

(19)



Europäisches Patentamt  
European Patent Office  
Office européen des brevets



(11)

EP 1 172 561 A2

(12)

## EUROPÄISCHE PATENTANMELDUNG

(43) Veröffentlichungstag:  
16.01.2002 Patentblatt 2002/03

(51) Int Cl.7: F04C 2/10, F04C 15/00

(21) Anmeldenummer: 01116648.5

(22) Anmeldetag: 13.07.2001

(84) Benannte Vertragsstaaten:  
AT BE CH CY DE DK ES FI FR GB GR IE IT LI LU  
MC NL PT SE TR  
Benannte Erstreckungsstaaten:  
AL LT LV MK RO SI

(72) Erfinder:  
• Martin, Hans, Dipl.-Ing.  
70191 Stuttgart (DE)  
• Bohner, Jürgen, Dipl.-Ing.  
88339 Bad Waldsee (DE)  
• Rösch, Raimund, Dr. Ing.  
81545 München (DE)

(30) Priorität: 13.07.2000 DE 10033950

(71) Anmelder:  
• Schwäbische Hüttenwerke GmbH  
73433 Aalen-Wasseralfingen (DE)  
• Martin, Hans  
70191 Stuttgart (DE)

(74) Vertreter: Schwabe - Sandmair - Marx  
Stuntzstrasse 16  
81677 München (DE)

### (54) Pumpe mit Magnetkupplung

(57) Pumpe, vorzugsweise Verdrängerpumpe, die aufweist:

- a) ein Drehantriebsglied (1), das mit einer Drehzahl angetrieben wird, die von einer Drehzahl eines Antriebsmotors abhängt,
- b) ein Gehäuse (3)
- c) und ein in dem Gehäuse (3) angeordnetes erstes Förderrad (5), das zur Einleitung eines Drehmoments mit dem Drehantriebsglied (1) gekoppelt ist,
- d) wobei das erste Förderrad (5) mit Wandungen des Gehäuses allein oder im Zusammenwirken mit einem zweiten Förderrad (6) einen Förderraum (7) bildet, der eine mit einem Pumpeneinlass verbundene Niederdruckseite (8) und eine mit einem Pumpenauslass verbundene Hochdruckseite (9) aufweist,

dadurch gekennzeichnet, dass

- e) eine Fördervolumenbegrenzung der Pumpe durch Verwendung einer Magnetkupplung (11-17) erhalten wird, die das Drehantriebsglied (1) mit dem ersten Förderrad (5) zur Übertragung des Drehmoments koppelt,
- f) eine Antriebshälfte (11-14) der Magnetkupplung (11-17) verdrehsicher mit dem Drehantriebsglied (1) und eine Abtriebshälfte (15-17) der Magnetkupplung (11-17) verdrehsicher mit dem ersten Förderrad (5) verbunden ist,
- g) und die Magnetkupplung (11-17) auf Übertra-

gung eines Grenzdrehmoments ausgelegt ist, so dass die Abtriebshälfte (15-17) bei Erreichen einer durch die Auslegung vorgegebenen Drehzahl nicht mehr oder zumindest langsamer steigt als die Drehzahl der Antriebshälfte (11-14), wenn die Antriebshälfte (11-14) diese vorgegebene Drehzahl überschreitet, wobei die vorgegebene Drehzahl geringer ist als eine maximale Betriebsdrehzahl der Antriebshälfte (11-14).

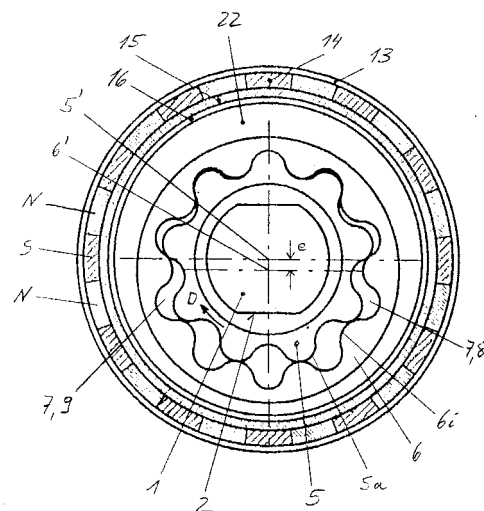


Fig. 1

EP 1 172 561 A2

## Beschreibung

**[0001]** Die Erfindung betrifft Pumpen, insbesondere Verdrängerpumpen, für Öl und auch andere Medien, vorzugsweise Flüssigkeiten. Insbesondere betrifft die Erfindung Pumpen, die eine Fördervolumenbegrenzung und/oder eine Fördervolumenverstellung aufweisen. Ein bevorzugtes Einsatzgebiet sind mit Motorkraft betriebene Land-, Luft- und Wasserfahrzeuge, insbesondere PKW und LKW. Allerdings sind erfindungsgemäße Pumpen mit Vorteil auch anderweitig, beispielsweise zur Versorgung einer Presse mit Drucköl, einsetzbar.

**[0002]** In der EP 0 994 257 A1 ist eine Außenzahnradpumpe mit einer Verstellung des spezifischen Fördervolumens, d.h. Fördervolumen/Pumpendrehzahl, beschrieben. Die Verstellung erfolgt durch Veränderung der Eingriffslänge von zwei im Eingriff befindlichen Zahnradrädern. Hierfür ist eines der Zahnradräder an einem Kolben durch gelagert, auf den an einer Seite ein Pumpendruck und dem Pumpendruck entgegen auf die andere Seite ein Federdruck wirken.

**[0003]** Für den Einsatz als regelbare Kühlmittelpumpe für Kraftfahrzeuge ist aus der EP 0 855 515 A1 eine Strömungsmaschine in Form einer Flügelradpumpe mit einer Magnetkupplung bekannt. Die Magnetkupplung wird in Abhängigkeit von einer Drehzahl, die mit einem Sensor gemessen wird, verstellt, um das Kühlmittel bedarfsorientiert zu fördern. Die Verstellung wird mit einem Verstellmotor und einem mechanischen Getriebe bewirkt.

**[0004]** Bei Zahnradpumpen allerdings, beispielsweise Außenzahnradpumpen und Innenzahnradpumpen, die nach der Erfindung bevorzugte Beispiele von Ölpumpen bilden, stehen zwei Zahnradräder in einem kämmenden Eingriff und bilden zusammen mit Wandungen eines umgebenden Gehäuses einen Förderraum, durch den hindurch das zu fördernde Medium von einer Niederdruckseite zu einer Hochdruckseite der Pumpe gefördert wird. Die Niederdruckseite ist mit einem Pumpeneinlass und die Hochdruckseite mit einem Pumpenauslass verbunden.

**[0005]** Bei bekannten Zahnradpumpen wird eines der beiden Zahnradräder eines Zahnradlaufsatzes durch das Pumpengehäuse gelagert. Das andere Zahnrad wird von einem Drehantriebsglied drehangetrieben und ist zu diesem Zweck verdrehsicher mit dem Drehantriebsglied verbunden. Das Drehantriebsglied lagert dieses Zahnrad. Im allgemeinen ist das Zahnrad drehsteif unmittelbar mit dem Drehantriebsglied verbunden. Das Drehantriebsglied ist seinerseits relativ zu dem Gehäuse drehbar gelagert. Aufgrund von Fertigungstoleranzen, Montageungenauigkeiten und der im Betrieb auftretenden Belastungen "arbeitet" das Drehantriebsglied relativ zu dem Gehäuse. Entsprechend finden auch unerwünschte Bewegungen der Zahnradräder der Zahnradpumpe relativ zueinander statt, beispielsweise Verkantungen.

**[0006]** Verdrängerpumpen, insbesondere Zahnradpumpen, weisen im allgemeinen eine systembedingt konstante spezifische Fördermenge [Fördervolumen / Förderraddrehzahl] auf, weil die Geometrie der Verdrängerzellen nicht verändert werden kann. Sie weisen eine Proportionalität der Fördermenge über der Drehzahl auf, solange der Füllgrad der Förderzellen 100% ist. In vielen Anwendungsfällen ist diese Proportionalität jedoch störend und unerwünscht. Bei einer Presse beispielsweise ist zwar für den Eilgang eine hohe Liefermenge an Drucköl notwendig, in der Endphase des Arbeitshubs jedoch wird nur noch hoher Druck gefordert, und der Bedarf an Ölfördermenge geht auf Null zurück. Da die Antriebsdrehzahl solcher Pumpen bei Pressen in der Regel konstant bleibt, entsteht ein unter hohem Druck stehender Ölstromüberschuss, der mit einem Energieverlust behaftet in den Öltank zurückströmt. Besonders störend ist solch ein Ölstromüberschuss beispielsweise bei Motorschmierpumpen für Kraftfahrzeuge und bei Ölversorgungspumpen für automatische Getriebe. Diese Aggregate benötigen zwar bei niedriger Motor- und damit niedriger Pumpendrehzahl eine bei Leerlauf erforderliche Mindestfördermenge und bei hoher Drehzahl einen Mindestöldruck, der Ölmengenbedarf bei höherer Drehzahl liegt aber weit unterhalb der Proportionalitätslinie, bei maximalen Drehzahlen meistens unter einem Drittel der Proportionalitätsmenge.

**[0007]** Es ist eine Aufgabe der Erfindung, Verschleißerscheinungen und Geräusche bei Pumpen zu mindern, vorzugsweise bei Ölpumpen und hydrostatischen Pumpen im allgemeinen, die eine Fördervolumenbegrenzung oder eine Fördervolumenverstellung oder beides in Kombination aufweisen.

**[0008]** Diese Aufgabe wird durch die Gegenstände der Ansprüche 1 und 2 und bei Zahnradpumpen durch den Gegenstand von Anspruch 4 gelöst. Die Unteransprüche beschreiben besonders bevorzugte Ausführungsformen von Pumpen.

**[0009]** Nach der Erfindung wird eine Pumpe, vorzugsweise eine Zahnradpumpe, über eine Magnetkupplung angetrieben. Indem ein Drehantrieb der Pumpe von einem Drehantriebsglied über eine Magnetkupplung auf eines der wenigstens zwei Förderräder der Pumpe erfolgt, kann das im Kraftfluss dem Drehantriebsglied nächste Förderrad, das im folgenden als erstes Förderrad bezeichnet wird, unabhängig von dem Drehantriebsglied gelagert werden. Es existiert keine mechanische, insbesondere keine formschlüssige Antriebskopplung zwischen dem Drehantriebsglied und dem ersten Förderrad. Möglicherweise auftretende, nicht vermeidbare Reibungskräfte seien als vernachlässigt angenommen. In diesem Sinne ist das erste Förderrad relativ zu dem Drehantriebsglied, abgesehen von der durch die Magnetkupplung bewirkten Antriebskopplung, frei drehbar. Insbesondere kann ein Gehäuse der Pumpe die Drehlagerung des ersten Förderrads bilden.

**[0010]** Das vorzugsweise nur von dem ersten Förderrad angetriebene weitere Förderrad, das mit dem ersten

Förderrad kämmt und Förderzellen bildet, wird zweckmäßigerweise ebenfalls durch das Gehäuse drehgelagert. Es bildet somit ein und derselbe steife Körper, nämlich das Gehäuse, vorzugsweise ein einstückiges Gehäuseteil, das Drehlager für das erste Förderrad und auch das Drehlager für das weitere, zweite Förderrad. Die Drehachsen der beiden Förderräder sind bei der erfindungsgemäßen Pumpe daher relativ zueinander exakter ausgerichtet als bei einer Lagerung der Förderräder auf oder an relativ zueinander beweglichen Körpern. Der Eingriff der beiden Förderräder ineinander kann insbesondere nicht mehr oder zumindest weit weniger als bei bekannten Pumpen durch den Wechsel von auf das Drehantriebsglied wirkenden Belastungen gestört werden. Es werden auch von der Montage herrührende Ungenauigkeiten verringert. Die Magnetkupplung wirkt zwischen dem Drehantriebsglied und dem ersten Förderrad als Dämpfungsglied gegen die Übertragung von Störungen bzw. Unregelmäßigkeiten.

**[0011]** Die Magnetkupplung ist bevorzugt als Hysterese Kupplung oder Induktionskupplung oder Hysterese- und Induktionskupplung ausgebildet. Obgleich weniger bevorzugt ist die Ausbildung als Dauermagnetkupplung jedoch ebenfalls möglich. Die Magnetkupplung weist an ihrer Antriebshälfte oder/und an ihrer Abtriebshälfte einen Magnetdrehkörper aus einem permanentmagnetischen Werkstoff auf. Vorzugsweise ist der Magnetdrehkörper an einem Weicheisen als Träger angebracht. Ein Drehkörper der anderen Kupplungshälfte, der mit dem Magnetdrehkörper die magnetische Drehmomentübertragung bewirkt, wird mittels Induktionswerkstoff oder vorzugsweise mittels Hysteresewerkstoff oder einer Kombination aus Hysterese- und Induktionswerkstoff gebildet. Ein Induktionswerkstoff, beispielsweise Cu oder Al, kann für einen Hysteresedrehkörper eine Rückschlusseinrichtung und einen Träger bilden. Ein Hysterese- und Induktionsdrehkörper wird in solch einer kombinierten Hysterese- und Induktionskupplung aber vorzugsweise ebenfalls an einem Weicheisen als Träger angebracht. Besteht der Drehkörper nur aus Hysteresewerkstoff oder nur aus Induktionswerkstoff, so bildet ein Weicheisen vorteilhafterweise ebenfalls den Träger bzw. die Rückschlusseinrichtung.

**[0012]** Die Magnetkupplung kann eine Stirndrehkupplung oder bevorzugter eine Zentraldrehkupplung sein. Auch eine kombinierte Stirn- und Zentraldrehkupplung stellt eine bevorzugte Ausführungsform dar.

**[0013]** Eine Zahnradpumpe wird vorzugsweise durch eine Innenzahnradpumpe oder eine Außenzahnradpumpe gebildet. Besonders kompakt kann eine Zahnradpumpe gebildet werden, wenn die beiden Kupplungshälften der Magnetkupplung eine Zentraldrehkupplung oder Zentral- und Stirndrehkupplung bilden, bei der die magnetisch wechselwirkenden, zueinander konzentrischen Ringe die ineinandergreifenden Förderräder der Pumpe umgeben, vorzugsweise in einem radialen Abstand. Insbesondere die Kombination einer Innenzahnradpumpe mit solch einer Magnetkupplung ist

vorteilhaft.

**[0014]** Wird das Drehantriebsglied durch eine Antriebswelle gebildet, so umgibt das erste Förderrad die Antriebswelle vorzugsweise. Grundsätzlich wäre es jedoch auch möglich, das Drehantriebsglied und das erste Förderrad in Achsrichtung der Antriebswelle gesehen nebeneinander anzuordnen. Das Drehantriebsglied kann in bevorzugten alternativen Bauformen auch ein Antriebsrad sein, beispielsweise ein Zahnrad eines Zahnradgetriebes oder ein Ketten-, Riemen- oder Zahnriemenrad, das in diesem Falle das erste Förderrad vorzugsweise umgibt.

**[0015]** Bei einer besonders bevorzugten Innenzahnradpumpe werden das erste Förderrad und das zweite Förderrad an oder auf kreiszylindrischen Mantelflächen des Gehäuses drehgelagert, wobei diese Lagerflächen vorzugsweise einander umgeben. Die genannten Magnetwerkstoff-Ringe der Magnetkupplung umgeben vorteilhafterweise die beiden Lagerflächen für die Förderräder.

**[0016]** Die Erfindung ist nicht auf das Gebiet der Zahnradpumpen beschränkt, sondern im Drehantrieb für Verdrängerpumpen, vorzugsweise Ölpumpen, und grundsätzlich für Pumpen jeglicher Bauart mit Vorteil einsetzbar. Indem das Antriebsdrehmoment über eine Magnetkupplung in die Pumpe eingeleitet wird, kann eine Fördervolumenbegrenzung oder eine Fördervolumenverstellung oder beides in Kombination erreicht werden. Ist eine hydrostatische Pumpe oder Ölpumpe als Zahnradpumpe ausgebildet, wie dies bevorzugten Ausführungen entspricht, so kann eine bedarfsorientierte Fördervolumenbegrenzung und/oder Fördervolumenverstellung mittels der Magnetkupplung ohne Verstellung der im Eingriff befindlichen Pumpenzahnräder bewirkt werden. Eine Außenzahnradpumpe mit Fördervolumenverstellung ist aus der EP 0 994 257 A1 bekannt, auf die hinsichtlich dieser Pumpenart beispielhaft verwiesen wird. Allerdings muss bei einer erfindungsgemäß ausgebildeten Zahnradpumpe keines der im Zahneingriff befindlichen Zahnräder axial verschoben werden, um eine Fördervolumenbegrenzung und/oder Fördervolumenverstellung zu erhalten.

**[0017]** Im Falle einer reinen Fördervolumenbegrenzung wird die Magnetkupplung so ausgelegt, dass bei Erreichen einer vorgegebenen Drehzahl einer Antriebshälfte der Magnetkupplung ein durch die Magnetkupplung übertragbares, durch die Auslegung vorgegebenes Grenzdrehmoment - im folgenden vereinfacht auch als Maximaldrehmoment bezeichnet - erreicht wird. Bei einem weiteren Anstieg der Drehzahl der Antriebshälfte knickt die Drehzahl der Abtriebshälfte im Vergleich zu der Drehzahl der Antriebshälfte ab. Vorzugsweise bleibt sie nach Erreichen der dem Grenzdrehmoment entsprechenden Grenzdrehzahl - genauer gesagt, der durch Auslegung entsprechend vorgegebenen Drehzahl - über den im Betrieb darüber hinausgehenden Drehzahlbereich der Antriebshälfte oder bis zu einer vorgegebenen höheren Drehzahl konstant, so gut dies aufgrund

der magnetischen Wechselwirkung angenähert werden kann. Das Maximaldrehmoment ist abhängig vom Luftspalt zwischen den magnetisch wechselwirkenden Drehkörpern, der Gestalt der magnetisch wechselwirkenden Drehkörper, den verwendeten magnetisch wirksamen Werkstoffen und den Abmessungen der magnetisch wechselwirkenden Drehkörper, insbesondere der Größe der Fläche, die von diesen Drehkörpern beider Kupplungshälften gemeinsam überdeckt wird, und einem Radialabstand der Überdeckungsfläche von der Kupplungsdrehachse. Durch entsprechende Werkstoffauswahl, Dimensionierung und Anordnung der magnetisch wechselwirkenden Drehkörper wird das Maximaldrehmoment der Kupplung und damit die Maximaldrehzahl des ersten Förderrads der Pumpe durch Auslegung der Magnetkupplung vorgegeben. Andere Einflussfaktoren wie beispielsweise Viskositätsänderungen des gepumpten Mediums, welche die Beziehung zwischen Maximaldrehmoment und Maximaldrehzahl beeinflussen, seien in dieser Betrachtung einmal nicht berücksichtigt. Durch den Einsatz der Magnetkupplung kann daher bereits aufgrund der kupplungsmanenten Drehmomentbegrenzung ohne Verstellbewegung der Kupplung eine Fördervolumenbegrenzung mit fail-safe Eigenschaft auf sehr einfache Weise und ohne zusätzliche Maßnahmen bei dem Förderrad oder den mehreren Förderrädern erreicht werden. Dadurch kann z. B. im Falle einer Motorölpumpe das sogenannte Kaltstartventil eingespart werden, da die Magnetkupplung vorteilhaft als Druckbegrenzer wirkt und sogar direkt auf den Ersatz solch eines Druckbegrenzungsventils ausgelegt sein kann.

**[0018]** Eine Fördervolumenbegrenzung kann auch durch förderdruckabhängiges Verschieben der magnetisch wechselwirkenden Drehkörper der beiden Kupplungshälften relativ zueinander erreicht werden. Vorzugsweise wird eine der beiden Kupplungshälften durch das Pumpengehäuse relativ zu der anderen verschiebbar, vorzugsweise entlang der Drehachse, derart gelagert, dass bei einer Verschiebung relativ zu der anderen Kupplungshälfte die von den magnetisch wechselwirkenden Drehkörpern der beiden Kupplungshälften überdeckte Fläche oder ein Abstand zwischen den einander zugewandten Flächen der Größe nach verändert wird. Hierdurch ändert sich automatisch auch die Größe des Grenzdrehmoments. Im Wege einer Rückkopplung wird der Förderdruck der Pumpe an die verschiebbar gelagerte Kupplungshälfte gelegt. Vorzugsweise ist ein Federglied oder ein Federdämpfungsglied dem Förderdruck entgegenwirkend als Rückstellglied angeordnet. Die den Kupplungshälften imanente, in Richtung auf Vollüberdeckung rückstellende Magnetkraft kann allein oder in Ergänzung zu einer mechanischen oder pneumatischen Feder genutzt werden, um eine bestimmte Fördercharakteristik zu erhalten. Ein Verstellmotor mit Verstellgetriebe wird vorteilhafterweise nicht benutzt.

**[0019]** Die Magnetkupplung und das Rückstellglied sind beispielsweise so ausgelegt, dass eine Fördercha-

rakteristik erhalten wird, bei der die Pumpe innerhalb eines ersten Pumpendrehzahlbereichs eine bzw. einen schnellenwachsende Förderrate und/oder Förderdruck aufweist, die bzw. der in erster Näherung proportional zur Drehzahl der Pumpe ist, innerhalb eines zweiten, höheren Drehzahlbereichs sich schnell bis zum Erreichen einer voreingestellten Pumpendrehzahl abregelt und in einem sich an diese voreingestellt Pumpendrehzahl anschließenden dritten, noch höheren Drehzahlbereich der Antriebshälfte der Magnetkupplung wieder stärker als im zweiten Drehzahlbereich mit der Pumpendrehzahl steigt oder in dem dritten Drehzahlbereich im wesentlichen konstant bleibt. Das Rückstellglied kann insbesondere durch seriell geschaltete Federn wunschgemäß eingestellt werden.

**[0020]** Eine Fördercharakteristik der vorstehend genannten Art ist beim Einsatz für Kraftfahrzeuge vorteilhaft, bei denen eine erfindungsgemäße Pumpe für die Schmierölvorsorgung von dem Verbrennungsmotor des Kraftfahrzeugs angetrieben wird, die Pumpendrehzahl also in fester Beziehung zur Motordrehzahl steht. Kraftfahrzeuge benötigen im unteren Motordrehzahlbereich, d. h. ab Start, unmittelbar große Ölmengen. Nach Erreichen einer vorgegebenen Motordrehzahl und der damit einhergehenden Pumpendrehzahl und Pumpenförderung wird über den sich an die vorgegebene Motordrehzahl anschließenden Drehzahlbereich keine oder keine nennenswerte Erhöhung der Förderrate der Pumpe benötigt. Nach Durchfahren dieses mittleren Drehzahlbereichs, im allgemeinen ist dies der Hauptbetriebsbereich des Motors, wird bei höheren Motordrehzahlen wieder eine höhere Ölförderrate benötigt, da mit den höheren Motordrehzahlen höhere Fliehkräfte an den zu schmierenden Stellen einhergehen, beispielsweise an der Kurbelwelle. Zur Überwindung dieser an Bedeutung gewinnenden Fliehkräfte wird ein höherer Öldruck benötigt. Im allgemeinen handelt es sich bei den drei zu unterscheidenden Drehzahlbereichen im Falle von Personenkraftfahrzeugen um den unteren Motordrehzahlbereich von 0 bis etwa 1.500 U/min, dem sich daran anschließenden Hauptbetriebsbereich von etwa 1.500 bis etwa 4.000 U/min und dem dritten, darüberliegenden Motordrehzahlbereich ab etwa 4.000 U/min. Zur Erzielung der gewünschten Fördercharakteristik, nämlich mit einem steilen Anstieg der Förderrate im unteren Drehzahlbereich, einem dagegen vergleichsweise langsamen Anstieg oder gar Null-Anstieg im mittleren Drehzahlbereich und schließlich wieder einem steileren Anstieg im oberen Drehzahlbereich, werden vorzugsweise eine weiche erste Regelfeder und eine demgegenüber härtere zweite Regelfeder seriell hintereinander geschaltet. Ein durch die seriell geschalteten Regelfedern gebildetes Regelfedersystem wird vorzugsweise unter Vorspannung eingebaut, so dass es im unteren Drehzahlbereich kaum nachgibt. Bei Überschreiten der Vorspannkraft am Übergang zwischen dem unteren und dem mittleren Drehzahlbereich beginnt die weiche erste Feder einzufedern, bis sie am oberen Ende des mittl-

ren Drehzahlbereichs gegen die härtere zweite Regelfeder auf Anschlag zu liegen kommt. Bei einer weiteren Erhöhung der Drehzahl wird die Charakteristik dann durch die härtere zweite Regelfeder bestimmt.

**[0021]** Die Auslegung der Kupplung auf ein Abflachen des Drehzahlanstiegs der Abtriebshälfte im Vergleich zu der Antriebshälfte ab einer dem Verwendungsfall entsprechenden Grenzdrehzahl kann vorteilhaft mit einer zum Zwecke der Änderung der Übertragungscharakteristik vorgesehenen Verstellbarkeit der Kupplungshälften zum Einsatz gelangen.

**[0022]** Die magnetisch wechselwirkenden Drehkörper der Magnetkupplung sind vorzugsweise gemeinsam in dem Gehäuse der Pumpe so angeordnet, dass eine Temperierung der Drehkörper, vorzugsweise Kühlung, durch das von der Pumpe geförderte Medium erhalten wird. Besonders bevorzugt sind die einander zugewandten Außenflächen der magnetisch wechselwirkenden Drehkörper einander unmittelbar zugewandt und werden im Falle der bevorzugten Anordnung in dem Pumpengehäuse von dem zu fördernden Medium umspült. In besonders bevorzugter Ausführung, in der die magnetisch wechselwirkenden Drehkörper gemeinsam in dem Pumpengehäuse und einander unmittelbar zugewandt angeordnet sind, werden die Außenflächen der Drehkörper nur von einem dünnen Film des zu fördernden Mediums voneinander getrennt.

**[0023]** Wird die Pumpe von mehreren Förderrädern gebildet, so werden die mehreren Förderräder nicht nur bei Zahnradpumpen sondern auch bei anderen erfindungsgemäßen Pumpen, beispielsweise Schneckenradpumpen oder Flügelzellenpumpen, bevorzugt von einem steifen Gehäuse, vorzugsweise von einem einstückigen Gehäuseteil, gelagert und nicht von relativ zueinander beweglichen Körpern, obgleich letzteres nicht grundsätzlich ausgeschlossen sein soll.

**[0024]** Vorteilhaft ist eine Drehlagerung beider Drehkörper der Magnetkupplung durch das Gehäuse. Bevorzugt werden die Drehkörper der Magnetkupplung von dem gleichen Gehäuse wie das eine Förderrad oder die mehreren Förderräder drehgelagert. Besonders vorteilhaft ist die Drehlagerung durch ein einstückiges Gehäuseteil. Der Drehkörper der Antriebshälfte ist mit dem Drehantriebsglied zwar verdrehgesichert, aber für die Drehlagerung durch das Gehäuse ausreichend beweglich verbunden.

**[0025]** Bei ihrem Einsatz als Ölpumpe für Verbrennungskraftmaschinen, insbesondere für Kraftfahrzeuge, kann eine erfindungsgemäße Pumpe jedoch nicht nur als Schmiermittelpumpe für den Motor und/oder ein automatisches Getriebe oder Schaltgetriebe eingesetzt werden, sie kann mit Vorteil beispielsweise auch das Öl für einen hydraulischen Ventilspielausgleich fördern und/oder als Pumpe für eine Ventilsteuerzeitenverstellung eingesetzt werden. Auch eine Verwendung als Pumpe für ein Automatikgetriebe oder einen Servoantrieb, beispielsweise eine Servolenkung oder in einem Bremssystem, ist vorteilhaft.

**[0026]** Nachfolgend wird die Erfindung anhand eines bevorzugten Ausführungsbeispiels beschrieben. Anhand des Ausführungsbeispiels offenbarte Merkmale bilden in jeder offenbarten Merkmalskombination und auch je einzeln die beanspruchte Erfindung vorteilhaft weiter. Es zeigen:

- Figur 1 eine Innenzahnradpumpe mit Magnetkupplung in einem Querschnitt
- Figur 2 die Pumpe in einem Längsschnitt,
- Figur 3 die Antriebshälfte der Magnetkupplung,
- Figur 4 die Abtriebshälfte der Magnetkupplung,
- Figur 5 das Gehäuse der Pumpe in einer Ansicht,
- Figur 6 das Gehäuse in einem Längsschnitt,
- Figur 7 eine förderdruckabhängig verstellbare Pumpe in schematischer Darstellung und
- Figur 8 einen über der Antriebsdrehzahl aufgetragenen Drehmomentverlauf einer Versuchspumpe.

**[0027]** Figur 1 zeigt eine Innenzahnradpumpe in einem Querschnitt. Die Innenzahnradpumpe weist einen Innenrotor 5 mit einer Außenverzahnung 5a und einen Außenrotor 6 mit einer Innenverzahnung 6i auf, die mit ihrer Außen- und Innenverzahnung einen Zahnringlaufsatz bilden. Die Außenverzahnung 5a weist einen Zahn weniger als die Innenverzahnung 6i auf.

**[0028]** Der Innenrotor 5 und der Außenrotor 6 sind in einer Pumpenkammer eines Pumpengehäuses 3 drehbar gelagert. Die Drehachse 6' des Außenrotors 6 verläuft parallel beabstandet, d.h. exzentrisch, zur Drehachse 5' des Innenrotors 5. Die Exzentrizität, d.h. der Abstand zwischen den beiden Drehachsen 5' und 6', ist mit "e" bezeichnet.

**[0029]** Der Innenrotor 5 und der Außenrotor 6 bilden zwischen sich einen Fluidförderraum. Dieser Fluidförderraum ist in gegeneinander druckdicht abgeschlossene Förderzellen 7 unterteilt. Die einzelnen Förderzellen 7 sind jeweils zwischen zwei aufeinander folgenden Zähnen des Innenrotors 5 und der Innenverzahnung 6i des Außenrotors 6 gebildet, indem je zwei aufeinanderfolgende Zähne des Innenrotors 5 Kopf- oder Flankenberührung mit je zwei aufeinander folgenden, gegenüberliegenden Zähnen der Innenverzahnung 6i haben.

**[0030]** Von einem Ort tiefsten Zahneingriffs bis zu einem Ort geringsten Zahneingriffs werden die Förderzellen 7 in Drehrichtung D zunehmend größer, um anschließend von dem Ort geringsten Zahneingriffs bis zu dem Ort tiefsten Zahneingriffs wieder abzunehmen. Die größer werdenden Förderzellen 7 bilden eine Niederdruckseite 8 und die kleiner werdenden Förderzellen eine Hochdruckseite 9. Die Niederdruckseite 8 ist mit einem Pumpeneinlass und die Hochdruckseite 9 mit einem Pumpenauslass verbunden. In dem Gehäuse 3 sind seitlich an die Förderzellen 7 sich anschließende, nierenförmige Nutöffnungen ausgenommen. Wenigstens eine Öffnung überdeckt Förderzellen 7 auf der Niederdruckseite 8 und wenigstens eine weitere Öff-

nung überdeckt Förderzellen 7 auf der Hochdruckseite 9. Im Bereich des Orts tiefsten Zahneingriffs und im Bereich des Orts geringsten Zahneingriffs bildet das Gehäuse Dichtstege zwischen den angrenzenden Öffnungen. Bei einem Drehantreiben des Innenrotors 5 wird durch die expandierenden Förderzellen 7 auf der Niederdruckseite 8 Fluid angesaugt, über den Ort geringsten Zahneingriffs transportiert und auf der Hochdruckseite 9 unter höherem Druck wieder abgefördert.

**[0031]** Ihren Drehantrieb erhält die Pumpe von einem Drehantriebsglied, das durch eine Antriebswelle 1 gebildet wird. Die Antriebswelle 1 wird gegenüber dem Gehäuse 3 durch ein Drehlager 4 geführt. In einer bevorzugten Verwendung der Pumpe als Schmieröl- bzw. Motorölpumpe zur Versorgung eines Verbrennungsmotors, insbesondere Hubkolbenmotors, mit Schmieröl handelt es sich bei der Antriebswelle 1 üblicherweise um die Ausgangswelle eines Getriebes, dessen Eingangswelle die Kurbelwelle des Motors ist. Die Antriebswelle 1 kann grundsätzlich auch durch eine Kurbelwelle unmittelbar gebildet werden. Ebenso kann sie durch eine Ausgleichswelle für einen Kraftausgleich oder Drehmomentenausgleich des Motors gebildet werden.

**[0032]** Im Unterschied zu bekannten Zahnradpumpen sitzt der Innenrotor 5 jedoch nicht drehsteif auf der Antriebswelle 1, sondern ist relativ zur Antriebswelle 1 drehbar in dem Gehäuse 3 und durch das Gehäuse 3 drehgelagert. Da auch der Außenrotor 6 relativ zu der Antriebswelle 1 drehbar in dem Gehäuse 3 und durch das Gehäuse 3 drehgelagert ist, wird eine Drehlagerung des Zahnringlaufsatzes 5, 6 unabhängig von der Antriebswelle 1 durch das gleiche, zumindest im Lagerbereich vollkommen in sich steife Gehäuse 3 erreicht. Die im Zahneingriff laufenden Förderräder 5 und 6 können daher in besonders exakter Ausrichtung relativ zueinander drehgelagert werden.

**[0033]** Der Zahnringlaufsatz 5, 6 erhält seinen Drehantrieb von der Antriebswelle 1 über eine Magnetkupplung. Die Magnetkupplung weist zwei magnetisch wechselwirkende Drehkörper 14 und 15 auf. Diese beiden Drehkörper 14 und 15 sind als Ringkörper ausgebildet und einander konzentrisch umgebend in dem Gehäuse 3 aufgenommen. Der äußere Drehkörper 14 wird durch Magnetwerkstoff gebildet und weist gleichmäßig über seinen Umfang verteilt angeordnete Dauermagnete auf, die an einer inneren Mantelfläche in Umfangsrichtung alternierend gegensätzliche Polaritäten N und S haben. Der Magnetwerkstoff-Drehkörper 14 ist an der Innenmantelfläche eines Ringkörpers 13 aus Weicheisen angeordnet und mit dem Ringkörper 13 verdrehsicher, vorzugsweise vollkommen fest verbunden. Der Ringkörper 13 nimmt die im Betrieb auftretenden Kräfte auf. Der magnetisch wechselwirkende Drehkörper 15 wird durch einen Hysteresewerkstoff gebildet. Er kann auch auf einem kreiszylindrischen Ring aus einem elektrisch gut leitenden Material, beispielsweise Kupfer, angeordnet sein. Auch ein in Radialrichtung mehrschichtiger Aufbau mit abwechselnd ein oder mehreren Schichten aus ei-

nem elektrisch gut leitenden Material und ein oder mehreren Schichten eines Hysteresewerkstoffs sind denkbar. Ein Ringkörper 16 aus Weicheisen bildet den Träger für den Hysteresewerkstoff-Drehkörper 15 und ist mit diesem verdrehsicher, vorzugsweise vollkommen fest verbunden. Der Hysteresewerkstoff-Drehkörper 15 umgibt den Ringkörper 16 und liegt dem Drehkörper 14 mit seiner Außenmantelfläche unmittelbar zugewandt gegenüber. Zwischen den beiden Drehkörpern 14 und 15 verbleibt ein möglichst schmaler Ringspalt. Der Magnetwerkstoff-Drehkörper 14 und der Ringkörper 13 bilden einen Außenring und der Hysteresewerkstoff-Drehkörper 15 und der Ringkörper 16 einen Innenring der Magnetkupplung. Die Magnete können stattdessen auch den Innenring und der Hysteresewerkstoff den Außenring bilden. Der Hysteresewerkstoff kann in allen Ausführungen durch Induktionswerkstoff ersetzt oder mit Induktionswerkstoff kombiniert werden, um eine Induktionskupplung oder Hysterese- und Induktionskupplung zu bilden. Eine Ausbildung nur als Hysteresekupplung wird allerdings bevorzugt.

**[0034]** Im Antriebsstrang von der Antriebswelle 1 bis zum Zahnradlaufsatz 5, 6 wird eine Antriebshälfte der Magnetkupplung, die unmittelbar verdrehsicher mit der Antriebswelle 1 verbunden ist und bis zu dem Magnetwerkstoff-Drehkörper 14 reicht, durch einen einzigen steifen Rotorkörper gebildet, der im folgenden auch als Antriebsrotor bezeichnet wird. Der Antriebsrotor ist in Figur 3 in einem Querschnitt und einem Längsschnitt einzeln dargestellt. Der Antriebsrotor weist die Form eines Ringtopfs auf mit einem inneren Hülsenkörper 11, dem Außenring 13, 14 und einem radialen Verbindungssteg 12. Der Hülsenkörper 11 ist auf die Antriebswelle 1 aufgeschoben und verdrehsicher mit der Antriebswelle 1 verbunden. Die Verdrehsicherung wird durch zwei sich gegenüberliegende Abflachungen 2 der Antriebswelle 1 und entsprechende Gegenflächen in dem Lagerkörper 1 gebildet. Die Antriebswelle 1 bildet im Sitzbereich des Hülsenkörpers 1 somit ein Zweiflach, und der Hülsenkörper 11 bildet das entsprechende Gegenstück. Zwischen der Antriebswelle 1 und dem Antriebsrotor sind radiale und axiale Relativbewegungen möglich, um Relativbewegungen zwischen der Antriebswelle 1 und dem Gehäuse 3 ausgleichen zu können. Eine Außenmantelfläche des Hülsenkörpers 11 ist kreiszylindrisch und erstreckt sich von einer freien Außenkante des Hülsenkörpers 11 bis unmittelbar zu dem Boden, d.h. dem Verbindungssteg 12, des ringtopfförmigen Antriebsrotors der Magnetkupplung. Um diese Außenmantelfläche des Hülsenkörpers 11 eng beabstandet drehbar ist der Innenrotor 5 am Gehäuse 3 gelagert.

**[0035]** In dem Antriebsstrang wird in gleichermaßen kompakter Bauweise eine Abtriebshälfte der Magnetkupplung durch einen einzigen, steifen Abtriebsrotor gebildet, der ebenfalls ringtopfförmig ist. Integrierter Bestandteil des Abtriebsrotors ist der Innenrotor 5. Figur 4 zeigt den Abtriebsrotor einzeln in einem Querschnitt und einem Längsschnitt. Der Innenrotor 5 und der Ringkör-

per 16 bilden die Wände des Topfs und sind verdrehsicher, vorzugsweise vollkommen steif über einen Verbindungssteg 17, der den Boden des Topfs bildet, miteinander verbunden. Der Innenrotor 5 und der Ringkörper 16 sowie der Verbindungssteg 17 können aus einem einzigen Stück gefertigt sein. Bestandteil des Abtriebsrotors ist schließlich auch der ein oder mehrschichtige Hysteresewerkstoff-Drehkörper 15.

**[0036]** Wie am besten aus Figur 2 ersehen werden kann, wird eine besonders steife und kompakte Pumpe dadurch erhalten, dass der Außenring 13, 14 der Antriebshälfte und der Innenring 15, 16 der Abtriebshälfte der Kupplung den Zahnradlaufsatz 5, 6 umgebend in dem Gehäuse 3 angeordnet sind. Der Ringtopf, der durch die Antriebshälfte 11-14 der Magnetkupplung gebildet wird, nimmt den Ringtopf, der durch die Abtriebshälfte 15-17 der Magnetkupplung und dem Innenrotor 5 gebildet wird, auf. Die Verbindungsstege 12 und 17 sind eng beabstandet benachbart. Die Antriebshälfte 11-14 der Magnetkupplung und die Abtriebshälfte 15-17 mit dem Innenrotor 5 sind um die gemeinsame Drehachse 5' relativ zueinander drehbar. Zur Kompaktheit der Pumpe trägt schließlich noch bei, dass der Zahnringlaufsatz 5, 6 die Antriebswelle 1 umgibt; im Ausführungsbeispiel ragt ein Wellenende der Antriebswelle 1 durch den Zahnringlaufsatz 5, 6. Den Förderraum der Pumpe begrenzt an der Rückseite der Pumpe der Verbindungssteg 17. Der Fluidzufluss und der Fluidabfluss an der Niederdruckseite und der Hochdruckseite der Pumpe sind an der dem Verbindungssteg 17 gegenüberliegenden Wandung des Gehäuses 3 eingelassen oder eingearbeitet.

**[0037]** Die Figuren 5 und 6 zeigen das Gehäuse 3. Insbesondere ist die kompakte und genaue, aber einfache Lagerung und Aufnahme des Zahnradlaufsatzes 5, 6 und der Magnetkupplung erkennbar. Das Gehäuse 3, das vorzugsweise durch einen Metallgusskörper gebildet wird, weist eine axiale Durchgangsbohrung auf, durch welche die Antriebswelle 1 nach der Montage in das Gehäuse 3 hineinragt. Die Durchgangsbohrung wird zur Rückseite des Gehäuses 3 hin zu einer Aufnahmebohrung 20 für den Zahnradlaufsatz 5, 6 aufgeweitet. Die Aufnahmebohrung 20 wird von einem Haltering 22 umgeben. Der Haltering 22 wird radial von zwei kreiszylindrischen Mantelflächen 23 und 24 und axial von einer rückwärtigen Stirnfläche begrenzt. In dem montierten Zustand der Pumpe, wie in den Figuren 1 und 2 dargestellt, ist die äußere Mantelfläche 23 konzentrisch zur Drehachse 5' und die innere Mantelfläche 24 konzentrisch zu der Drehachse 6'. Die äußere Mantelfläche 23 bildet zusammen mit der Innenmantelfläche des Ringkörpers 16 ein Drehgleitlager für den Innenrotor 5. Der Ringkörper 16 ist somit nicht nur Träger des Hysteresewerkstoff-Drehkörpers 15, sondern gleichzeitig auch Lagerring für den Innenrotor 5. Die innere Mantelfläche 24 bildet zusammen mit der kreiszylindrischen Außenmantelfläche des Außenrotors 6 die Drehgleitlagerung des Außenrotors 6, wie dies auch bei bekannten Innen-

zahnringpumpen der Fall ist. In das Gehäuse 3 ist ferner um den Haltering 22 herum ein Ringraum 21 konzentrisch zur Drehachse 5' ausgebildet. Die Mantelfläche 23 bildet eine radial innere Begrenzung des Ringraums 21. Eine der Mantelfläche 23 gegenüberliegende, kreiszylindrische, radial äußere Mantelfläche 25 bildet eine äußere Begrenzung des Ringraums 21 und eine Lauffläche für den Außenring 13, 14. Der Antriebsrotor der Magnetkupplung wird von dem Gehäuse 3, nämlich an dessen Mantelfläche 25, drehgelagert. In dem Ringraum 21 sind in dem montierten Zustand der Pumpe der Außenring 13, 14 und der Innenring 15, 16 der Magnetkupplung relativ zu dem Gehäuse 3 drehbar aufgenommen.

**[0038]** Der Betrieb der Pumpe gestaltet sich wie folgt: Die Drehung der Antriebswelle 1 um die Drehachse 5' wird auf die Antriebshälfte 11-14 der Magnetkupplung 1:1 übertragen. Die Drehung des Magnetwerkstoff-Drehkörpers 14 bewirkt durch magnetischen Fluss ein Drehmoment auf den Hysteresewerkstoff-Drehkörper 15. Mit dem Hysteresewerkstoff-Drehkörper 15 wird unmittelbar auch der Innenrotor 5 drehangetrieben. Der Innenrotor 5 kämmt mit dem Außenrotor 6 in der bei Innenzahnringpumpen bekannten Art, so dass die bereits eingangs beschriebenen Förderzellen 7, die sich auf der Niederdruckseite 8 vergrößern und auf der Hochdruckseite 9 wieder verkleinern, gebildet werden. Das an der Niederdruckseite 8 angesaugte Fluid wird zur Hochdruckseite 9 gefördert und unter höherem Druck abgeführt.

**[0039]** In einer bevorzugten Verwendung der Pumpe sollte das Fördervolumen der Pumpe gemäß einer bevorzugten Fördercharakteristik, aus dem Stillstand heraus zunächst mit der Drehzahl rasch ansteigen und nach Erreichen eines bestimmten Werts konstant bleiben. Um solch ein Förderverhalten zu erzielen, wird die Magnetkupplung so ausgelegt, dass ein von ihr übertragbares Grenzdrehmoment bei der Motordrehzahl erreicht wird, ab welcher der Bedarf an Motoröl bzw. Schmieröl abflacht oder gar konstant bleibt oder zumindest nicht mehr steigt, wenn die Motordrehzahl weiter erhöht wird. Aufgrund der Auslegbarkeit einer Magnetkupplung auf ein vorgegebenes Maximal- oder Grenzdrehmoment, eignet sich die Magnetkupplung in besonderer Weise als Übertragungsglied im Antriebsstrang von Schmierölpumpen für Verbrennungsmotoren oder andere Verwendungen von Ölpumpen, in denen das vorstehend geschilderte Förderverhalten von Vorteil ist.

**[0040]** Mittels einer Magnetkupplung kann vorteilhafterweise ferner eine förderdruckabhängige Verstellung oder Regelung der Pumpe verwirklicht werden, ohne in den Zahnringlaufsatz der Pumpe eingreifen zu müssen. Bei der im Ausführungsbeispiel gewählten Bauform einer Magnetkupplung kann das Grenzdrehmoment durch axiale Verschiebung der beiden magnetisch wechselwirkenden Drehkörper 14 und 15 relativ zueinander verändert werden. In Abhängigkeit von dem Überdeckungsgrad, den die beiden einander zuge-

wandten Mantelflächen der Drehkörper 14 und 15 aufweisen, kann das Grenzdrehmoment eingestellt werden. Das Grenzdrehmoment kann mittels einer in sich verschiebbaren Magnetkupplung auch bei der Montage der Kupplung einmalig und fest eingestellt oder auch nur feinjustiert werden. Die gleiche Magnetkupplung kann auf diese Weise für Pumpen mit unterschiedlichen spezifischen Fördervolumina zur reinen Fördervolumenbegrenzung verwendet werden. Besonders bevorzugt wird das Grenzdrehmoment der Kupplung mit einer Selbstregelung des Systems Pumpe-Magnetkupplung durch Rückkopplung eingestellt.

**[0041]** Der physikalische Regelkreis ist in Figur 7 schematisch gezeigt. Die Führungsgröße für den Regler ist die Drehzahl der Antriebswelle 1. An der Hochdruckseite 9 steigt der Förderdruck der Pumpe mit zunehmender Antriebsdrehzahl an. Dieser Förderdruck P bildet die Regelgröße für den Regler, indem der Förderdruck P an die axial verschiebbar gelagerte Kupplungshälfte gelegt wird. Im Ausführungsbeispiel ist dies die Antriebshälfte 11-14. Anstatt des unmittelbaren Pumpenförderdrucks kann der Druck eines Verbrauchers, beispielsweise der Motoröldruck, an die verschiebbare Kupplungshälfte gelegt werden, um den Druck, der letztendlich für die Fördervolumenverstellung maßgeblich ist, als Regelgröße zu verwenden. Vorteilhaft ist die Rückführung des Reinöls von einer Stelle im Ölkreislauf zwischen einem Ölfiler, welcher einem Pumpenauslass nachgeordnet ist, und dem maßgeblichen Verbraucher. Die Antriebshälfte bildet einen verschiebbaren Regelkolben. Auf eine Seite des Regelkolbens wirkt der Förderdruck P. Dem Förderdruck P entgegen wirkt auf der anderen Seite des Regelkolbens die elastische Rückstellkraft einer Feder 27, die zwischen dem Gehäuse 3 und der Kupplungsabtriebshälfte unter der Wirkung des Förderdrucks P gespannt wird. Die Verschiebelage des Regelkolbens stellt sich im Gleichgewicht zwischen dem Förderdruck P und dem Federdruck ein. Die Feder 27 ist bei Nullförderung vorzugsweise vorgespannt zwischen dem Gehäuse 3 und dem Regelkolben eingebaut.

**[0042]** Das Förderverhalten der Pumpe kann mit solch einem Regelsystem sehr genau auf den tatsächlichen Förderbedarf ohne Verstellung der Zahnräder abgestimmt werden. So kann das Förderverhalten zum einen durch entsprechende Auslegung der Magnetkupplung als solcher, insbesondere die Auslegung auf ein Grenzdrehmoment, durch die Federcharakteristik der Feder 27 und auch durch die Ausgangsverschiebestellung, welche die beiden Kupplungshälften im Stillstand der Pumpe relativ zueinander haben, im Sinne eines optimalen Förderverhaltens beeinflusst werden. Im allgemeinen wird die Überdeckung bei Nullförderung maximal sein. Es kann auch, wie in Figur 7 angedeutet, die Überdeckung der beiden Magnetwerkstoff-Drehkörper 14 und 15 im Pumpenstillstand unter 100%, bezogen auf die Maximalüberdeckung, betragen. Mit zunehmender Drehzahl und damit zunehmendem Förderdruck P

werden die beiden Drehkörper 14 und 15 zunächst relativ zueinander so verschoben, dass bei Erreichen einer vorgegebenen Drehzahl der maximale Überdeckungsgrad von 100% und damit das größte Grenzdrehmoment erreicht werden. Nimmt die Drehzahl weiter zu - und damit auch der Förderdruck P - so nimmt der Überdeckungsgrad gegen den Druck der Feder 27 wieder ab. Es findet eine Verstellung des Grenzdrehmoments statt. Es kann zusätzlich zu oder anstatt der Feder 27 auch das kupplungsmanente Streben nach Vollüberdeckung genutzt werden, um dem Pumpendruck entgegenzuwirken. Wird die Kupplung aus der Ausgangsstellung heraus zumindest bis zum Erreichen des größtmöglichen Grenzdrehmoments stets über ihrem momentanen Grenzdrehmoment angetrieben, so ergibt sich ein besonders steiler Anstieg des Fördervolumens bei niedrigen Drehzahlen des Drehantriebsglieds.

**[0043]** Die Druckregelung kann durch eine Temperaturregelung ersetzt werden. Der Regelkolben wird in diesem Falle durch ein temperaturabhängig arbeitendes Stellglied ersetzt. Das temperaturabhängig arbeitende Stellglied wird von einem Element gebildet, das seine Gestalt in Abhängigkeit von seiner Temperatur verändert. Das gestaltverändernde Element kann beispielsweise eine Bimetallfeder oder ein Dehnstoffelement sein. Es können auch mehrere gestaltverändernde Elemente das Stellglied bilden. Das gestaltverändernde Stellglied kann in das gepumpte Medium eingetaucht oder wärmeleitend nur mit dem Gehäuse verbunden sein, so dass die Regelung in direkter Abhängigkeit von der Temperatur des Arbeitsmediums oder des Gehäuses erfolgt.

**[0044]** Obgleich ein Vorteil der Erfindung darin besteht, dass das einzige Förderrad oder die mehreren Förderräder einer Pumpe für eine Fördervolumenbegrenzung und/oder-verstellung nicht verstellt werden muss bzw. müssen, kann solch eine Verstellung in Kombination mit dem erfindungsgemäßen Einbau einer Magnetkupplung vorteilhaft vorgesehen sein. Durch Abstimmung der zwei Verstellmechanismen kann eine Vielzahl von Fördercharakteristiken realisiert oder eine vorgegebene Pumpe besonders genau an eine gewünschte Fördercharakteristik angepasst werden. Bei einer Zahnradpumpe beispielsweise kann zusätzlich zu einer verstellbaren oder nicht verstellbaren Magnetkupplung eine Verstellung des spezifischen Fördervolumens vorgesehen sein, beispielsweise durch Verstellung der Eingriffslänge der Zahnräder einer Außenzahnradpumpe.

**[0045]** In Figur 8 ist der Verlauf des Drehmoments über der Drehzahl des Drehantriebsglieds einer Versuchspumpe mit einer erfindungsgemäßen Hysteresekupplung aufgetragen. Die Magnetkupplung der Versuchspumpe ist auf ein Grenzdrehmoment von etwa 1.5 Nm ausgelegt, das bei den Bedingungen des Versuchs bei einer Antriebsdrehzahl von etwa 700 U/min erreicht wird. Die Drehmomentkurve weist bei dem Grenzdrehmoment einen Knick auf und flacht nach Erreichen des

Grenzdrehmoments deutlich ab. Die Steigung  $\alpha_2$  der Drehmomentkurve ist ab dem Grenzdrehmoment vorteilhafterweise in allen Ausführungen der Erfindung höchstens halb so groß wie die Steigung  $\alpha_1$  vor Erreichen des Grenzdrehmoments. Im Idealfall steigt das von der Kupplung übertragene Drehmoment nach Erreichen des Grenzdrehmoments nicht mehr weiter an, sondern bleibt wie in gestrichelter Linie angedeutet konstant. Der für das Drehmoment dargestellte Verlauf stimmt qualitativ auch mit dem Verlauf der Drehzahl der Abtriebshälfte der Magnetkupplung überein, d.h. bis zum Grenzdrehmoment steigt die Drehzahl der Abtriebshälfte 1:1 mit der Drehzahl der Antriebshälfte und knickt bei dem durch Auslegung erhaltenen Grenzdrehmoment ab. Auch für den Drehzahlverlauf gilt, dass die Kurve der Abtriebsdrehzahl nach Erreichen der Grenzdrehzahl höchstens halb so groß sein soll wie vor Erreichen der Grenzdrehzahl. Eine kleinere Steigung, idealerweise eine Nullsteigung, wird bevorzugt.

Bezugszeichen

[0046]

1	Drehantriebsglied, Antriebswelle	25
2	Abflachung	
3	Gehäuse	
4	Wellenlager	
5	erstes Förderrad, Innenrotor	
5'	Drehachse	30
5a	Außenverzahnung	
6	zweites Förderrad, Außenrotor	
6'	Drehachse	
6i	Innenverzahnung	
7	Förderraum, Förderzellen	35
8	Niederdruckseite	
9	Hochdruckseite	
10	-	
11	Hülsenkörper	
12	Verbindungssteg	40
13	Ringkörper	
14	Magnetwerkstoff-Drehkörper	
15	Magnetwerkstoff-Drehkörper	
16	Lagerring, Ringkörper	
17	Verbindungssteg	45
18	-	
19	Gehäusedeckel	
20	Aufnahmebohrung	
21	Ringraum	
22	Haltering	50
23	Lagerfläche	
24	Lagerfläche	
25	Lauffläche	
26	-	
27	Feder	55

Patentansprüche

1. Pumpe, vorzugsweise Verdrängerpumpe, die aufweist:

a) ein Drehantriebsglied (1), das mit einer Drehzahl angetrieben wird, die von einer Drehzahl eines Antriebsmotors abhängt,

b) ein Gehäuse (3)

c) und ein in dem Gehäuse (3) angeordnetes erstes Förderrad (5), das zur Einleitung eines Drehmoments mit dem Drehantriebsglied (1) gekoppelt ist,

d) wobei das erste Förderrad (5) mit Wandungen des Gehäuses allein oder im Zusammenwirken mit einem zweiten Förderrad (6) einen Förderraum (7) bildet, der eine mit einem Pumpeneinlass verbundene Niederdruckseite (8) und eine mit einem Pumpenauslass verbundene Hochdruckseite (9) aufweist,

**dadurch gekennzeichnet, dass**

e) eine Fördervolumenbegrenzung der Pumpe durch Verwendung einer Magnetkupplung (11-17) erhalten wird, die das Drehantriebsglied (1) mit dem ersten Förderrad (5) zur Übertragung des Drehmoments koppelt,

f) eine Antriebshälfte (11-14) der Magnetkupplung (11-17) verdrehsicher mit dem Drehantriebsglied (1) und eine Abtriebshälfte (15-17) der Magnetkupplung (11-17) verdrehsicher mit dem ersten Förderrad (5) verbunden ist,

g) und die Magnetkupplung (11-17) auf Übertragung eines Grenzdrehmoments ausgelegt ist, so dass die Abtriebshälfte (15-17) bei Erreichen einer durch die Auslegung vorgegebenen Drehzahl nicht mehr oder zumindest langsamer steigt als die Drehzahl der Antriebshälfte (11-14), wenn die Antriebshälfte (11-14) diese vorgegebene Drehzahl überschreitet, wobei die vorgegebene Drehzahl geringer ist als eine maximale Betriebsdrehzahl der Antriebshälfte (11-14).

2. Pumpe, vorzugsweise Verdrängerpumpe, die aufweist:

a) ein Drehantriebsglied (1), das mit einer Drehzahl angetrieben wird, die von einer Drehzahl eines Antriebsmotors abhängt,

b) ein Gehäuse (3)

c) und ein in dem Gehäuse (3) angeordnetes erstes Förderrad (5), das zur Einleitung eines Drehmoments mit dem Drehantriebsglied (1) gekoppelt ist,

d) wobei das erste Förderrad (5) mit Wandungen des Gehäuses allein oder im Zusammenwirken mit einem zweiten Förderrad (6) einen Förderraum (7) bildet, der eine mit einem Pum-

- peneinlass verbundene Niederdruckseite (8) und eine mit einem Pumpenauslass verbundene Hochdruckseite (9) aufweist, **dadurch gekennzeichnet, dass**
- e) eine Magnetkupplung (11-17) das Drehantriebsglied (1) mit dem ersten Förderrad (5) zur Übertragung des Drehmoments koppelt, 5
- f) eine Antriebshälfte (11-14) der Magnetkupplung (11-17) verdrehsicher mit dem Drehantriebsglied (1) und eine Abtriebshälfte (15-17) 10 der Magnetkupplung (11-17) verdrehsicher mit dem ersten Förderrad (5) verbunden ist,
- g) die Antriebshälfte (11-14) und die Abtriebshälfte (15-17) relativ zueinander verschiebbar sind und dadurch ein übertragbares Grenzdrehmoment der Magnetkupplung (11-17) veränderbar ist 15
- h) und auf die verschiebbar gelagerte Antriebs- oder Abtriebshälfte (11-14; 15-17) in eine Verschieberichtung ein Pumpendruck (P) und dem Pumpendruck (P) entgegen eine elastische Rückstellkraft wirken. 20
3. Pumpe nach dem vorhergehenden Anspruch, **dadurch gekennzeichnet, dass** eine Feder (27) zur Erzeugung der Rückstellkraft vorgesehen ist. 25
4. Zahnradpumpe, vorzugsweise nach einem der vorhergehenden Ansprüche, die aufweist: 30
- a) ein Drehantriebsglied (1),
- b) ein Gehäuse (3),
- c) ein in dem Gehäuse (3) angeordnetes erstes Förderrad (5), das durch ein Zahnrad gebildet wird und zur Einleitung eines Drehmoments mit dem Drehantriebsglied (1) gekoppelt ist, 35
- d) und ein in dem Gehäuse (3) angeordnetes zweites Förderrad (6), das durch ein mit dem ersten Förderrad (5) kämmendes Zahnrad gebildet wird, 40
- e) wobei die Förderräder (5, 6) einen Förderraum (7) bilden, der eine mit einem Pumpeneinlass verbundene Niederdruckseite (8) und eine mit einem Pumpenauslass verbundene Hochdruckseite (9) aufweist, 45
- dadurch gekennzeichnet, dass**
- g) eine Magnetkupplung (11-17) das Drehantriebsglied (1) mit dem ersten Förderrad (5) zur Übertragung des Drehmoments koppelt. 50
5. Pumpe nach dem vorhergehenden Anspruch, **dadurch gekennzeichnet, dass** die Pumpe eine Innenzahnringpumpe ist mit einem Innenrotor, der das erste Förderrad (5) bildet, und einem Außenrotor, der das zweite Förderrad (6) bildet, und eine Außenverzahnung (5a) des Innenrotors, die mit einer Innenverzahnung (6i) des Außenrotors kämmt, wenigstens einen Zahn weniger als die Innenverzahnung (6i) aufweist. 55
6. Pumpe nach einem der vorhergehenden Ansprüche, **dadurch gekennzeichnet, dass** das erste Förderrad (5) relativ zu dem Drehantriebsglied (1) drehbar gelagert ist.
7. Pumpe nach einem der vorhergehenden Ansprüche, **dadurch gekennzeichnet, dass** das erste Förderrad (5) von dem Gehäuse (3) drehgelagert wird.
8. Pumpe nach dem vorhergehenden Anspruch, **dadurch gekennzeichnet, dass** eine Lagerfläche (23), an welcher das erste Förderrad (5) drehgelagert ist, und eine Lagerfläche (24), an welcher das zweite Förderrad (6) drehgelagert ist, durch das Gehäuse (3) gebildet werden.
9. Pumpe nach dem vorhergehenden Anspruch, **dadurch gekennzeichnet, dass** die eine (23) der Lagerflächen (23, 24) die andere (24) der Lagerflächen (23, 24) umgibt.
10. Pumpe nach einem der vorhergehenden Ansprüche, **dadurch gekennzeichnet, dass** das Drehantriebsglied (1) eine Antriebswelle ist und das erste Förderrad (5) um die Antriebswelle drehbar gelagert ist.
11. Pumpe nach einem der vorhergehenden Ansprüche, **dadurch gekennzeichnet, dass** das erste Förderrad (5) mit einem Lagerring (16) verdrehsicher, vorzugsweise steif, verbunden ist und der Lagerring (16) mit dem Gehäuse (3) ein Drehlager (16, 23) für das erste Förderrad (5) bildet.
12. Pumpe nach dem vorhergehenden Anspruch, **dadurch gekennzeichnet, dass** eine von dem Lagerring (16) gebildete Lagerfläche einen Durchmesser hat, der größer ist als ein Außendurchmesser des ersten Förderrads (5).
13. Pumpe nach einem der zwei vorhergehenden Ansprüche, **dadurch gekennzeichnet, dass** der Lagerring (16) das erste Förderrad (5) umgibt.
14. Pumpe nach einem der vorhergehenden Ansprüche, **dadurch gekennzeichnet, dass** die Magnetkupplung (11-17) zwei magnetisch wechselwirkende Drehkörper (14, 15) umfasst, die für eine Kühlung durch das zu fördernde Medium gemeinsam in dem Gehäuse (3) aufgenommen sind.
15. Pumpe nach einem der vorhergehenden Ansprüche, **dadurch gekennzeichnet, dass** die Magnetkupplung (11-17) zwei magnetisch wechselwirkende Ringkörper (14, 15) umfasst, die einander und

das erste Förderrad (5) sowie vorzugsweise auch das zweite Förderrad (6), falls ein solches vorgesehen ist, umgeben.

16. Pumpe nach einem der vorhergehenden Ansprüche, **dadurch gekennzeichnet, dass** eine Hysteresekupplung die Magnetkupplung (11-17) bildet.

10

15

20

25

30

35

40

45

50

55

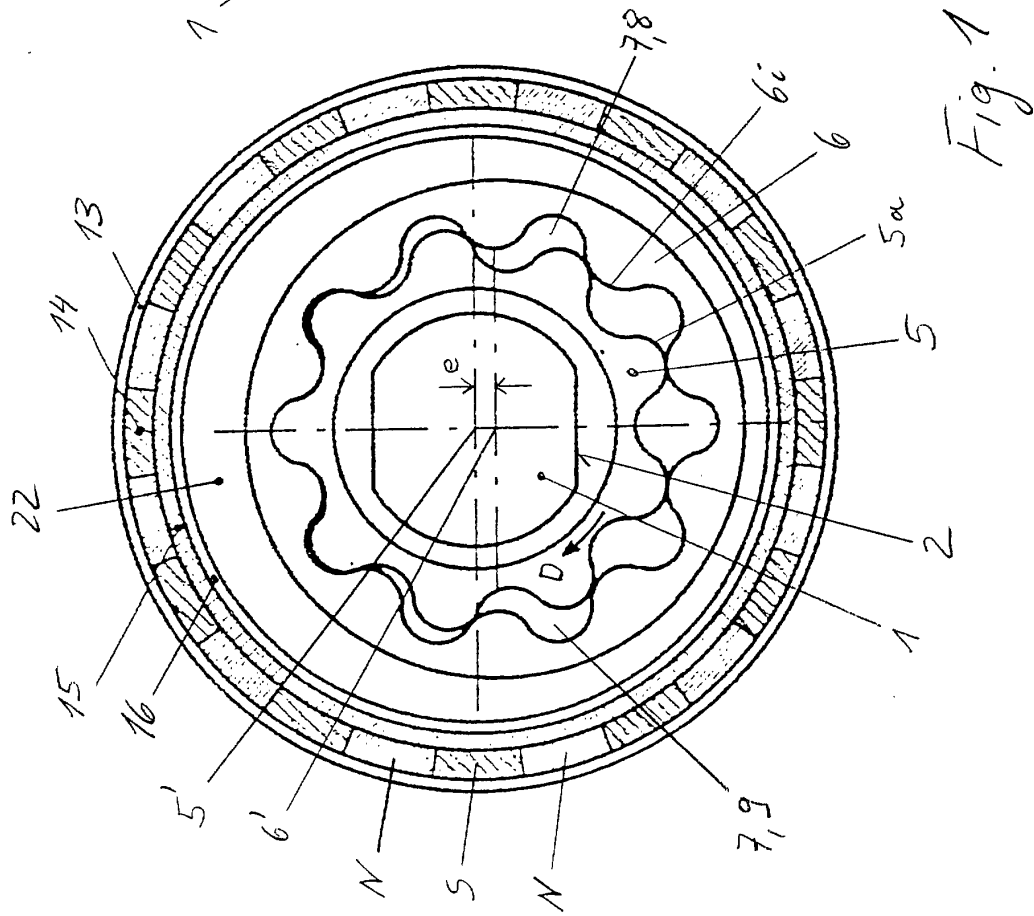
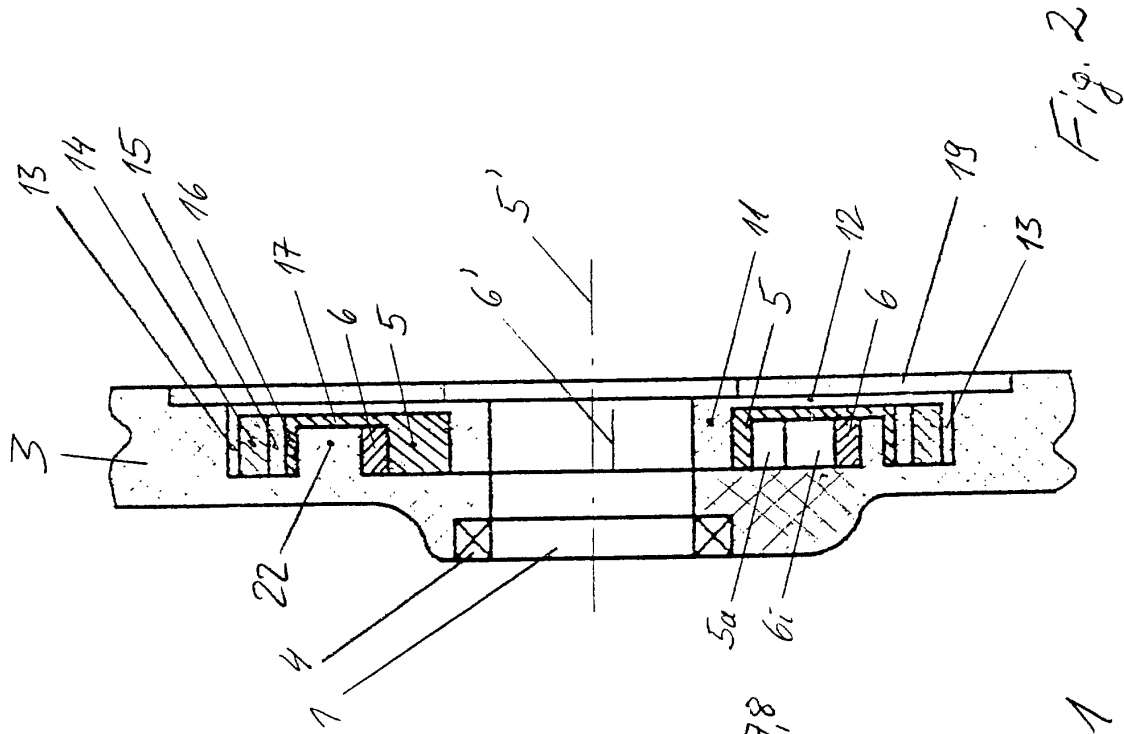


Fig. 4

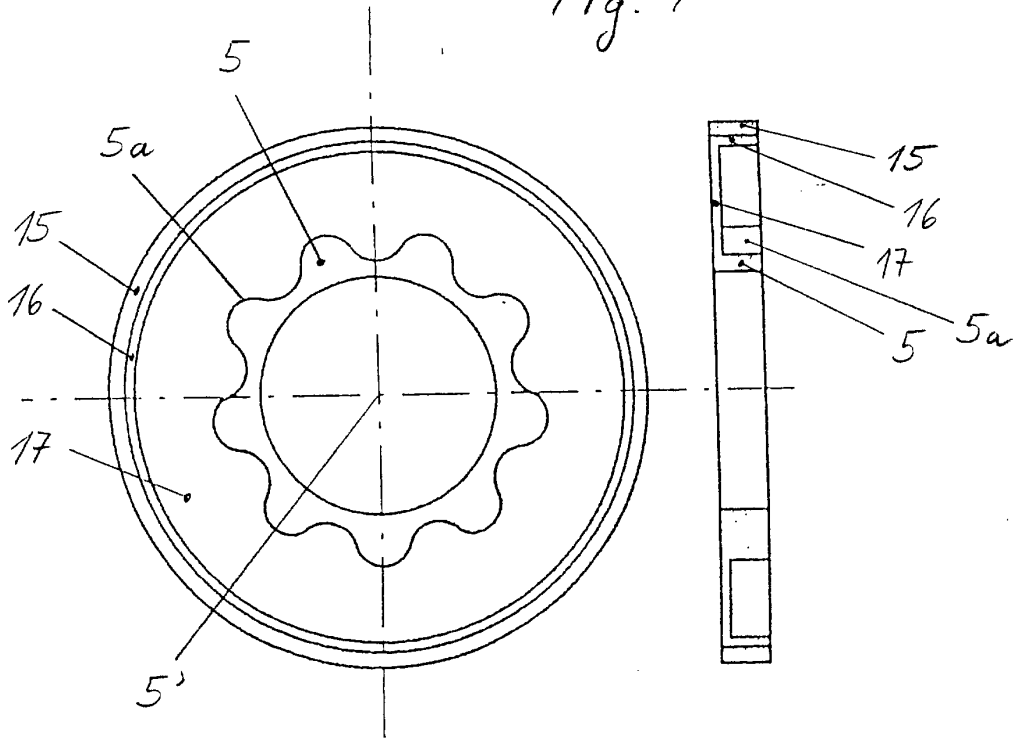
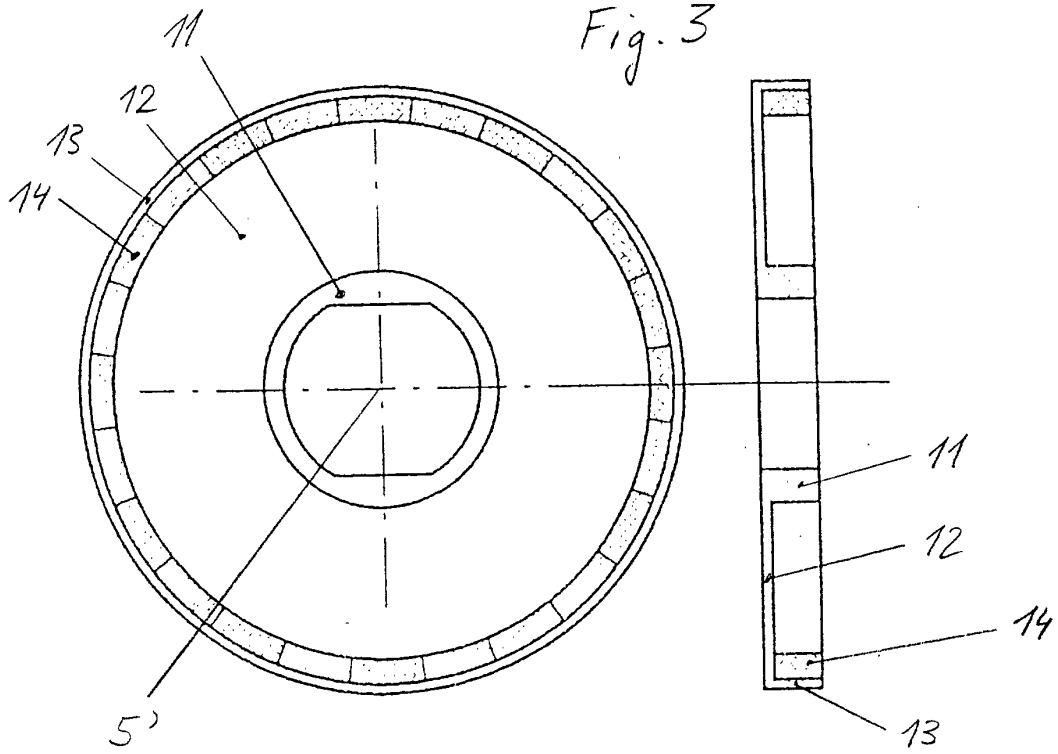


Fig. 3



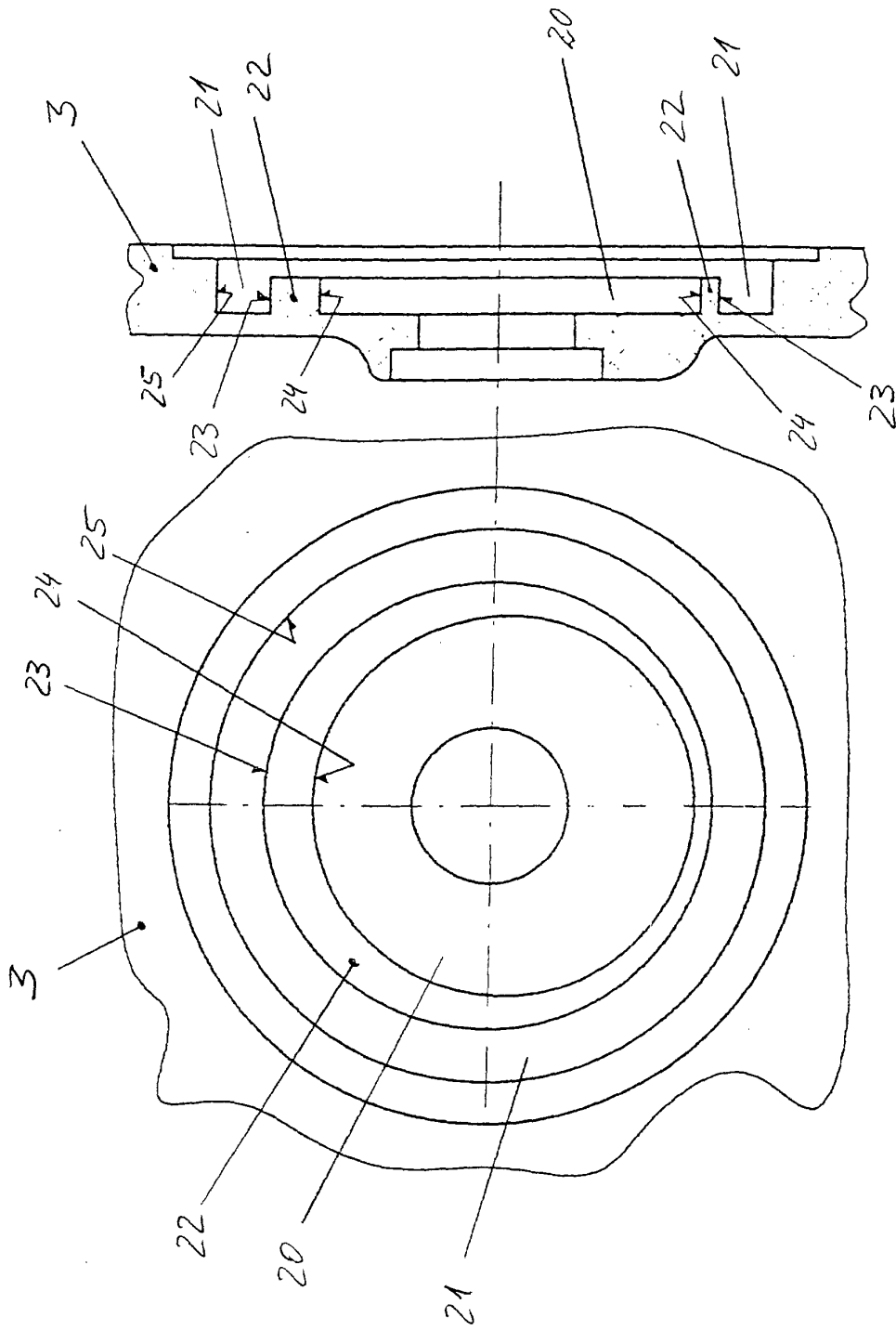


Fig. 6

Fig. 5

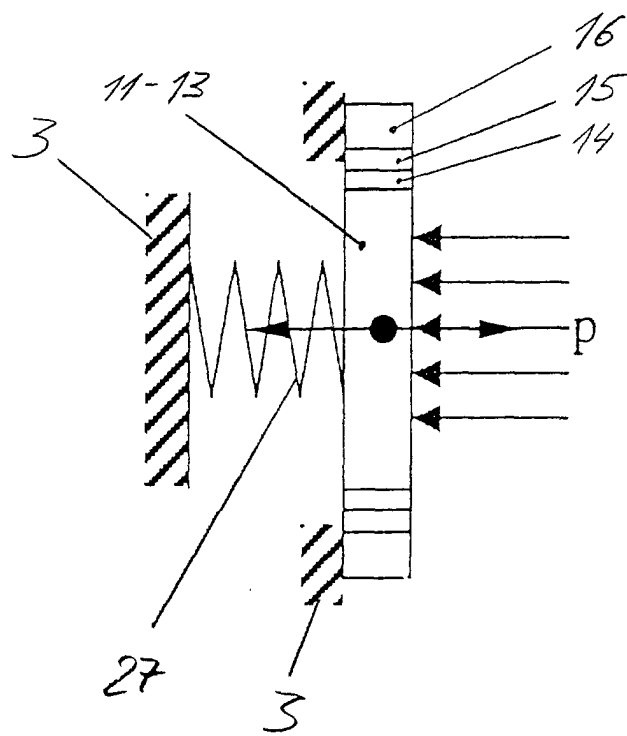


Fig. 7

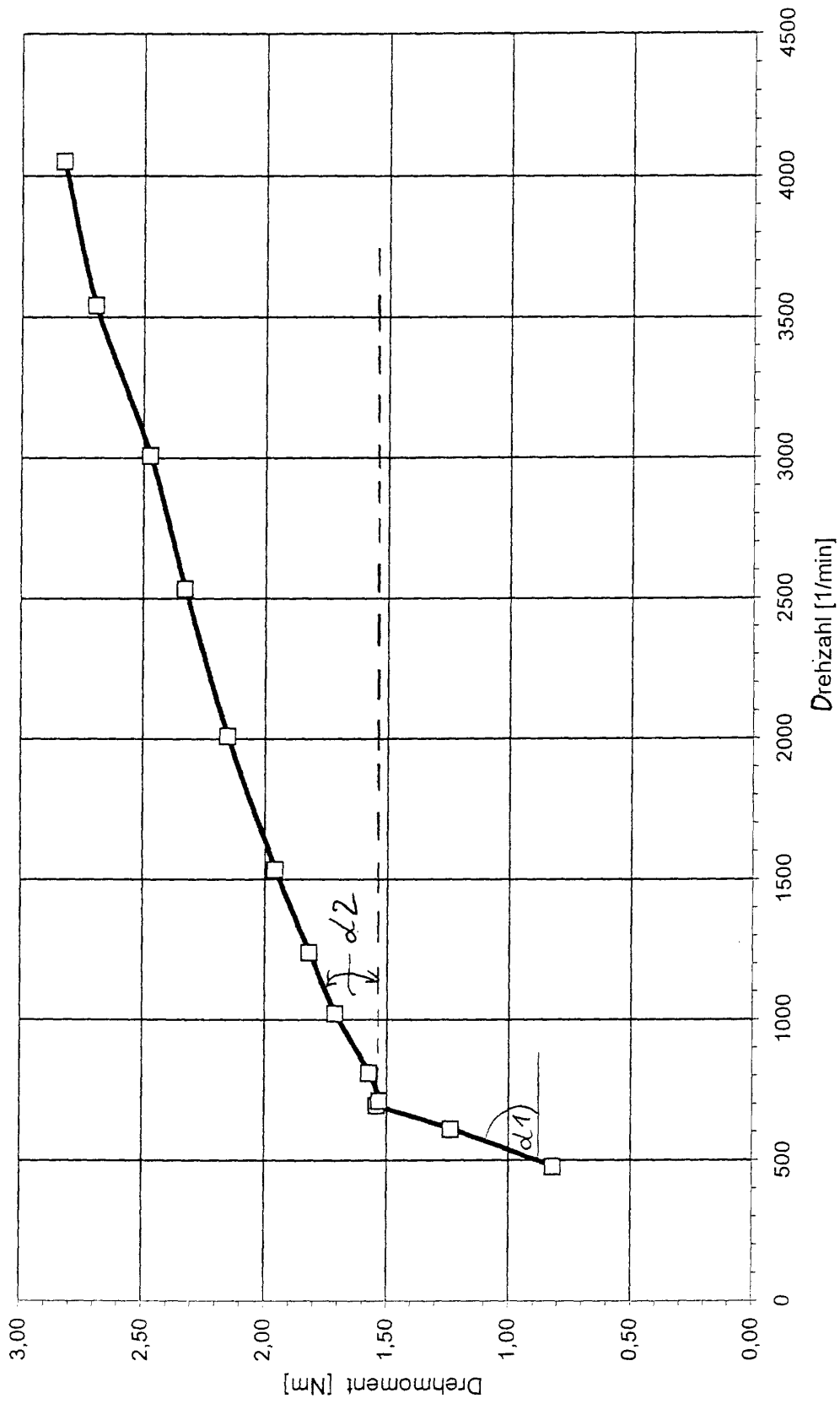


Fig. 8