten Drehlagerung. Die Querschnittsebene erstreckt sich längs des Druckkanals 31 und des Entlastungskanals 32. Zur Drehlagerung ist noch nachzutragen, dass diese durch wenigstens zwei axial voneinander beabstandete Lagerrillen und in den Lagerrillen um die Drehachse R angeordnete Wälzkörper sowie eine die Wälzkörper außen umschließende Lagerhülse 9 gebildet wird. Die Lagerrillen sind unmittelbar am äußeren Umfang der Antriebswelle 4 geformt. Die Lagerhülse 9 ist in das Gehäuse 1 eingepresst. Die Antriebswelle 4 bildet mit dem Wälzlager bzw. den mehreren voneinander axial beabstandeten Wälzlagern und der Lagerhülse 9 eine Baueinheit, die beim Zusammenbau der Kühlmittelpumpe in das Gehäuse 1 eingesetzt wird.

[0051] Die Figuren 7 und 8 zeigen eine Pumpenanordnung eines zweiten Ausführungsbeispiels, die anstelle der Servopumpe 20 eine Servopumpe 40 vom Rotationsstyp umfasst, die als Seitenkanalpumpe gebildet ist. Die Servopumpe 40 ist mehrstufig, beispielhaft zweistufig, wobei die Pumpenstufen zur Erzielung hohen Förderdrucks in Serie geschaltet sind. Die Pumpenanordnung unterscheidet sich vom ersten Ausführungsbeispiel

ferner durch die Art der Zuführung des Arbeitsfluids zur Servopumpe 40. Die Pumpenanordnung kann wie im ersten Ausführungsbeispiel insbesondere als Kühlmittelpumpe verwendet werden und wird im Folgenden vereinfacht ebenfalls als Kühlmittelpumpe bezeichnet. Das Arbeitsfluid ist in derartiger Verwendung entsprechend ein Kühlmittel.

[0052] Das Kühlmittel wird in dem vom Radialförderrad 2 erzeugten Fliehkraftfeld bereits im Einströmbereich 5 der Kühlmittelpumpe zentral über einen dort gebildeten Anschluss 38 vom Hauptstrom abgezweigt und durch die Antriebswelle 4 zur Servopumpe 40 geführt. Den Anschluss 38 bildet wenigstens eine am äußeren Umfang der Antriebswelle 4 mündende Einlassöffnung. Bevorzugt bilden mehrere in Umfangsrichtung voneinander beabstandete Einlassöffnungen den Anschluss 38 gemeinsam. Das von der Servopumpe 40 angesaugte Kühlmittel strömt durch den Anschluss 38 in und axial durch die Antriebswelle 4 bis zu einem Auslass 39, der ebenfalls am äußeren Umfang der Antriebswelle 4 mündet, und strömt durch den Auslass 39 in einen Fluidraum 45, der mit einem in den Figuren nicht erkennbaren Einlass der Servopumpe 40 in Verbindung steht. Auch der Auslass 39 kann mehrere derartige Auslassöffnungen umfassen. Aufgrund der im Fliehkraftfeld zentralen Abzweigung, zusätzlich dadurch begünstigt, dass der Anschluss 38 an einer zumindest im Wesentlichen axial erstreckten äußeren Umfangsfläche in das Fliehkraftfeld mündet, gelangt nur aufgrund der Fliehkraftwirkung an Schmutzpartikeln abgereichertes Kühlmittel zur Servopumpe 40.

[0053] Die Servopumpe 40 weist ein erstes Servopumpenrad 41 und ein zweites Servopumpenrad 42 auf. Die Pumpenräder 41 und 42 sind als solche identisch, was zwar zweckmäßig, aber nicht unumgänglich erforderlich ist. Bei den Pumpenrädern handelt es sich um Zellenräder jeweils mit einem Zentralbereich, einem umlaufenden Außenring und einem zwischen dem Zentralbereich und dem Außenring befindlichen Ringbereich, der, wie aus der Zusammenschau der Figuren 7 und 8 erkennbar, von Zellstegen in axial durchlässige Förderzellen 43 unterteilt wird, die in Umfangsrichtung durch die Zellstege voneinander getrennt sind. Die Servopumpenräder 41 und 42 können auch als außen offene Flügelräder gebildet werden, indem auf einen die Förderzellen 43 radial außen umgebenden Außenring verzichtet wird.

[0054] Im Servopumpengehäuse 23, 24 sind neben den Servopumpenrädern 41 und 42 Seitenkanäle geformt, die sich jeweils in Umfangsrichtung und radial auf der Höhe der Förderzellen 43 über einen Winkel von weniger als 360° erstrecken. So erstrecken sich ein erster Seitenkanal 46 und ein zweiter Seitenkanal 47 jeweils neben dem ersten Pumpenrad 41, der eine links und der andere rechts daneben, und ein dritter Seitenkanal 48 und ein vierter Seitenkanal 49 jeweils neben dem zweiten Pumpenrad 42, der eine links und der andere rechts neben dem Pumpenrad 42. Jeder der Seitenkanäle 46 bis 49 ist im Gehäuse 23, 24 als eine axial zu den Förderzellen 43 des zugeordneten Pumpenrads 41 oder 42 of-

fene Vertiefung geformt, so dass das Fluid, hier das Kühlmittel, zwischen den Förderzellen 43 und den Seitenkanälen 46, 47 und 48, 49 des jeweiligen Pumpenrads 41 oder 42 hin und her strömen kann, um die von Seitenkanalpumpen bekannte, auf Impulsübertragung beim vielfachen Übertritt zwischen den Förderzellen 43 und dem jeweiligen Seitenkanal beruhende Druckerhöhung zu erzielen. Der erste Seitenkanal 46 ist über den Einlass der Servopumpe 40 mit dem Fluidraum 45 verbunden. Der zweite Seitenkanal 47 ist mit dem dritten Seitenkanal 48 und der vierte Seitenkanal ist mit dem Auslass 28 der Servopumpe 40 verbunden. Bei Drehantrieb saugt die Servopumpe 40 das Kühlmittel aus dem Fluidraum 45 über den Einlass der Servopumpe 40 in den Seitenkanal 46 und somit in die vom Pumpenrad 41 und den Seitenkanälen 46 und 47 gebildete erste Pumpenstufe. Das angesaugte Kühlmittel wird mit erhöhtem Druck durch einen internen Auslass des zweiten Seitenkanals 47 zu einem internen Einlass des dritten Seitenkanals 48 gefördert und in der vom Pumpenrad 42 und den Seitenkanälen 48 und 49 gebildeten zweiten Pumpenstufe unter weiterer Druckerhöhung durch den Servopumpenauslass 28 in Richtung Druckhalteeinrichtung 28 abgefördert.

[0055] Das Ausführungsbeispiel der Figuren 7 und 8 kombiniert eine Seitenkanalpumpe mit einer durch Fliehkraft bewirkten Reinigung des Kühlmittels. Diese Art der Kühlmittelreinigung kann stattdessen auch mit jeder anderen Servopumpe erfindungsgemäßer Art kombiniert werden, beispielsweise mit der Servopumpe 20 des ersten Ausführungsbeispiels. Ebenso kann anstelle der ausschließlich auf Fliehkraft beruhenden Reinigung des zweiten Ausführungsbeispiels jede der mit Filtermaterial reinigenden Anordnungen aus Filter oder aus Filter und zugeordneter Reinigungseinrichtung mit einer ein- oder mehrstufigen Seitenkanalpumpe kombiniert werden, um nur einige Variationsmöglichkeiten zu erwähnen.

[0056] Figur 9 zeigt eine Pumpenanordnung, die wie die anderen Ausführungsbeispiele insbesondere als Kühlmittelpumpe verwendet werden kann. Die Pumpenanordnung umfasst ein Radialförderrad 2 und eine Stellstruktur 10, die wie an den anderen Ausführungsbeispielen erläutert zur Verstellung des Fördervolumens der Kühlmittelpumpe zusammenwirken. Darüber hinaus umfasst die Pumpenanordnung eine Servopumpe 50 vom Rotationstyp, die wie ebenfalls in den anderen Ausführungsbeispielen dazu dient, den für die Verstellung der Verstellstruktur 10 erforderlichen Steuerfluiddruck für das in Figur 9 nicht dargestellte Steuerventil 7 (Figuren 1 und 2) zu erzeugen.

[0057] Die Servopumpe 50 ist eine einstufige Seitenkanalpumpe mit nur einem Servopumpenrad 51, das dem Servopumpenrad 41 des zweiten Ausführungsbeispiels entsprechen kann. Die Servopumpe 50 weist ein Servopumpengehäuse mit der ersten Gehäusestruktur, 23 und der zweiten Gehäusestruktur 24 auf. Die Gehäusestrukturen 23 und 24 begrenzen miteinander eine Förderkammer, in der das Servopumpenrad 51 um die Dreh-

achse R drehbar aufgenommen ist. Das Servopumpenrad 51 ist wie in den anderen Ausführungsbeispielen im Wellenabschnitt 4b drehfest mit der Antriebswelle 4 verbunden und somit koaxial zum Radialförderrad 2 angeordnet. Die Wirkungsweise entspricht abgesehen von Unterschieden der Stufenzahl derjenigen des zweiten Ausführungsbeispiels. Bei Drehantrieb wird das Steuerfluid, das auch im dritten Ausführungsbeispiel vom Arbeitsfluid der Haupt- bzw. Arbeitspumpe gebildet wird, über einen Servopumpeneinlass 55 in einen Niederdruckbereich der Förderkammer 52 gesaugt. Der Einlass 55 erstreckt sich durch die Gehäusestruktur 24 und mündet im Niederdruckbereich der Förderkammer 52 in einen an der Gehäusestruktur 24 dem Servopumpenrad 51 zugewandt geformten Seitenkanal 56. Dem Seitenkanal 56 gegenüberliegend zugewandt ist in der Gehäusestruktur 23 ein Seitenkanal 57 geformt, in den in Drehrichtung zum Einlass 55 versetzt in einem Hochdruckbereich der Förderkammer 52 ein Auslass 58 mündet. Bei einer Drehbewegung des Servopumpenrads 51 wird das durch den Einlass 55 angesaugte Fluid durch Impulsübertragung zwischen den Förderzellen 53 des Servopumpenrads 51 und den seitlich angrenzenden Seitenkanälen 56 und 57 unter Druckerhöhung zum Auslass 58 gefördert. Vom Auslass 58 strömt das Fluid über die bereits erläuterte Druckhalteeinrichtung 28 in den Druckanal 31 und den damit verbundenen Druckraum an der Rückseite des Kolbens 15. Bei geschlossenem Steuerventil 7 baut sich in dem Druckraum ein entsprechender Fluiddruck auf, so dass der Kolben 15 und damit gemeinsam die Stellstruktur 10 in die in Figur 9 dargestellte zweite Verstellposition verstellt und in der zweiten Verstellposition gehalten werden. Öffnet das Steuerventil, kann das von der Servopumpe 50 geförderte Fluid abströmen und die Stellstruktur 10 sich unter Einwirkung der Rückstellfeder 17 in Richtung auf ihre erste Verstellposition bewegen.

[0058] Das Fördervolumen der Servopumpe 50 steigt mit der Drehzahl des Servopumpenrads 51. Soll die Servopumpe 50 auch bei vergleichsweise niedrigen Drehzahlen der Antriebswelle 4 einen für die Verstellung der Stellstruktur 10 ausreichenden Fluiddruck liefern, kann bei höheren Drehzahlen das Problem entstehen, dass die Servopumpe 50 einen Volumenstrom fördert, der bei geöffnetem Steuerventil 7 (Figuren 1 und 2) nicht instantan, sondern nur allmählich abströmen kann. Die Stellstruktur 10 verbleibt in derartigen Situationen trotz geöffnetem Steuerventil 7 länger als gewünscht in der zweiten Verstellposition, die auch im dritten Ausführungsbeispiel dem Zustand geringsten Fördervolumens der Kühlmittelpumpe entspricht.

[0059] Um den Konflikt zwischen dem Wunsch nach Verstellbarkeit der Stellstruktur 10 im unteren Drehzahlbereich und dem Wunsch nach kurzer Ansprechzeit im oberen Drehzahlbereich zu entschärfen, ist auch die Servopumpe 50 in ihrem Fördervolumen verstellbar. Um das Fördervolumen verstellen zu können, ist die zweite Gehäusestruktur 24 relativ zur ersten Gehäusestruktur 23

zwischen einer ersten Position und einer zweiten Position hin und her beweglich angeordnet. Nimmt die Gehäusestruktur 24 die erste Position ein, ist die Förderkammer 52 abgesehen vom Einlass 55 und Auslass 58 sowie unvermeidbaren Leckagen an den Stirnseiten des Pumpenrads 51 fluiddicht abgeschlossen. Die erste Position kann daher auch als Schließposition bezeichnet werden. In der zweiten Position ist die Gehäusestruktur 24 von der ersten Gehäusestruktur 23 abgerückt bzw. abgehoben, so dass zwischen einer von der Gehäusestruktur 23 gebildeten ersten Kammerwand und einer von der Gehäusestruktur 24 gebildeten zweiten Kammerwand ein Spalt besteht, durch den Fluid aus der Förderkammer 52 unter Umgehung des Einlasses 55 und des Auslasses 58 nach außen entweichen kann. In Figur 9 nimmt die zweite Gehäusestruktur 24 die erste Position ein, aus der sie in Richtung auf die zweite Position bewegt werden kann, um den Spalt zu bilden. Die Bewegung in Richtung auf die zweite Position kann kontinuierlich, d. h. dem Druck in der Förderkammer 52 entsprechend erfolgen und die Spaltweite somit kontinuierlich vergrößert werden. Die Bewegung kann stattdessen aber auch bei Überschreiten eines bestimmten Innendrucks abrupt erfolgen. Der in der dargestellten ersten Position nicht bestehende Spalt ist mit "S" angedeutet.

[0060] Die Gehäusestruktur 24 wird von einer Andrückkraft in der ersten Position gehalten. Die Andrückkraft wird von einer Andrückeinrichtung 60 erzeugt, die wie bevorzugt, aber nur beispielhaft, unmittelbar auf die zweite Gehäusestruktur 24 wirkt. Die Andrückeinrichtung 60 wird von einer Druckfeder gebildet, die als Wellringfeder ausgeführt ist. Anstelle einer Wellringfeder könnte auch eine Schraubenfeder oder Tellerfeder und im Grunde jede andere geeignete Feder verwendet werden. Die Anordnung als Druckfeder wird bevorzugt. Anstelle einer Druckfeder könnte aber auch beispielsweise eine Zugfeder vorgesehen sein, um die Gehäusestruktur 24 in die erste Position zu drücken.

[0061] Die Andrückeinrichtung 60 wirkt axial auf die Gehäusestruktur 24. Die Andrückeinrichtung 60 stützt sich axial unmittelbar an der Gehäusestruktur 24 und an einer der Gehäusestruktur 24 axial zugewandt gegenüberliegenden Stützstruktur 61 ab. Sie ist koaxial zur Drehachse R und um diese umlaufend angeordnet, so dass die Federachse mit der Drehachse R zusammenfällt. Die Andrückeinrichtung 60 ist vorzugsweise mit Vorspannkraft zwischen der Gehäusestruktur 24 und der axial gegenüberliegenden Stützstruktur 61 angeordnet. Übersteigt eine durch den Fluidruck in der Förderkammer 52 auf die Gehäusestruktur 24 wirkende Druckkraft die Vorspannkraft der Andrückeinrichtung 60, beginnt die Gehäusestruktur 24, sich in Richtung auf die zweite Position zu bewegen, wodurch das Fördervolumen der Servopumpe 50 bei gegebener Drehzahl des Servopumpenrads 51 verringert wird.

[0062] Im dritten Ausführungsbeispiel wird die Stellstruktur 10 unmittelbar durch die Gehäusestruktur 23 axial geführt. Die in den anderen Ausführungsbeispielen als

Führung 12 verwendete Hülse ist entfallen. Der Kolben 15 ist in einem Ringraum beweglich angeordnet, der entsprechend unmittelbar vom Gehäuse 1 der Arbeitspumpe und der Gehäusestruktur 23 gebildet wird. Um die Führung für die Stellstruktur 10 zu verbessern bzw. die Stellstruktur 10 stabiler zu führen, weist die Gehäusestruktur 23 einen sich bis nahe an die Rückseite des Radialförderrads 2 erstreckenden Führungsabschnitt 29 auf, der zusätzlich auch die auf die Stellstruktur 10 wirkende Rückstellfeder 17 abstützt. Die Stützstruktur 61 ist im Bereich des Führungsabschnitts 29 mit der Gehäusestruktur 23 fest gefügt, im Ausführungsbeispiel mittels einer Pressverbindung.

[0063] Im Unterschied zu den beiden anderen Ausführungsbeispielen dient die zweite Gehäusestruktur 24 auch nicht als Abstützung für die Druckhalteeinrichtung 28. Die Druckhalteeinrichtung 28 ist in der ersten Gehäusestruktur 23 aufgenommen und abgestützt. In einer Abwandlung könnte ein Teil der Abstützfunktion der Gehäusestruktur 23 vom Gehäuse 1 der Arbeits- bzw. Kühlmittelpumpe übernommen werden. Indem die bewegliche Gehäusestruktur 24 von Funktionen hinsichtlich der Druckhalteeinrichtung 28 frei ist, wird die Konstruktion der Servopumpe 50 vereinfacht.

[0064] Die Gehäusestruktur 24 kann zur Verstellung des Fördervolumens der Servopumpe 50 translatorisch, insbesondere axial beweglich angeordnet sein. Sie kann beispielsweise auf der Antriebswelle 4 axial geführt werden. Sie kann aber auch an einer der Drehachse R zugewandten Innenfläche der ersten Gehäusestruktur 23, insbesondere einer um die Drehachse R umlaufenden Umfangsinnenfläche der Gehäusestruktur 23, oder stattdessen auch an einer um die Drehachse R erstreckte Außenfläche der Gehäusestruktur 23, insbesondere einer um die Drehachse R umlaufenden Umfangsaußenfläche der Gehäusestruktur 23, axial geführt werden. Im Ausführungsbeispiel ist die Gehäusestruktur 24 jedoch wie bevorzugt kippbeweglich angeordnet, kann also um eine Kippachse K unter Ausbildung des genannten Spalts von der Gehäusestruktur 23 abgekippt werden.

[0065] Die Figuren 10 und 11 zeigen jeweils in einer gegenüber Figur 9 vergrößerten Darstellung einen Kontaktbereich der Gehäusestrukturen 23 und 24. Figur 11 zeigt den Abstützbereich, in dem sich die Gehäusestruktur 24 im abgekippten Zustand, wenn sie die zweite Position einnimmt, an der ersten Gehäusestruktur 23 unter Ausbildung der Kippachse K abstützt. Figur 10 zeigt den über die Drehachse R gegenüberliegenden Bereich, in dem die Gehäusestruktur 24 unter Ausbildung des Spalts S von der Gehäusestruktur 23 abhebt, wenn sie sich aus der in den Figuren 10 und 11 noch dargestellten ersten Position in Richtung auf die zweite Position bewegt. In der in den Figuren 9-11 dargestellten ersten Position liegt die Gehäusestruktur 24 um die Drehachse R umlaufend dicht mit einer Stirnfläche 24a an einer zugewandten Stirnfläche 23a der Gehäusestruktur 23 an und wird von der Andrückeinrichtung 60 in einen um die Drehachse R umlaufend dichten Druckkontakt gedrückt.

[0066] Die Gehäusestruktur 24 ist mit der Gehäusestruktur 23 um die Drehachse R drehbeweglich verbunden, damit sich die Position des Einlasses 55, der durch die Gehäusestruktur 24 führt, bei den Verstellbewegungen der Gehäusestruktur 24 nicht in Umfangsrichtung verändern kann. Zu diesem Zweck wird die Gehäusestruktur 24 im Rahmen ihrer Beweglichkeit mittels einer Führung 62 geführt. Die Führung 62 erstreckt sich axial und ist vorzugsweise fest mit der Gehäusestruktur 23 gefügt. Im Ausführungsbeispiel bildet eine Passfeder die Führung 62. Die Führung 62 ragt in einem die Kippachse K beinhaltenden Abstützbereich axial und nach innen in Richtung auf die Drehachse R vor. Die Gehäusestruktur 24 weist in ihrem Abstützbereich eine Ausnehmung auf, beispielsweise einen schmalen axial erstreckten Spalt, in welche die Führung 62 im Führungseingriff mit der Gehäusestruktur 24 eingreift. Die Führung 62 wirkt mit der Gehäusestruktur 24 in der Art einer Nut- und-Federführung zusammen, wobei die Geometrie auch umgekehrt werden könnte, indem die "Feder" an der Gehäusestruktur 24 und die "Nut" an der Gehäusestruktur 23 vorgesehen sein könnte. Jedenfalls wird im Führungseingriff mittels der Führung 62 die Gehäusestruktur 24 relativ zur Gehäusestruktur 23 in ihrer Drehwinkelposition gesichert und die für die Verstellung des Fördervolumens erforderliche Beweglichkeit ermöglicht.

[0067] Ein Vorteil der Kippbeweglichkeit im Vergleich zu einer Axialbeweglichkeit der Gehäusestruktur 24 ist, dass die Gefahr eines Verkantens und dadurch eines Einklemmens der Gehäusestruktur 24 vermieden oder zumindest verringert werden kann. Im Falle einer Axialbeweglichkeit würde diesbezüglich wegen der erforderlichen Axialführung eine gewisse Gefahr bestehen. Die vom Arbeitsfluid auf die Gehäusestruktur 24 ausgeübte Druckkraft wirkt auf die Gehäusestruktur 24 nämlich mit einer Exzentrizität bezüglich der Drehachse R, so dass für eine verkippfreie Axialführung die Andrückkraft nicht konzentrisch zur Drehachse R, sondern ebenfalls entsprechend exzentrisch auf die Gehäusestruktur 24 wirken müsste. Wegen der Kippbeweglichkeit besteht die Gefahr des Verkantens jedoch nicht.

[0068] Im Ausführungsbeispiel umgibt die Gehäusestruktur 23 mit einer Umfangsinnenfläche 23b die Gehäusestruktur 24. Die Umfangsinnenfläche 23b übernimmt jedoch keine Lagerungs- oder Führungsfunktion für die Gehäusestruktur 24. Vielmehr stützt sich die Gehäusestruktur 24 wie bereits erläutert nur an der zugewandten Stirnfläche 23a der Gehäusestruktur 23 ab. Wegen der beengten Platzverhältnisse liegt die Umfangsinnenfläche 23b einer Umfangsäußenfläche 24b der Gehäusestruktur 24 in einem sehr kurzen Abstand gegenüber. Um die Gefahr eines Verkantens noch zu verringern, ist die Gehäusestruktur 24 an ihrer Umfangsäußenfläche 24b umlaufend mit einer Fase versehen, wie in Figur 10 erkennbar ist, so dass die Umfangsäußenfläche 24b über die Fase in die Stirnfläche 24a übergeht. Die durch die Fase erhaltene Freistellung genügt, um die erforderliche kurzhubige Kippbewegung im Rahmen der

üblichen Spaltspiele verkantungsfrei zu ermöglichen.

[0069] Figur 12 zeigt den Abkippbereich der Figur 10 mit einer Modifikation, die darin besteht, dass die Gehäusestruktur 23 unmittelbar an die Stirnfläche 23a anschließend zunächst einen kurzen hohlzylindrischen Abschnitt aufweist, an den sich dann wie in den Figuren 9-11 ein aufgeweiteter Abschnitt anschließt.

[0070] Figur 13 zeigt den Abkippbereich nochmals in einer anderen Modifikation, in der zum einen die der Gehäusestruktur 24 radial gegenüberliegende Umfangsinnenfläche 23b nahezu über die axiale Länge der Gehäusestruktur 24 zylindrisch und zum anderen die Gehäusestruktur 24 an ihrer Umfangsäußenfläche ballig geformt ist. In Figur 14 ist für diese Variante der Abstützbereich mit der in der zweiten Position, der abgekippten Position, befindlichen Gehäusestruktur 24 dargestellt. Der Spalt S ist lediglich zu Zwecken der Illustration übertrieben weit gezeichnet, tatsächlich genügt es, wenn der Spalt S in der zweiten Position in dem Abkippbereich, welcher der Kippachse K über die Drehachse R gesehen gegenüber liegt, nur einen oder wenige Zehntel Millimeter oder sogar weniger als ein Zehntel Millimeter beträgt.

[0071] Zum dritten Ausführungsbeispiel sei noch nachgetragen, dass die Pumpenanordnung eine nochmals modifizierte Filtereinrichtung für die Reinigung des zur Servopumpe 50 strömenden Arbeitsfluids aufweist. Die Filtereinrichtung weist einen stationären Filter 36 auf, der an der Stützstruktur 61 angeordnet und beispielsweise mittels Kleben oder Schweißen gefügt ist. Dem Filter 36 ist im Unterschied zur Kühlmittelpumpe der Figuren 1 bis 6 allerdings eine Reinigungseinrichtung 37 zugeordnet, die bei drehender Antriebswelle 4 eine mechanische Reinigung des Filters 36 bewirkt.

[0072] Die Reinigungseinrichtung 37 wird durch einen Schaber gebildet, der mit der Antriebswelle 4 nicht verdrehbar verbunden und in Strömungsrichtung zur Servopumpe 50 gesehen stromauf, d. h. vor dem Filter 36 angeordnet ist. Die Reinigungseinrichtung 37 ist auf die Antriebswelle 4 in einen formschlüssigen Eingriff mit dem Wellenabschnitt 4b aufgeschoben, wodurch die verdrehte Verbindung erhalten wird. Bei Drehung der Antriebswelle 4 streicht die Reinigungseinrichtung 37 über die ihr zugewandte Vorderseite des Filters 36 und schabt bei dieser Relativedrehung Schmutzpartikel ab. Die Reinigungseinrichtung 37 ist wie bevorzugt, aber nur beispielhaft als Flügelrad mit mehreren abragenden Flügeln geformt. Jeder der Flügel kann als Schaber wirken. In Modifikationen kann eine mechanische Reinigung des Filters 36 mit einer als Bürste wirkenden Reinigungseinrichtung anstelle der schabenden Reinigungseinrichtung 37 oder einer Kombination aus Schabern und Bürsten bewirkt werden, beispielsweise indem entweder die Flügel als Bürsten oder wenigstens einer der Flügel als Bürste und wenigstens ein anderer der Flügel als Schaber gebildet sind. Die Schabwirkung kann entweder rein mechanisch, also nur durch Kontakt, oder rein fluidisch oder aber mechanisch und fluidisch erfolgen. Bevorzugt besteht zwischen Schaber bzw. Reinigungseinrichtung 37

und zugewandter Filteroberfläche kein direkter Kontakt, sondern ein geringer Abstand. Die Reinigungseinrichtung 37 streicht somit in dem sehr geringen Abstand über die zugewandte Filteroberfläche und kann dabei Kontakt nur mit anhaftenden Schmutzpartikeln haben und diese dadurch von der Filteroberfläche abstreifen, wobei der Abstand zur Filteroberfläche im Größenbereich der Schmutzpartikel läge. Die schabende Wirkung kann auch fluidisch sein, indem durch die relative Drehbewegung der Reinigungseinrichtung 37 an der zugewandten Filteroberfläche eine drehende Strömung erzeugt wird, und die anhaftenden Schmutzpartikel von dieser Strömung und somit fluidisch mitgenommen und entweder nur dadurch oder auch zusätzlich durch Partikelkontakt von der Filteroberfläche entfernt werden.

[0073] Von den erläuterten Unterschieden abgesehen, entspricht die Pumpenanordnung des dritten Ausführungsbeispiels derjenigen des ersten Ausführungsbeispiels.

[0074] Im ersten Ausführungsbeispiel (Figuren 1 bis 6) kann ebenfalls die Gehäusestruktur 24 zwischen einer ersten Position und einer zweiten Position beweglich angeordnet sein, um das Fördervolumen der Servopumpe 20 wie anhand des dritten Ausführungsbeispiels beschrieben verstellen zu können. Die Gehäusestruktur 24 des ersten Ausführungsbeispiels kann wie die Gehäusestruktur 24 des dritten Ausführungsbeispiels insbesondere kippbeweglich gegen eine Andrückkraft gelagert sein. Es muss allerdings zwischen der Gehäusestruktur 24 und der Stützstruktur 13 (beispielsweise Figur 3) der Andruckeinrichtung 60 entsprechend ebenfalls eine Andruckeinrichtung angeordnet sein. Von Vorteil wäre ferner, wenn die Druckhalteeinrichtung 28 des ersten Ausführungsbeispiels axial nicht an der Gehäusestruktur 24, sondern noch an der Gehäusestruktur 23 abgestützt wird. Einen gewissen Nachteil stellt auch der Umstand dar, dass der Auslass 27 durch die Gehäusestruktur 24 des ersten Ausführungsbeispiels führt, was die Anordnung einer flexiblen Fluidverbindung erforderlich machen kann. Um dies zu umgehen, kann die Gehäusestruktur 24 aus wenigstens zwei Teilstrukturen zusammengesetzt sein, nämlich einer ersten Teilstruktur, durch die sich der Auslass 27 erstreckt und die auch die Druckhalteeinrichtung 28 abstützen kann, und eine relativ zu dieser Teilstruktur und der ersten Gehäusestruktur 23 beweglichen zweiten Teilstruktur, die in derartigen Modifikationen die zweite Gehäusestruktur der Ansprüche bildet.

[0075] Auch die Servopumpe 40 des zweiten Ausführungsbeispiels kann in der zum ersten Ausführungsbeispiel erläuterten Weise modifiziert sein, um die Servopumpe 40 im Fördervolumen verstellen zu können.

[0076] In nochmals anderen Modifikationen kann in den Ausführungen der Figuren 1 bis 8 an der der jeweiligen Gehäusestruktur 24 axial gegenüberliegenden Stirnwand der Gehäusestruktur 23 eine bewegliche Gehäusestruktur vorgesehen sein und dort die Stirnwand der Förderkammer oder einen Teil der Stirnwand der je-

weiligen Förderkammer bilden und wie anhand der beweglichen Gehäusestruktur 24 erläutert beweglich sein.

[0077] Ist die Servopumpe 20, 40 oder 50 im Fördervolumen verstellbar, kann beispielsweise auf den zum ersten Ausführungsbeispiel erläuterten Druckbegrenzer 35 (Figur 4) verzichtet werden. Grundsätzlich kann solch ein Druckbegrenzer 35 aber auch bei einer im Fördervolumen verstellbaren Servopumpe 20, 40 oder 50 vorgesehen sein.

Bezugszeichen:

[0078]

15	1	Gehäuse
	2	Radialförderrad
	3	Antriebsrad
20	4	Antriebswelle
	4a-e	Wellenabschnitte
25	5	Einströmbereich
	6	Ausströmbereich
	7	Steuerventil
30	8	Anschluss
	9	Lagerhülse
35	10	Stellstruktur, Ringschieber
	11	Gehäusestutzen
	12	Führung, Führungshülse
40	13	Stützstruktur, Deckel
	14	Verdrehsicherung
45	15	Kolben, Dichtung
	16	Führungssteg
	17	Rückstellfeder
50	18	Federsitz, Federführung
	19	Dichtung
55	20	Servopumpe
	21	Servopumpenrad, Innenrad

22	Servopumpenrad, Außenrad	47	Seitenkanal
23	Servopumpengehäuse, Gehäusestruktur	48	Seitenkanal
23a	Stirnfläche	5 49	Seitenkanal
23b	Innenfläche	50	Servopumpe
24	Gehäusestruktur, Gehäusedeckel	51	Servopumpenrad, Zellenrad
24a	Stirnfläche	10 52	Förderkammer
24b	Außenfläche	53	Förderzellen
25	Einlass	15 54	-
26	Filter	55	Einlass
27	Auslass	56	Seitenkanal
28	Druckhalteeinrichtung	20 57	Seitenkanal
29	Führung	58	Auslass
30	Verbindungskanal	25 59	-
31	Druckkanal	60	Andrückeinrichtung
32	Entlastungskanal	61	Stützstruktur
33	Verbindungskanal	30 62	Führung
34	-	K	Kippachse
		R	Drehachse
35	Druckbegrenzer	35 S	Spalt
36	Filter		
Patentansprüche			
37	Reinigungseinrichtung	40	1. Rotationspumpe mit verstellbarem Fördervolumen, umfassend
38	Anschluss, Einlass		
39	Auslass		(a) ein Gehäuse (23, 24) mit einer ersten Gehäusestruktur (23) und einer zweiten Gehäusestruktur (24),
40	Servopumpe	45	(b) eine Förderkammer (52) mit einer von der ersten Gehäusestruktur (23) gebildeten ersten Kammerwand, einer von der zweiten Gehäusestruktur (24) gebildeten zweiten Kammerwand, einem Einlass (55) für ein Fluid in einem Niederdruckbereich und einem Auslass (58) für das Fluid in einem Hochdruckbereich,
41	Servopumpenrad, Zellenrad		(c) ein in der Förderkammer (52) um eine Drehachse (R) drehbares Pumpenrad (51)
42	Servopumpenrad, Zellenrad	50	(d) und eine Andrückeinrichtung (60) zur Erzeugung einer Andrückkraft,
43	Förderzellen		(e) wobei die zweite Gehäusestruktur (24) relativ zur ersten Gehäusestruktur (23) aus einer
44	-		
45	Fluidraum	55	
46	Seitenkanal		

- ersten Position gegen die Andrückkraft in eine zweite Position beweglich ist und in der zweiten Position zwischen der ersten Kammerwand und der zweiten Kammerwand ein Spalt (S) besteht (f) und Fluid durch den Spalt (S) aus der Förderkammer (52) unter Umgehung des Einlasses (55) und des Auslasses (58) entweichen kann oder im Spalt innerhalb der Förderkammer (52) eine die Förderleistung der Rotationspumpe reduzierende Zirkulation des Fluids entsteht.
2. Rotationspumpe nach dem vorhergehenden Anspruch, **dadurch gekennzeichnet, dass** die zweite Kammerwand eine Stirnwand oder ein Stirnwandbereich der Förderkammer (52) ist.
 3. Rotationspumpe nach einem der vorhergehenden Ansprüche, **dadurch gekennzeichnet, dass** die zweite Gehäusestruktur (24) ein Gehäusedeckel ist, der die Förderkammer (52) an einer Stirnseite abschließt.
 4. Rotationspumpe nach einem der vorhergehenden Ansprüche, **dadurch gekennzeichnet, dass** die zweite Kammerwand den Niederdruckbereich begrenzt und der Einlass (55) vorzugsweise in der zweiten Kammerwand in die Förderkammer (52) mündet.
 5. Rotationspumpe nach einem der vorhergehenden Ansprüche, **dadurch gekennzeichnet, dass** die zweite Gehäusestruktur (24) relativ zur ersten Gehäusestruktur (23) in die Offenposition kipp- oder schwenkbar ist und sich eine Kipp- oder Schwenkachse (K) der zweiten Gehäusestruktur (24) vorzugsweise quer zur Drehachse (R) erstreckt.
 6. Rotationspumpe nach einem der vorhergehenden Ansprüche, **dadurch gekennzeichnet, dass** die Andrückeinrichtung (60) die zweite Gehäusestruktur (24) in axialer Richtung gegen die erste Gehäusestruktur (23) drückt.
 7. Rotationspumpe nach einem der vorhergehenden Ansprüche, **dadurch gekennzeichnet, dass** die erste Gehäusestruktur (23) an einer der zweiten Gehäusestruktur (24) axial zugewandten Seite eine Stirnfläche (23a) und entweder eine zur Drehachse (R) weisende Innenfläche (23b), die mit der Stirnfläche (23a) einen Innenwinkel bildet, oder eine von der Drehachse (R) weg weisende Außenfläche, die mit der Stirnfläche (23a) einen Außenwinkel bildet, aufweist und die zweite Gehäusestruktur (24) an der Stirnfläche (23a) oder entweder der Innenfläche (23b) oder der Außenfläche anliegend um eine im Druckkontakt gebildete Kippachse (K) in die zweite Position kippbar ist.
 8. Rotationspumpe nach einem der vorhergehenden Ansprüche, **dadurch gekennzeichnet, dass** die zweite Gehäusestruktur (24) relativ zur ersten Gehäusestruktur (23) um die Drehachse (R) nicht verdrehbar geführt ist, vorzugsweise mittels einer mit der ersten Gehäusestruktur (23) form-, reib- oder stoffschlüssig gefügten oder an der ersten Gehäusestruktur (23) geformten axialen Führung (62).
 9. Rotationspumpe nach den Ansprüchen 5 und 8, **dadurch gekennzeichnet, dass** sich die Kipp- oder Schwenkachse (K) der zweiten Gehäusestruktur (24) in der Nähe der Führung (62) oder durch die Führung (62), vorzugsweise quer zu einer Führungsrichtung der Führung (62), erstreckt.
 10. Rotationspumpe nach einem der vorhergehenden Ansprüche, **dadurch gekennzeichnet, dass** die Rotationspumpe eine oder mehrere Seitenkanalstufen umfasst, vorzugsweise eine Seitenkanalpumpe (50) ist.
 11. Rotationspumpe nach einem der vorhergehenden Ansprüche, **dadurch gekennzeichnet, dass** die Andrückeinrichtung (60) eine mechanische Feder, wie etwa eine Wellringfeder, Schraubenfeder, Tellerfeder oder Blattfeder, umfasst, vorzugsweise von der Feder gebildet wird und die Feder vorzugsweise auf Druck gespannt ist.
 12. Pumpenanordnung zur Versorgung eines Aggregats, vorzugsweise eines Aggregats einer Brennkraftmaschine, mit einem Arbeitsfluids, wobei die Pumpenanordnung eine Arbeitspumpe für die Förderung des Arbeitsfluids zum Aggregat hin oder vom Aggregat weg und eine Rotationspumpe nach einem der vorhergehenden Ansprüche aufweist,
 - (a) wobei die Arbeitspumpe ein Arbeitspumpengehäuse (1),
 - (b) eine Antriebswelle (4) für einen Drehantrieb der Arbeitspumpe, vorzugsweise durch die Brennkraftmaschine und vorzugsweise in fester Drehzahlbeziehung zu dieser,
 - (c) ein von der Antriebswelle (4) drehantreibbares, vorzugsweise mit der Antriebswelle (4) drehfest verbundenes Arbeitspumpenrad (2) für die Förderung des Arbeitsfluids,
 - (d) eine mittels Steuerfluid relativ zum Arbeitspumpengehäuse (1) in unterschiedliche Positionen verstellbare Stellstruktur (10) zur Verstellung einer das Fördervolumen der Arbeitspumpe bei gegebener Drehzahl beeinflussenden Arbeitspumpenkonfiguration
 - (e) und ein Steuerventil (7) zur Einstellung eines die Position der Stellstruktur (10) bestimmenden Drucks oder Volumenstroms des vom Arbeitsfluid gebildeten Steuerfluid umfasst
 - (f) und wobei die Rotationspumpe (50) zur För-

derung des Steuerfluids zum Steuerventil (7) vorgesehen und vorzugsweise wenigstens teilweise im Arbeitspumpegehäuse (1) angeordnet ist.

5

13. Pumpenanordnung nach dem vorhergehenden Anspruch, **dadurch gekennzeichnet**, das Pumpenrad (51) der Rotationspumpe (50) von der Antriebswelle (4) drehantreibbar, vorzugsweise drehfest mit der Antriebswelle (4) verbunden ist.

10

14. Pumpenanordnung nach einem der vorhergehenden Ansprüche, **dadurch gekennzeichnet, dass** das Arbeitspumpenrad (2) ein Radialförderrad für die Förderung des Arbeitsfluids aus einem radial innen liegenden Einströmbereich (5) in einen radial weiter außen liegenden Ausströmbereich (6) ist und die mittels der Stellstruktur (10) verstellbare Pumpenkonfiguration eine verstellbare Strömungsgeometrie wie etwa ein Strömungsquerschnitt oder Strömungsverlauf auf dem den Einströmbereich (5), das Arbeitspumpenrad (2) und den Ausströmbereich (6) umfassenden Strömungsweg des Arbeitsfluids ist.

15

20

15. Pumpenanordnung nach einem der vorhergehenden Ansprüche, **dadurch gekennzeichnet**, das die Pumpenanordnung eine Kühlmittelpumpe für eine Brennkraftmaschine ist.

25

30

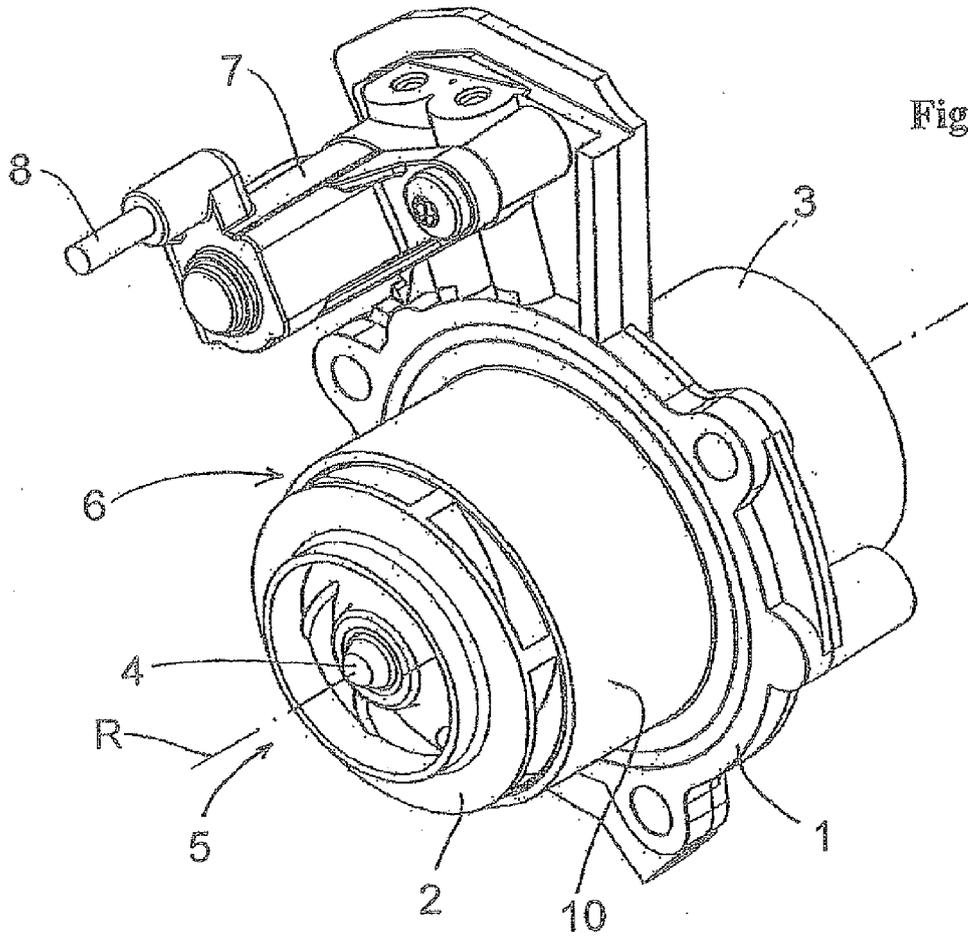
35

40

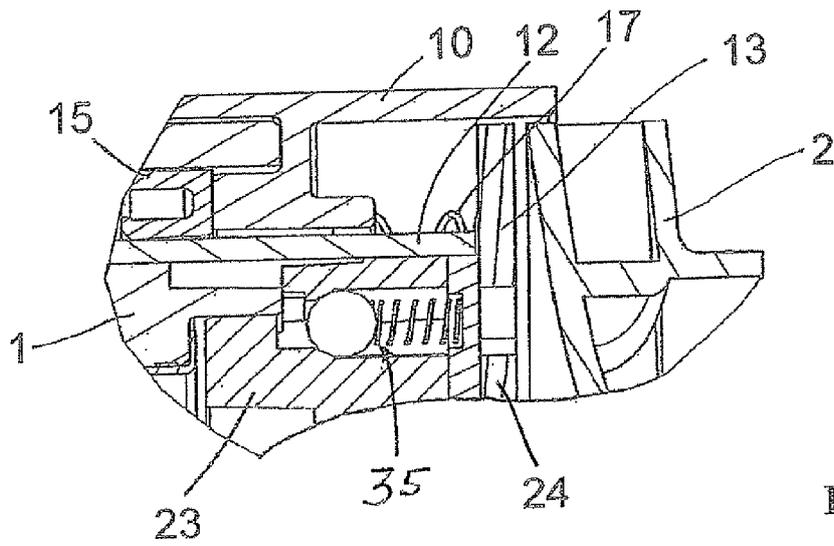
45

50

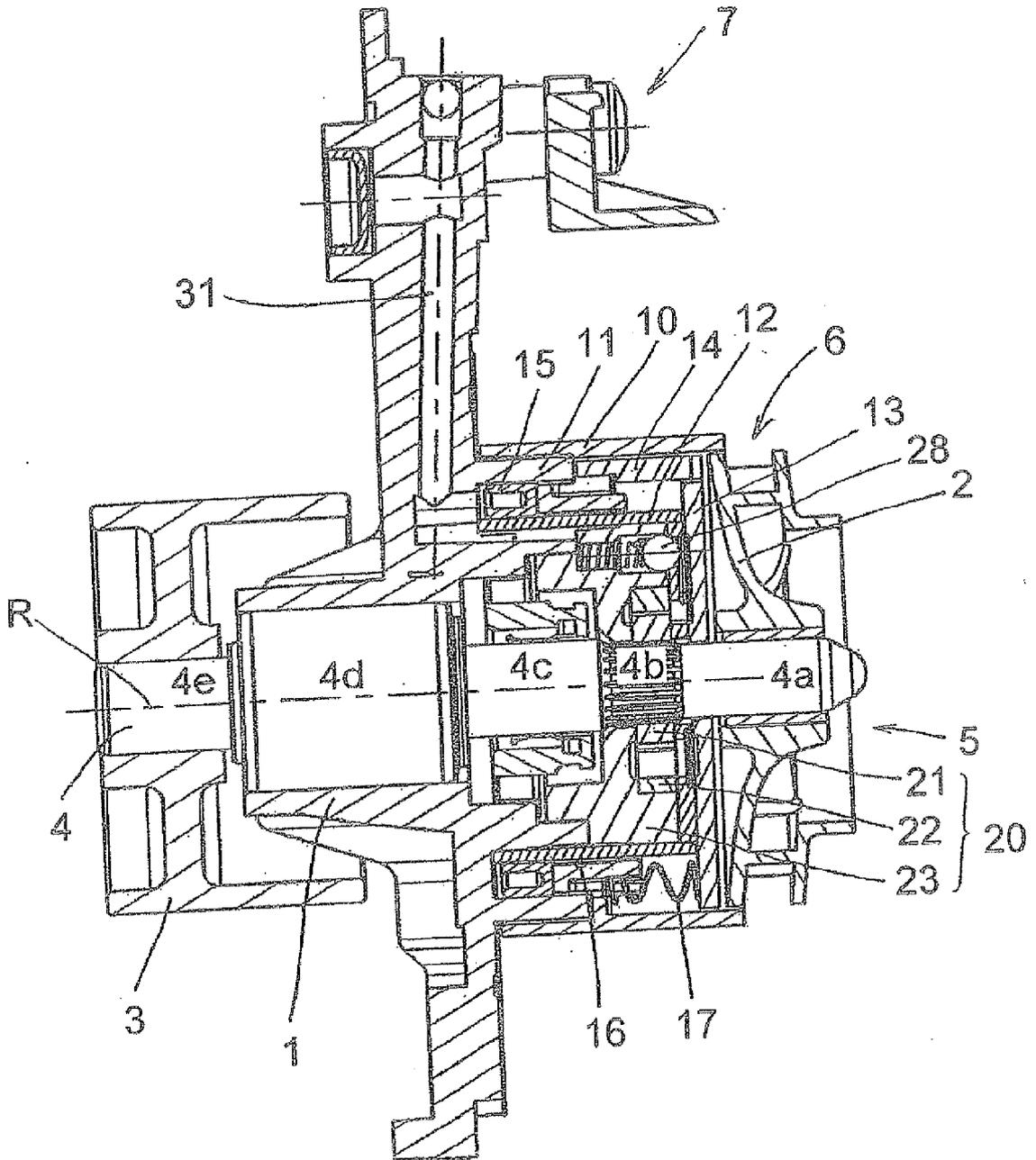
55



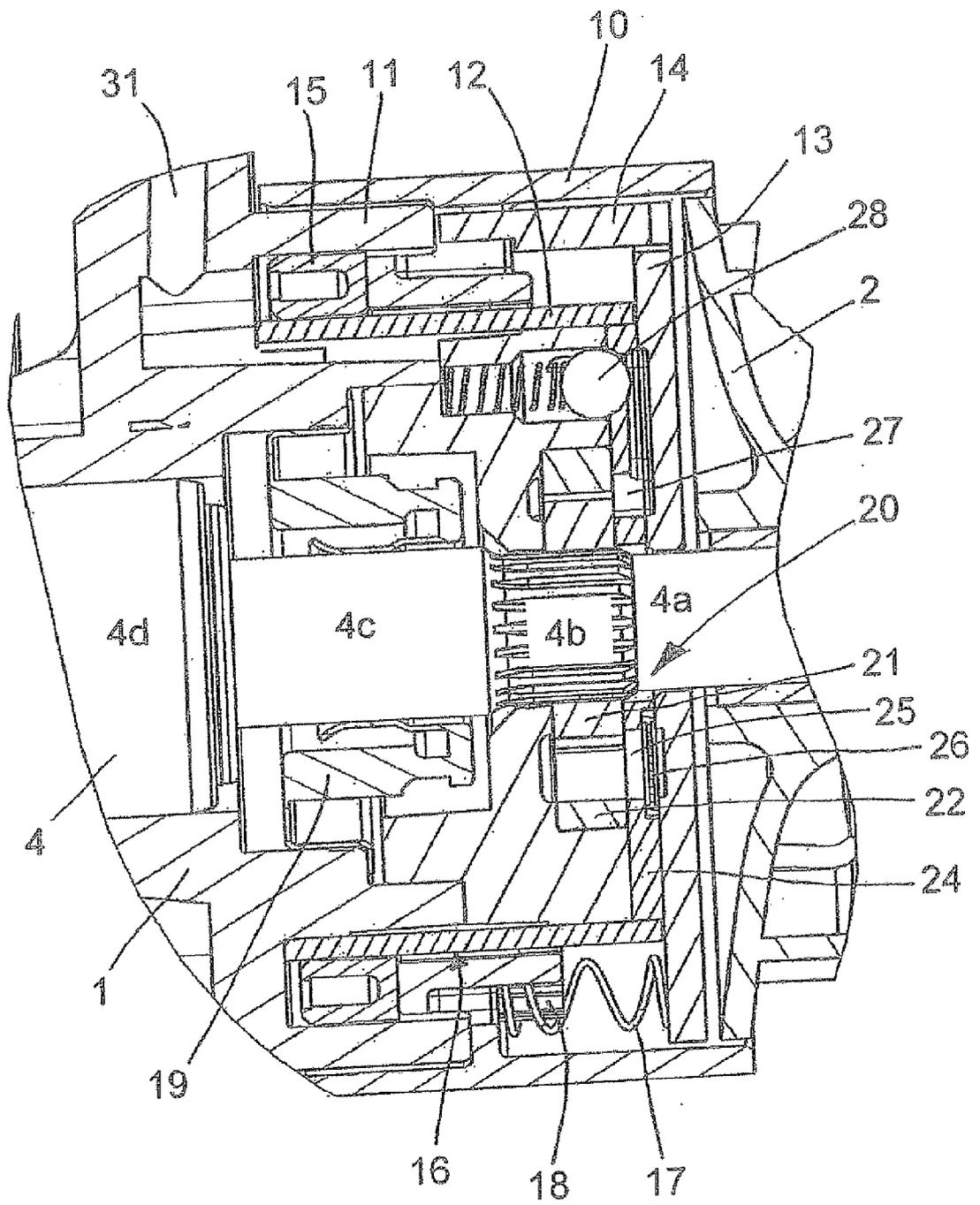
Figur 1



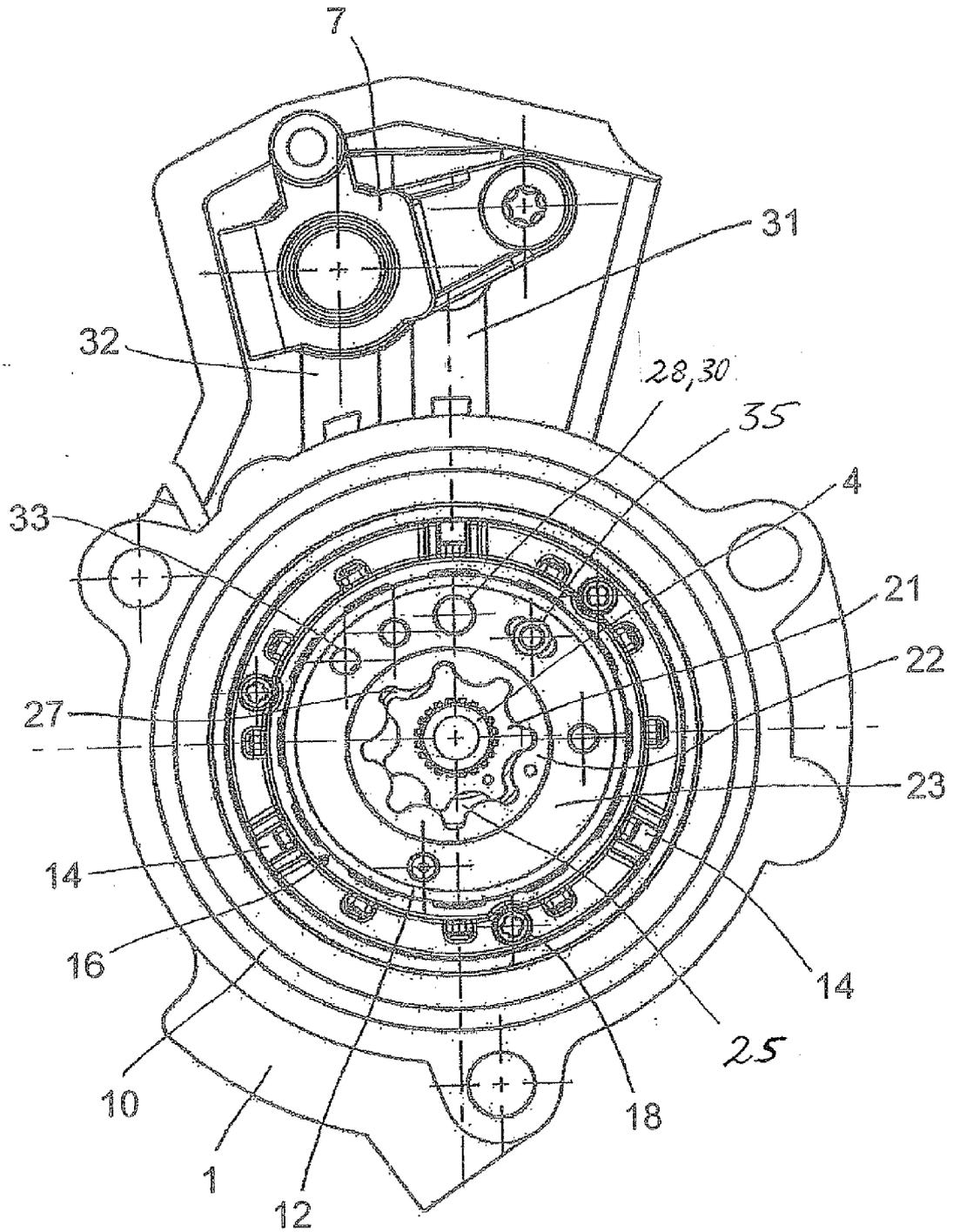
Figur 4



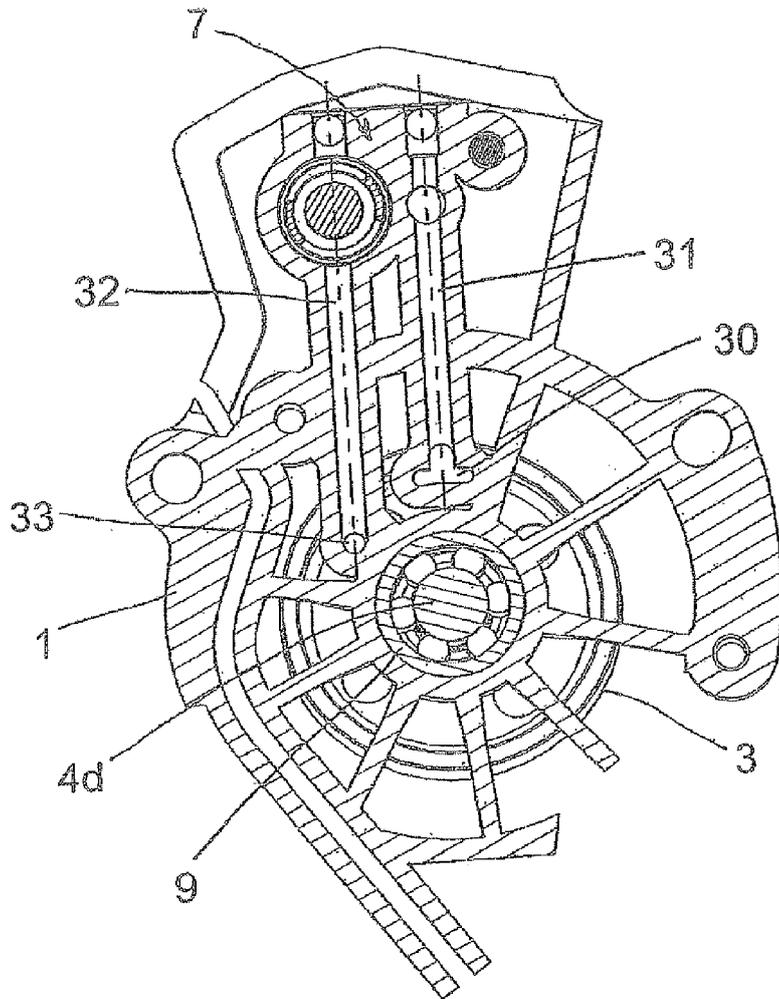
Figur 2



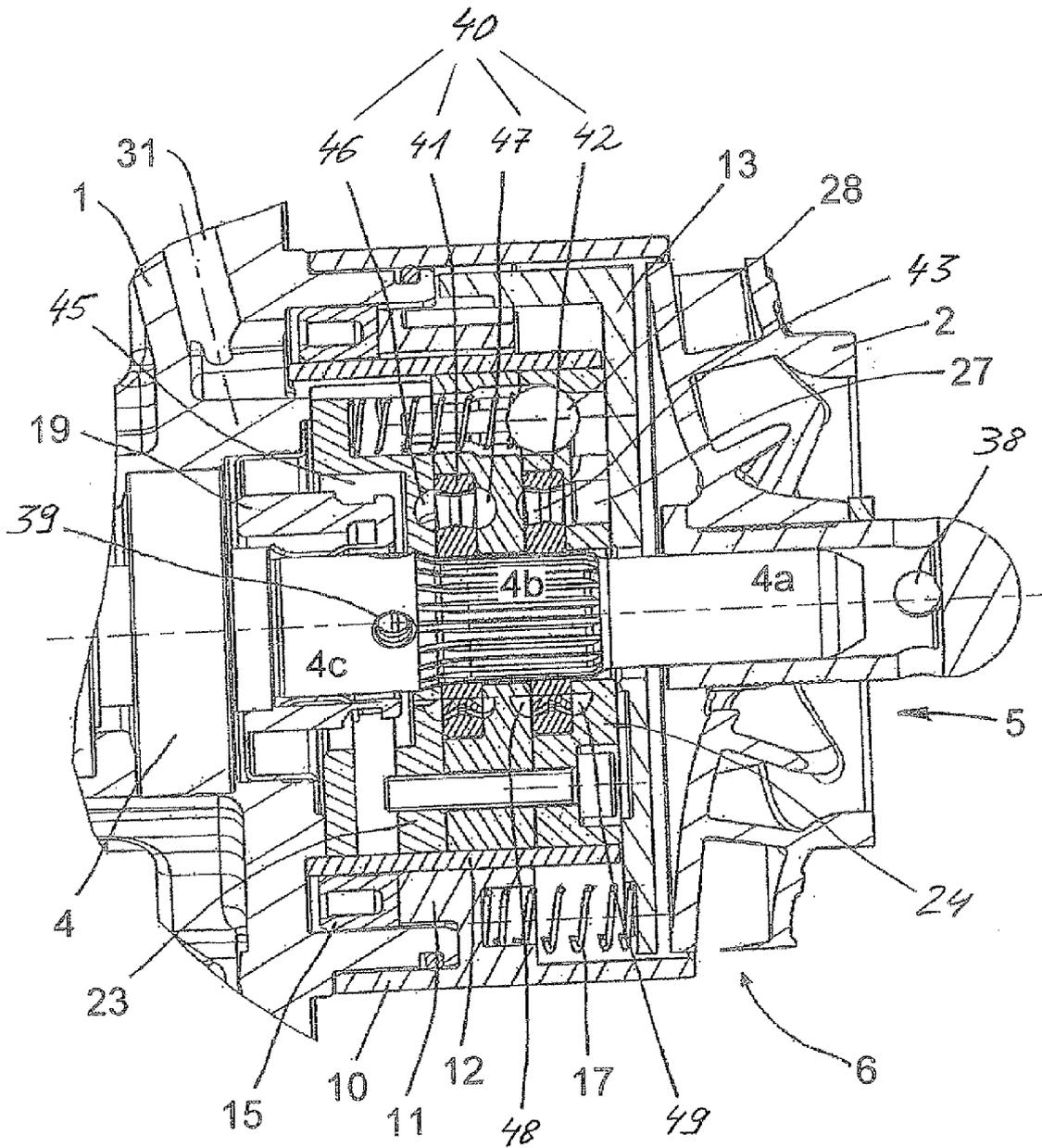
Figur 3



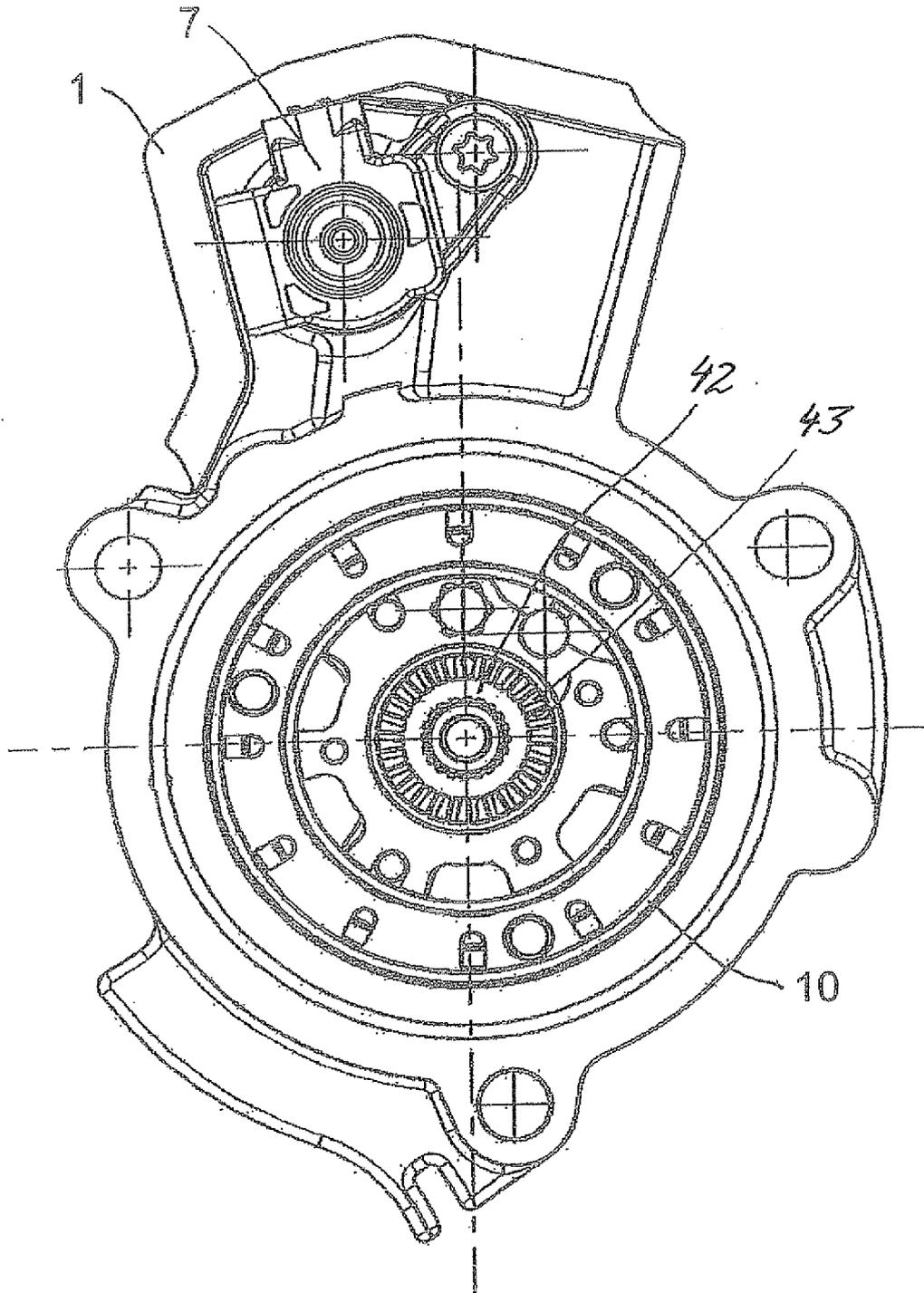
Figur 5



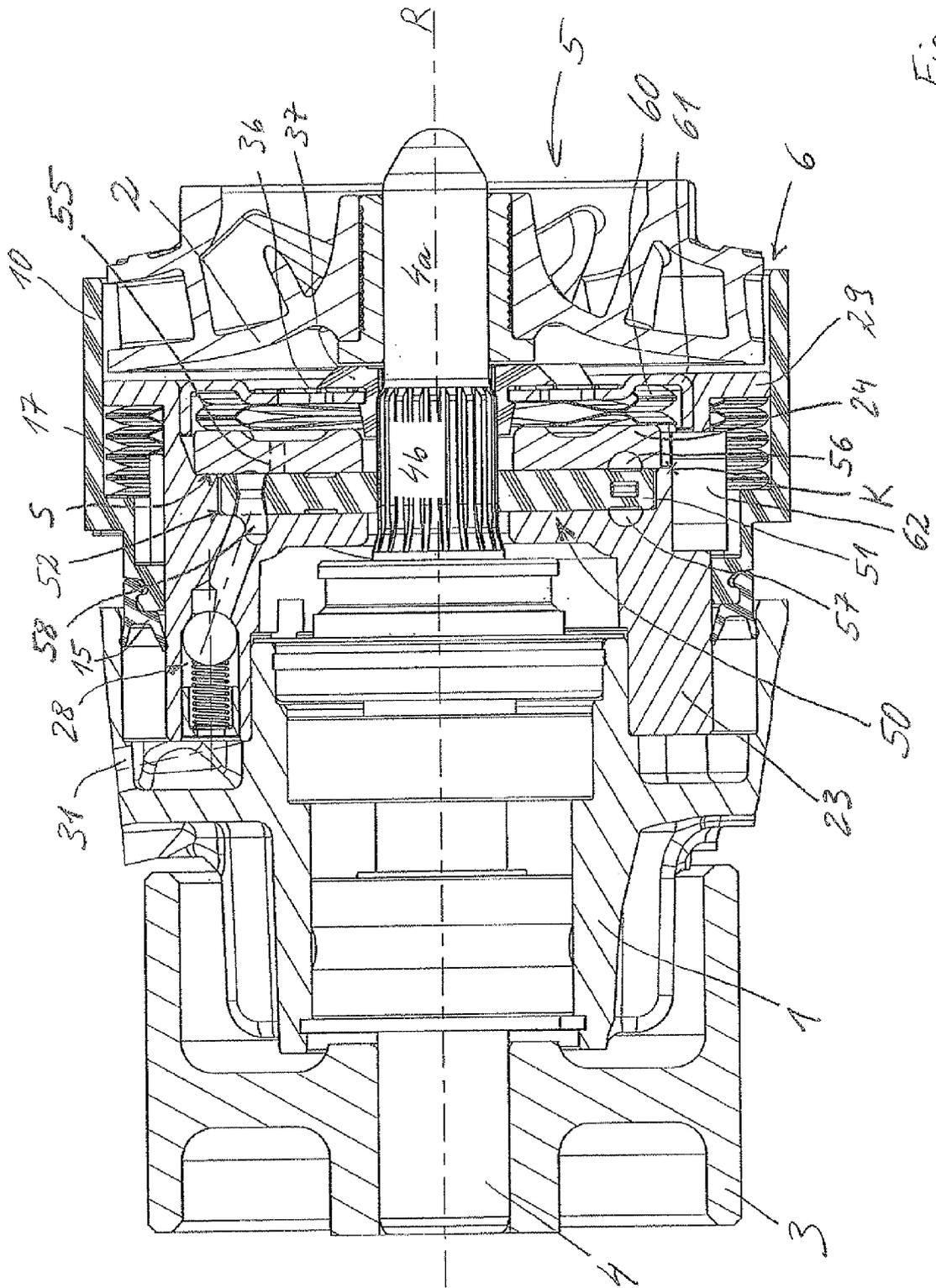
Figur 6

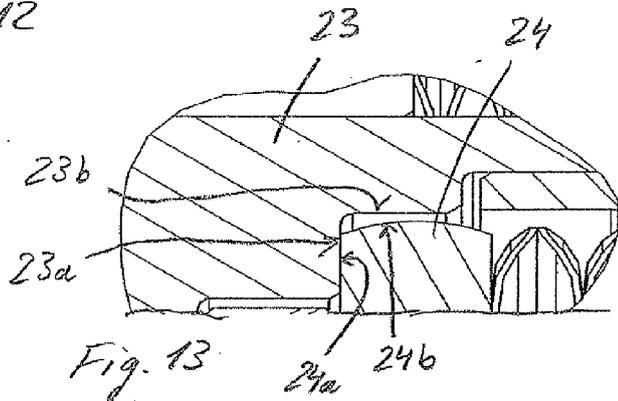
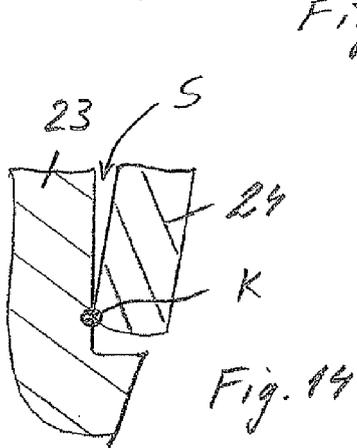
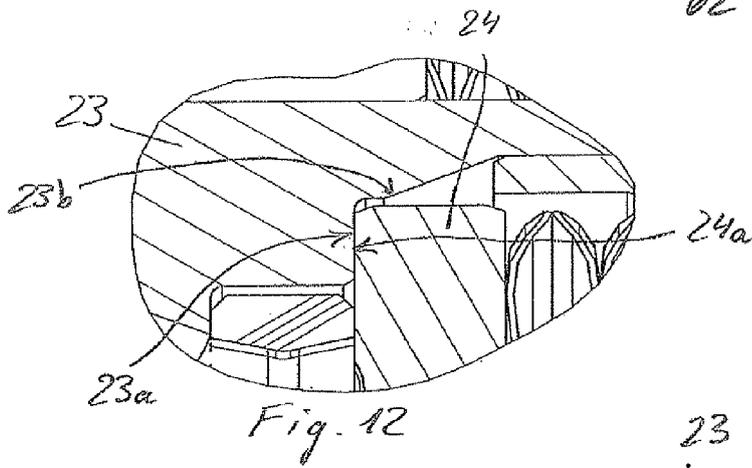
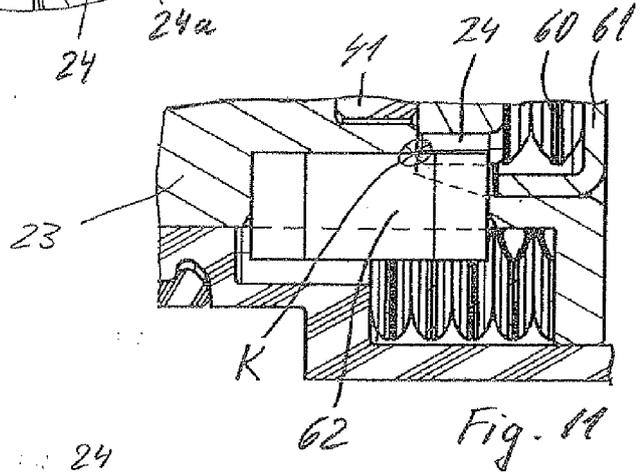
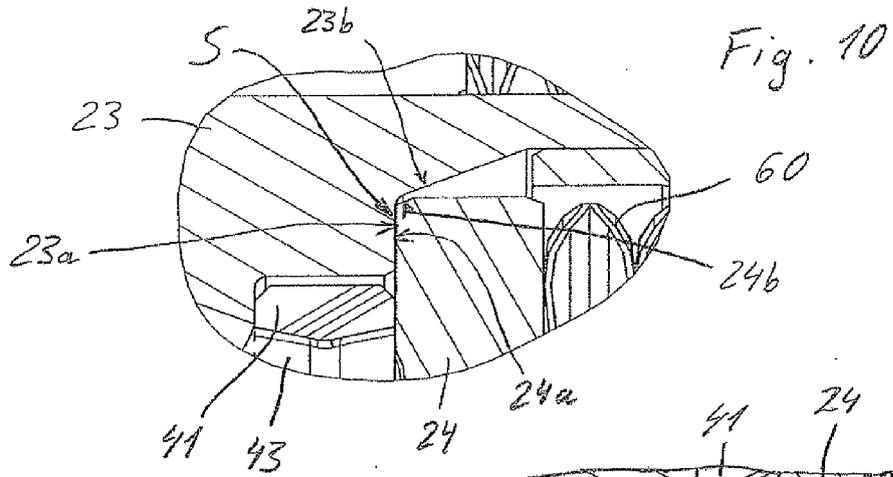


Figur 7



Figur 8





IN DER BESCHREIBUNG AUFGEFÜHRTE DOKUMENTE

Diese Liste der vom Anmelder aufgeführten Dokumente wurde ausschließlich zur Information des Lesers aufgenommen und ist nicht Bestandteil des europäischen Patentdokumentes. Sie wurde mit größter Sorgfalt zusammengestellt; das EPA übernimmt jedoch keinerlei Haftung für etwaige Fehler oder Auslassungen.

In der Beschreibung aufgeführte Patentdokumente

- EP 1363025 B1 [0004]
- DE 102010009839 A1 [0004]
- EP 2489881 A2 [0005] [0023] [0024]