



(11) **EP 1 752 662 B1**

(12) **EUROPÄISCHE PATENTSCHRIFT**

(45) Veröffentlichungstag und Bekanntmachung des Hinweises auf die Patenterteilung:
20.02.2008 Patentblatt 2008/08

(51) Int Cl.:
F04B 5/00 (2006.01) **F04B 7/00 (2006.01)**
F04B 9/10 (2006.01)

(21) Anmeldenummer: **05017334.3**

(22) Anmeldetag: **09.08.2005**

(54) **Vorrichtung zum Aufkonzentrieren einer Flüssigkeit und Differentialkolbenpumpe**

Apparatus to concentrate a fluid and a multiple chamber pump

Dispositif pour concentrer un fluide et pompe à piston différentiel

(84) Benannte Vertragsstaaten:
AT BE BG CH CY CZ DE DK EE ES FI FR GB GR HU IE IS IT LI LT LU LV MC NL PL PT RO SE SI SK TR

(43) Veröffentlichungstag der Anmeldung:
14.02.2007 Patentblatt 2007/07

(73) Patentinhaber: **SENECA S.A.**
2016 Luxembourg (LU)

(72) Erfinder: **Kathmann, Peter-Bernhard**
1630 Luxembourg (LU)

(74) Vertreter: **Bernhardt, Reinold et al**
Patentanwälte Bernhardt
Kobenhüttenweg 43
66123 Saarbrücken (DE)

(56) Entgegenhaltungen:
EP-A- 0 450 257 **WO-A-98/11979**
DE-A1- 3 923 722 **GB-A- 2 391 912**

EP 1 752 662 B1

Anmerkung: Innerhalb von neun Monaten nach der Bekanntmachung des Hinweises auf die Erteilung des europäischen Patents kann jedermann beim Europäischen Patentamt gegen das erteilte europäische Patent Einspruch einlegen. Der Einspruch ist schriftlich einzureichen und zu begründen. Er gilt erst als eingelegt, wenn die Einspruchsgebühr entrichtet worden ist. (Art. 99(1) Europäisches Patentübereinkommen).

Beschreibung

[0001] Die Erfindung betrifft eine Vorrichtung der im Oberbegriff des Patentanspruchs 1 angegebenen Art sowie eine Differentialkolbenpumpe gemäß Oberbegriff des Patentanspruchs 2.

[0002] Beim Aufkonzentrieren von Flüssigkeiten, beispielsweise bei der Meerwasserentsalzung (Umkehrosmose) oder bei der Fruchtsaftherstellung, wird prozessbedingt viel Primärenergie zum Pumpen der Flüssigkeit gebraucht, wobei das entstehende Konzentrat mit relativ hohem Restdruck anfällt. Speziell bei der Meerwasserentsalzung ist der hohe Bedarf an Primärenergie ein seit langem bekannter Nachteil, der in der Vergangenheit und im Hinblick auf die hohen Energiekosten z.B. dadurch minimiert wird, dass die im Konzentrat dank des Restdrucks enthaltene Energie eingesetzt wird, um der Differentialkolbenpumpe beim Fördern zu assistieren und so Primärenergie einzusparen.

[0003] Bei der aus EP 0 450 257 B1 bekannten Vorrichtung zur Meerwasserentsalzung und in der in EP 0 450 257 B1, Fig. 5, gezeigten Differentialkolbenpumpe pumpt der Differentialkolben mit der kolbenstangenfernen Seite die aufzukonzentrierende Flüssigkeit, z.B. Meerwasser, durch Ein- und Auslassventile gesteuert über die beispielsweise als nach dem Prinzip der Umkehrosmose wirkende Membrane, hinter der Konzentrat mit hohem Restdruck und Permeat anfallen. Das unter dem Restdruck stehende Konzentrat wird durch die Einlass- und Auslassventilanordnung gesteuert zyklisch auf die Kolbenstangenseite des Differentialkolbens gebracht, um mittels des Restdrucks direkt beim Pumpen zu assistieren, ehe das Konzentrat im Wesentlichen drucklos abgelassen wird. Der linear geführte Schaft des Differentialkolbens ist über ein Pleuel mit einem Kurbelzapfen der als Kurbelwelle ausgebildeten Antriebswelle gekoppelt. Die Einlass- und Auslassventilanordnung der Druckkammer an der Kolbenstangenseite des Differentialkolbens weist getrennte Ein- und Auslassventile auf, die über linear geführte Stößel von auf der Antriebswelle angeordneten Steuernocken gegen Federkraft betätigt werden.

[0004] Da die Federn kräftig und progressiv sind, erzeugen sie einen unerwünschten Leistungsverlust. Die Kurbelwellen/Pleuel-Anordnung führt nicht nur zu großer Baugröße der Differentialkolbenpumpe, sondern bedingt z.B. aufgrund der Pleuelauslenkung eine wenig harmonische Kolbenhubbewegung, aus der weitere Leistungsverluste und Pulsationen in der gepumpten Flüssigkeit resultieren.

[0005] Der Erfindung liegt die Aufgabe zugrunde, eine mit minimalem Einsatz an Primärenergie betreibbare Vorrichtung der eingangs genannten Art, sowie eine kompakte und äußerst effiziente Differentialkolbenpumpe anzugeben.

[0006] Die gestellte Aufgabe wird erfindungsgemäß mit den Merkmalen des Patentanspruchs 1 oder des Patentanspruchs 2 gelöst.

[0007] In der Vorrichtung resultiert das Radialkolbenpumpen-Konzept in kleiner Baugröße, in pulsationsarmem Betriebsverhalten und dank der Zug- und Druckkopplungen in hoher Effizienz mit minimalen Verlusten, so dass sehr wenig Primärenergie ausreicht und die im Konzentrat enthaltene Energie optimal und vor allem direkt genutzt wird. Die Zug- und Druckkopplungen führen zu einem extrem harmonischen Hubverlauf des Differentialkolbens und des Ventilsteuerglieds. Es erfolgt die Steuerung der Einlass- und Auslassventile zur Druckkammer in optimaler Anpassung an den Hubverlauf des Differentialkolbens und mit minimalem Verschleiß über lange Standzeiten. Das Radialkolbenpumpenkonzept ermöglicht es bei der Meerwasserentsalzung, kompakte Vorrichtungen sozusagen maßgeschneidert für den Bedarf einzelner Gebäude oder Gebäudegruppen zu erstellen und einzusetzen, wobei dank des geringen Primärenergieeinsatzes sogar Gleichstrom-Primärenergie von Sonnenkollektoren beispielsweise in sonnigen und Meerrand-Gebieten hohe Durchsatzraten liefern kann. Somit können solche Kompakt-Vorrichtungen ohne Netzanschluss bzw. auch in Gebieten eingesetzt werden, in denen Stromenergie nicht oder selten zur Verfügung steht oder zum Hausgebrauch zu teuer wäre.

[0008] Die Differentialkolbenpumpe mit dem Radialkolbenkonzept ohne Pleuel und vor allem ohne energiezehrende kräftige Ventildfedern ist dank der kompakten Baugröße und dem hohen Wirkungsgrad hervorragend für alle Einsatzfälle, nicht nur zur Meerwasserentsalzung, geeignet, in denen eine Flüssigkeit zu pumpen ist, und die gleiche oder die aufkonzentrierte oder eine andere Flüssigkeit mit nennenswertem Restdruck zur Verfügung steht.

[0009] Bei einer zweckmäßigen Ausführungsform ist für je ein Auslass- und ein Einlassventil ein einziges Ventilsteuerglied vorgesehen, um Energieverluste unter zu minimieren. Dank der Druck- und Zugkopplung mit dem Exzenter auf der Antriebswelle entfallen energieaufzehrende Ventildfedern, was dem Wirkungsgrad und der Standzeit zugute kommt, da die Einlass- und Auslassventilanordnung relativ kraftarm operiert und keine schadenanfälligen Komponenten enthält.

[0010] Bei einer zweckmäßigen Ausführungsform ist ein auf dem Exzenter drehgelagerter Schleppkörper vorgesehen, mit dem das Schaftende formschlüssig gekoppelt ist, so dass die Umlaufbewegung des Exzenters harmonisch Weise übertragen wird. Die Gleitführung ermöglicht die Querversatzbewegungen zwischen dem rotierenden Exzenter und dem linear beweglichen Schaft ohne nennenswerten Verschleiß und ohne Geräusche bzw. Vibrationen.

[0011] Zweckmäßig bildet die Gleitführung, die zwischen dem rotierenden Exzenter und dem linear geführten Schaft vermittelt, eine Verdrehsicherung des Schafts. Alternativ kann die Gleitführung jedoch auch so ausgelegt werden, dass der Schaft zur Verschleißverteilung rotieren kann.

[0012] Günstig wird der Schleppkörper entweder aus

Montagegründen aus zusammengefügtten Hälften oder sogar einstückig ausgebildet, und so, dass er eine nach außen offene Tasche für den Schaft aufweist, die für den Formschluss enger ist als die Außenweite des Schafts. Die formschlüssige Zusammenwirkung findet zwischen relativ großen bemessbaren Flächen statt, was lokalen Verschleiß vermeidet.

[0013] Um im Betrieb Querbelastungen am Schaft auszuschließen, kann es vorteilhaft sein, den Schaft in einer gehäusefesten Schiebeführung anzuordnen. Die Schiebeführung kann eine eingesetzte Gleitbuchse sein. Ferner sollte die Schiebeführung mit angeformten Stützschaalen mit einer Gleitpassung in die Tasche eingreifen, um den Schaft über eine möglichst große Länge abzustützen.

[0014] Aus Montagegründen ist es hierbei zweckmäßig, wenn entweder der Schaft oder die Stützschaalen, oder beide, den Schleppkörper auf dem Exzenter axial positionieren.

[0015] Eine Grundfläche der Tasche sollte eine Druckfläche für das Schaftende bilden (Druckkopplung), die wegen der erforderlichen Gleitbewegung länger ist als die Außenweite des Schaftendes. Im Abstand vom Schaftende sind parallele Nuten in den Schaft eingeformt, die eine Weite annähernd entsprechend der Innenweite der Tasche definieren, und am Schaftende nach außen stehende Mitnehmer als Eingriffsglied (an einer oder an beiden Seiten des Schafts) bilden, die in Hinterschneidungen der Tasche eingreifen (Zugkopplung). Die Gleitbewegung zwischen dem Schaftende und dem Schleppkörper findet optimal nahe beim Exzenter statt, was der Laufruhe zugute kommt.

[0016] Bei einer zweckmäßigen Ausführungsform verlaufen die Hinterschneidungen in der Tasche parallel zu einer Tangente an den Exzenter, wobei die Hinterschneidungen in dieser Richtung länger sind als die Mitnehmer, um die relative Gleitbewegung nicht zu behindern. Die Hinterschneidungen können durchgehend ausgebildet sein, was das Montieren des Schaftendes im Schleppkörper vereinfachen kann, so dass der Schleppkörper ggfs. einteilig ausgebildet werden kann.

[0017] Um die Kolbenstangenseite des Differentialkolbens über den Förderhub exakt gesteuert mit dem Restdruck zu beaufschlagen, hingegen beim Rückhub des Differentialkolbens den Restdruck prompt abzubauen, ist es wichtig, dass der Exzenter für das Ventilsteuerglied der einem Differentialkolben zugeordneten Auslass- und Einlassventilanordnung gegenüber dem Exzenter für diesen Differentialkolben um 90° um die Achse der Antriebswelle und in Antriebsdrehrichtung voreilend versetzt ist.

[0018] Im Hinblick auf einen geräuscharmen und pulsationsarmen Lauf ist es zweckmäßig, drei oder mehr Differentialkolben sternförmig regelmäßig um die Achse der Antriebswelle zu verteilen und für diese Differentialkolben einen gemeinsamen Exzenter und einen gemeinsamen Schleppkörper vorzusehen. Dadurch lassen sich die bewegten Massen reduzieren und wird Bauraum ein-

gespart. Es ist möglich, entlang der Antriebswelle mehrere solcher Differentialkolbengruppen anzuordnen.

[0019] Zweckmäßig werden auch die Ventilsteuerglieder für die Auslass- und Einlassventilanordnungen der mehreren Differentialkolben sternförmig regelmäßig um die Achse der Antriebswelle verteilt, wobei aus baulichen Gründen ein gemeinsamer Exzenter und ein gemeinsamer Schleppkörper für die Ventilsteuerglieder vorgesehen werden sollte.

[0020] Bei einer zweckmäßigen Ausführungsform weist die Auslass- und Einlassventilanordnung gehäusefest einen Einlassventilsitz und einen Auslassventilsitz auf, die radial auf die Achse der Antriebswelle ausgerichtet und koaxial sind, wobei sich der Auslassventilsitz zweckmäßig näher bei der Antriebswelle befindet als der Einlassventilsitz. Durch diese Platzierung ist der Bereich, in dem hoher Restdruck längere Zeit wirkt, möglichst weit von der Antriebswelle entfernt, und wird die Abdichtung zwischen dem Einlassventilsitz und der Antriebswelle dem hohen Restdruck kaum oder jeweils nur kurzzeitig ausgesetzt. Die Anordnung der Ventilsitze beansprucht in Richtung der Achse der Antriebswelle wenig Bauraum.

[0021] Das Ventilsteuerglied sollte sich durch den Auslassventilsitz mit genügend Spiel bis in den Einlassventilsitz erstrecken, wobei zwischen den Ventilsitzen ein Dichtbereich vorgesehen ist, und auch gegenüber der Antriebswelle. Erste und zweite Schultern am Ventilsteuerglied dienen zum Abheben der jeweiligen Ventilkörper von ihren Sitzen, wobei die Abhebebewegungen der Ventilkörper gegensinnig erfolgen. D.h., dass das Ventilsteuerglied beim Heben das Einlassventil öffnet, beim Senken hingegen das Auslassventil.

[0022] Montagetechnisch günstig werden die Schulter von den Enden eines auf dem Ventilsteuerglied festgelegten, vorzugsweise verschraubten, Rohres gebildet, um möglichst großflächige Kontaktbereiche zu erzielen.

[0023] Die Ventilkörper werden durch nur schwache Federn zu ihren Sitzen beaufschlagt, wobei der Einlassventilkörper eine Scheibe oder ein Teller ist, der von der Feder zentriert werden kann. Der Auslassventilkörper ist hingegen eine Ringscheibe oder ein kreisringförmiger Teller, der auf dem Ventilsteuerglied geführt ist und sich relativ zu diesem bewegen kann. Zweckmäßig ist hier eine Gleitringdichtung zwischen dem Ventilsteuerglied und dem Auslassventilkörper vorgesehen, um eine den Auslassventilkörper umgehende Leckage in den Auslassventilsitz zu vermeiden.

[0024] Im Hinblick auf einwandfreie Dichtverhältnisse bei aufgesetzten Ventilkörpern könnten kegelige oder kugelige Dichtflächen an den Ventilkörpern vorgesehen sein, und könnten auch die Ventilsitze mit kegeligen oder kugeligen Dichtflächen ausgebildet werden.

[0025] Um sicherzustellen, dass zwischen den Auslass- und Einlassventilen keine Überschneidung eintritt, d.h. jedes Ventil erst öffnet, wenn zuvor das andere Ventil geschlossen hat, ist es wichtig, in Längsrichtung des Ventilsteuergliedes den Abstand zwischen den Schultern kleiner auszubilden als den Abstand zwischen den

aufgesetzten Ventilkörpern. Vorzugsweise erfolgt die Dimensionierung hier so, dass am oberen und unteren Totpunkt des Differentialkolbens beide Ventilkörper aufgesetzt sind und zur jeweiligen Schulter das Ventilsteuerglieds ein Spiel vorliegt. Dieses Spiel kann beispielsweise zwischen etwa 0,1 und 0,4 mm betragen.

[0026] Das Ventilsteuerglied wird über seine Länge zweckmäßigerweise mehrfach geführt.

[0027] Die Ventilsitze und eine Führung für das Ventilsteuerglied können in Hülsenkörpern angeordnet sein, die in einer Gehäusekammer zwischen einer der Antriebswelle benachbarten Gehäusewand und einem Gehäusedeckel eingespannt sind. Diese Hülsenkörper können einen Einlass und zwei Auslässe aufweisen, während ein weiterer Einlass in der Wand der Gehäusekammer angeordnet wird. Dieses Konzept vereinfacht die Montage und ermöglicht es, zum Einsparen von Bau- raum die Einlass- und Auslassventile nahe beieinander zu platzieren.

[0028] Bei einer zweckmäßigen Ausführungsform sind die Exzenter für den Differentialkolben und das Ventilsteuerglied gleich dimensioniert und mit gleicher Exzentrizität ausgebildet.

[0029] Bei einer besonders zweckmäßigen Ausführungsform lässt sich die Exzentrizität des Exzenters relativ zur Achse der Antriebswelle verstellen, um die Förderleistung und/oder das Betriebsverhalten nach Bedarf anpassen zu können. Dies könnte beispielsweise dadurch realisiert werden, dass der Exzenter aus zwei ineinander gesetzten und relativ zueinander verdrehbaren und beliebigen Relativlagen festlegbaren Exzenterhülsen besteht. Alternativ könnte der Exzenter auch austauschbar auf der Antriebswelle angebracht sein, so dass sich eine Änderung der Exzentrizität durch Austausch des Exzenters bewerkstelligen lässt.

[0030] Anhand der Zeichnung werden Ausführungsformen des Erfindungsgegenstandes erläutert. Es zeigen:

Fig. 1 eine Vorrichtung zum Aufkonzentrieren einer gepumpten Flüssigkeit, in Schemadarstellung, mit einer Radialkolbenpumpe, die in einem Teilachsschnitt gezeigt ist, wobei ein Differentialkolben den oberen Totpunkt einnimmt,

Fig. 2 die Radialkolbenpumpe beim Ansaughub,

Fig. 3 die Radialkolbenpumpe beim Förderhub,

Fig. 4 einen Querschnitt eines Ausführungsdetails der Radialkolbenpumpe, in der Schnittebene IV-IV von Fig. 5,

Fig. 5 einen Achsschnitt des Details von Fig. 4, in der Schnittebene V-V,

Fig. 6 schematisch ein weiteres Ausführungsdetail, und

Fig. 7 ein weiteres Ausführungsdetail.

[0031] Eine in Fig. 1 schematisch gezeigte Vorrichtung V zum Aufkonzentrieren einer Flüssigkeit F in ein Konzentrat oder eine konzentrierte Flüssigkeit F_K , beispielsweise unter gleichzeitiger Bildung reiner Flüssigkeit F_R , könnte eine nach dem Prinzip der Umkehrosmose arbeitende Meerwasser-Entsalzungsanlage sein, oder eine Anlage zum Aufkonzentrieren von Fruchtsaft, oder dgl. mehr. Grundsätzlich ist in der Vorrichtung V vorgesehen, die Flüssigkeit F mit einer Radialkolbenpumpe R zu fördern und unter Druck zu setzen, durch eine Konzentriereinrichtung 3 zu leiten, aus der die konzentrierte Flüssigkeit F_K mit erheblichem Restdruck anfällt, während die reine Flüssigkeit F_R im Wesentlichen drucklos z.B. als Reinwasser-Permeat bei der Meerwasserentsalzung, gesammelt wird. Die konzentrierte Flüssigkeit F_K mit dem erheblichen Restdruck wird in der Radialkolbenpumpe R eingesetzt, mit der enthaltenen Energie direkt die Förderung der Flüssigkeit F zu unterstützen, um zum Betrieb der Radialkolbenpumpe R nur wenig Primärenergie, z.B. elektrischen Strom oder die Leistung eines Motors P, zu verbrauchen. Im Falle der Meerwasser-Entsalzung wäre die Konzentriereinrichtung 3 beispielsweise ein Membransystem, das nach dem Prinzip der Umkehrosmose arbeitet.

[0032] Die Radialkolbenpumpe R in Fig. 1 saugt die Flüssigkeit F, die gegebenenfalls mit geringem Vordruck bereitgestellt wird, über eine Leitung 1 und ein Zuführventil 16 mittels wenigstens eines Differentialkolbens K an (Ansaugtakt), und fördert beim Fördertakt über ein Abführventil 17 in eine Leitung 2. Die Leitung 2 führt zur Konzentriereinrichtung 3, aus der die reine Flüssigkeit F_R austritt und in einer Leitung 4 die konzentrierte Flüssigkeit F_K unter dem Restdruck zu einem Einlass 5 gefördert wird. Nachdem die konzentrierte Flüssigkeit F_K in einer Druckkammer 36 zum Beaufschlagen des Differentialkolbens K beim Fördertakt eingesetzt worden ist, strömt sie aus einem Auslass 6 im Wesentlichen drucklos ab.

[0033] Um das Anlaufen der Vorrichtung vereinfachen zu können, kann in der Leitung 2 eine Ventileinrichtung 7 vorgesehen sein, die über eine Leitung 8 direkt in den Einlass 5 fördert, im normalen Betrieb jedoch kaum oder nur unter bestimmten Umständen verwendet wird.

[0034] Die Radialkolbenpumpe R hat eine Gehäusewand 10, die den Förder- und Arbeitsbereich von einer Kammer 11 einer Antriebswelle 12 trennt, und, beispielsweise, einen abnehmbaren Gehäusedeckel 9.

[0035] Auf der Antriebswelle 12 sind ein Exzenter 13 zum Antreiben des Differentialkolbens K und ein weiterer Exzenter 14 zum Betätigen einer Einlass- und Auslassventilanordnung A angeordnet, wobei der Exzenter 14 in Antriebsdrehrichtung 40 um eine Achse 38 der Antriebswelle 12 gegenüber dem Exzenter 13 um in etwa 90° versetzt ist. Bei der gezeigten Ausführungsform sind die beiden Exzenter 13 unterschiedlich groß dimensioniert und mit unterschiedlichen Exzentrizitäten auf der

Antriebswelle 12 angeordnet. Es wäre jedoch durchaus möglich, beide Exzenter 13, 14 gleich zu dimensionieren und auch mit gleichen Exzentrizitäten anzuordnen. Die Exzenter 13, 14 können fest an der Antriebswelle 12 ausgebildet oder austauschbar darauf verkeilt sein. Bei einer nicht gezeigten Alternative kann die Exzentrizität jedes Exzenter gegenüber der Achse 38 der Antriebswelle 12 verändert werden, beispielsweise durch Austausch oder indem jeder Exzenter 13 oder 14 aus zwei relativ zueinander verdrehbaren und in wählbaren Relativlagen festlegbaren Exzenterhülsen besteht. In Fig. 1 sind die Achse des Exzenter 13 mit 37 und die des Exzenter 14 mit 39 bezeichnet.

[0036] Der Differentialkolben K besitzt auf der Kolbenstangenseite einen Schaft 15, der über eine Zug-Druckkopplung direkt mit dem Exzenter 13 verbunden, in der Gehäusewand direkt oder indirekt bei 37 linear geführt, und abgedichtet ist. Der Differentialkolben K enthält eine Dichtanordnung, die eine Pumpkammer von der Druckkammer 36 trennt.

[0037] Die Einlass- und Auslassventilanordnung A enthält ein Einlassventil aus einem Ventilkörper 32 und einem Ventilsitz 27, sowie ein Auslassventil aus einem Ventilkörper 29 und einem Ventilsitz 28. Die Ventilsitze 27, 28 sind radial auf die Achse 38 der Antriebswelle 12 ausgerichtet und koaxial, wobei der Auslass-Ventilsitz 28 zur Antriebswelle 12 weist und näher bei dieser angeordnet ist, als der Einlass-Ventilsitz 27, der von der Antriebswelle 12 wegweist. Beiden Ventilen ist ein gemeinsames Ventilsteuerglied 18 zugeordnet, das zumindest einmal in der Gehäusewand 10 direkt oder indirekt linear geführt und abgedichtet wird, und an dem Exzenter 14 über eine Druck- und Zugkopplung S direkt angelenkt ist, wobei sich ein Schaft 19 des Ventilsteuerglieds 18 von der Kopplung S durch den Auslass-Ventilsitz 28 mit radialem Spiel bis in den Einlass-Ventilsitz 27 erstreckt. Die Dichtungen 29 dichten zwischen dem Auslassventil und der Kammer 11 bzw. zwischen dem Auslass 6 und dem Einlass-Ventilsitz 27 ab. Ferner ist zwischen den Ventilsitzen eine weitere Führung 21 für das Ventilsteuerglied 18 vorgesehen. Auf einem abgesetzten Schaftabschnitt des Ventilsteuerglieds 18 ist ein Rohr 22 festgelegt, z.B. verschraubt, das eine erste, zum Auslass-Ventilkörper 29 weisende Schulter 23 sowie eine zweite, zum Einlass-Ventilkörper 32 weisende Schulter 24 bildet. Der Abstand zwischen den Schultern 23, 24 ist kleiner als der Abstand zwischen den Ventilkörpern 29, 32, wenn diese auf ihren Ventilsitzen 27, 28 aufgesetzt sind, derart, dass bei geschlossenen Ventilen beispielsweise zwischen jeder Schulter 23 oder 24 und dem benachbarten Ventilkörper 32 oder 29 ein Spiel zwischen 0,1 bis etwa 0,4 mm vorliegt. Der Einlass-Ventilkörper 32 kann eine Scheibe oder ein Teller sein und wird durch eine schwache Feder 33 zentriert und zum Einlass-Ventilsitz 27 beaufschlagt. Der Ventilkörper 29 kann eine Kreisringscheibe oder ein kreisringförmiger Teller sein, der durch eine Feder 31 gegen den Auslass-Ventilsitz 28 beaufschlagt wird. Zwischen dem Auslass-Ventilkörper 29 und dem

Schaft 19 des Ventilsteuerglieds 18 kann eine Gleitringdichtung 30 vorgesehen sein. Die Ventilkörper 32, 29 können kegelige oder gerundete Sitzflächen aufweisen, wie auch die Ventilsitze 27, 29. Der Einlass-Ventilsitz 27 kann in einem Hülsenteil 25 geformt sein, während die Führung 21 und die Dichtung 29 sowie der Auslass-Ventilsitz 28 in einem weiteren Hülsenglied 26 ausgebildet sein können. Die Hülsenkörper 25, 26 sind im Gehäuse zwischen der Gehäusewand 10 und dem Gehäusedeckel 9 eingespannt. Stromab des Einlass-Ventilsitzes 27 führt ein Auslass im Hülsenkörper 26 zu einem Einlass 35 zur Druckkammer 36. Der Einlass 35 ist gleichzeitig mit einer unterhalb des Hülsenkörpers 26 liegenden, den Auslass-Ventilkörper 29 enthaltenden Kammer beim Auslass-Ventilsitz 28 verbunden.

Funktion:

[0038] Die Antriebswelle 12 wird durch die Primärtriebsquelle P, z.B. einem Elektromotor oder einem Verbrennungsmotor, angetrieben, um über die Kopplungen S den Differentialkolben K und das Ventilsteuerglied 18 hin- und hergehend anzutreiben. Der Differentialkolben K saugt beim Ansaugtakt über die kolbenstangenferne Seite Flüssigkeit F über das geöffnete Zuführventil 16 an. Während des Ansaugtaktes ist das Einlassventil 32, 27 geschlossen und das Auslassventil 29, 28 ist offen. Die konzentrierte Flüssigkeit F_K wird im Wesentlichen drucklos aus der Druckkammer 36 durch den Auslass 6 ausgeschoben. Kurz vor Erreichen oder allgemein im Bereich des unteren Totpunktes des Differentialkolbens K wird das Auslassventil 29, 28 geschlossen und ohne Ventilüberschneidung erst dann das Einlassventil 27, 32 geöffnet. Mit Beginn des Fördertaktes beaufschlagt die unter dem Restdruck stehende konzentrierte Flüssigkeit F_K in der Druckkammer 36 die Kolbenstangenseite des Differentialkolbens K, um beim Fördertakt mitzuarbeiten. Kurz vor oder in dem Bereich des oberen Totpunktes des Differentialkolbens K wird das Einlassventil 32, 27 wieder geschlossen und ohne Ventilüberschneidung erst dann das Auslassventil 29, 28 geöffnet.

[0039] Zweckmäßigerweise sind um die Antriebswelle 12 mehrere Differentialkolben K und auch mehrere Einlass- und Auslassventilanordnungen A sternförmig und regelmäßig verteilt, beispielsweise mindestens drei oder mehrere.

[0040] Dank der Assistenz durch die konzentrierte Flüssigkeit F_K mit ihren Restdruck wird zum Betrieb der Radialkolbenpumpe R so wenig Primärenergie benötigt, dass die Vorrichtung V zur Meerwasserentsalzung beispielsweise für den Trinkwasser-Bedarf eines Gebäudes oder einer Anlage über einen Gleichstrommotor von Sonnenkollektoren autonom betrieben werden kann.

[0041] Das Flächenverhältnis zwischen der kolbenstangenfernen Seite und der Kolbenstangenseite des Differentialkolbens K ist auf die Mengenverhältnisse zwischen der zu pumpenden Flüssigkeit und der konzentrierten Flüssigkeit so abgestimmt, dass die Energie in

der konzentrierten Flüssigkeit optimal zur Assistenz ausgenutzt werden kann. Dabei ist der Druckunterschied an der Dichteinrichtung des Differentialkolbens K relativ gering, und wird auch der Dichtbereich 20 jeweils nur kurzzeitig während des Fördertakts mit dem Restdruck beaufschlagt. In der Gehäusekammer 11 kann ein Ölbad vorgesehen sein.

[0042] Fig. 2 verdeutlicht den Ansaugtakt des Differentialkolbens K in der Radialkolbenpumpe R. Die konzentrierte Flüssigkeit F_K in der Druckkammer 36 ist über das geöffnete Auslassventil 28, 29 entspannt und wird in den Auslass 6 ausgeschoben, während im Einlass 5 bei geschlossenem Einlassventil 27, 32 der Restdruck ansteht. Die Schulter 23 hält das Auslassventil 28, 29 offen, während die Schulter 24 vom Einlassventilkörper 32 entfernt ist. Bei einem Restdruck von beispielsweise 68 Bar im Einlass 5 herrscht in der Druckkammer 36 nur mehr ein Druck von etwa 1 Bar. Stromab des geschlossenen Abführventils 17 herrscht ein Förderdruck von etwa 70 Bar, während der Ansaugdruck bei geöffnetem Zuführventil 16 etwa 1 Bar beträgt. Somit herrscht auf beiden Seiten des Differentialkolbens K in etwa der gleiche Druck.

[0043] Fig. 3 verdeutlicht den Fördertakt der Radialkolbenpumpe R, bei dem sich der Differentialkolben K in Richtung zum oberen Totpunkt bewegt. Das Ventilsteuerglied 18 hat das Einlassventil 32, 27 geöffnet, während das Auslassventil 28, 29 geschlossen ist. Die konzentrierte Flüssigkeit F_K strömt mit dem Restdruck von beispielsweise 68 Bar in die Druckkammer 36 und assistiert dem Differentialkolben K. Das Auslassventil 28, 29 wird mit diesem Druck geschlossen gehalten. Die zu pumpende Flüssigkeit steht unter einem Druck von etwa 70 Bar, wobei das Zuführventil 16 geschlossen und das Abführventil 17 geöffnet ist. Der Druckunterschied an der Dichteinrichtung des Differentialkolbens K beträgt nur etwa 2 Bar.

[0044] Die Fig. 4 und 5 verdeutlichen eine Ausführungsform der Kopplung S beispielsweise zwischen dem Schaft 15 und dem Exzenter 13. In den Fig. 4 und 5 wird die Führung 37 der Fig. 1 durch ein Gleitbuchse 41 in der Gehäusewand 10 gebildet, die mit zwei Stützschaalen 42 in die Kammer 11 eintaucht und den Schaft 15 in Umlaufrichtung des Exzenters 13 gegen Querkräfte abstützt und führt. Die Stützschaalen 42 greifen bis in eine Tasche 45 eines Schleppkörpers 44, der auf einer Gleitlagerbuchse oder einem Nadellager 43 auf dem Exzenter 13 drehbar gelagert und beispielsweise durch den Schaft 15 und/oder die Stützschaalen 42 axial auf dem Exzenter 13 positioniert ist. Die Tasche 45 hat eine Innenweite, die annähernd dem Außenmaß der Stützschaalen 42 entspricht, so dass hier eine leichte Gleitpassung entsteht. In der Tasche 45 sind eine untere Druckfläche 49 für das Schaftende (Druckkopplung) und in Hinterschneidungen 46 in den Seitenwänden der Tasche 45 Zugflächen 50 (Zugkopplung) für das Schaftende ausgebildet. Das Schaftende enthält zwei zueinander parallele Nuten 47, so dass am Schaftende zwei nach außen greifende Mit-

nehmer 48 gebildet werden, die in die Hinterschneidungen 46 eingreifen. Die Hinterschneidungen 46 sind länger als die Außenweite des Endes des Schaftes 15 und erstrecken sich gegebenenfalls bis zum Umfang des Schleppkörpers 44.

[0045] Der Schleppkörper 44 kann einstückig ausgebildet sein, oder (Fig. 5) aus zwei Hälften 44a und 44b zusammengefügt werden. Der formschlüssige Eingriff zwischen den Mitnehmern 48 und den Hinterschneidungen 46 bildet auch eine Verdrehsicherung für den Schaft 15. Gegebenenfalls sind die Nuten 47 in einer Umfangsnut zusammengefasst und bilden auch die beiden Mitnehmer 48 einen in Umfangsrichtung runden Bund, so dass sich der Schaft 15 in der Kopplung S verdrehen kann.

[0046] In der vereinfachten Ausführungsform von Fig. 6 ist am Ende des Schaftes 15 eine Verbreiterung angeformt, die einen oder zwei Mitnehmer 48' bildet, und in die Hinterschneidung 46' des Schleppkörpers 44 eingreift. In Querrichtung in Fig. 6 ist zwischen den Mitnehmern 48' und der Hinterschneidung 46' sowie zwischen dem Schaft 15 und dem Einlass zur Hinterschneidung 46' genügend Spiel vorgesehen, um die durch einen Doppelpfeil angedeutete Gleitbewegung des Schaftes 15 bei der Umlaufbewegung des Exzenters 13 um die Achse 37 zuzulassen.

[0047] In der Ausführungsform in Fig. 7 sind am Schleppkörper 44 Lagerböcke 51 angeformt, in denen ein Schiebezapfen 52 sitzt, der das Ende des Schafts 15 durchsetzt. Zwischen den Lagerböcken 51 ist genügend Spiel vorgesehen, um die in Fig. 7 durch einen Doppelpfeil angedeutete Gleitbewegung in der Gleitführung des Schaftes 15 bei der Umlaufbewegung des Exzenters um die Achse 37 zuzulassen.

Patentansprüche

1. Vorrichtung (V) zum Aufkonzentrieren einer von einer Differentialkolbenpumpe durch eine Konzentriereinrichtung (3) gepumpten Flüssigkeit (F), die als Konzentrat (F_K) unter Restdruck den wenigstens einen Differentialkolben (K) beim Fördertakt assistierend direkt beaufschlagt, wobei der Differentialkolben (K) von einer Antriebswelle (12) angetrieben ist, die wenigstens ein linear geführtes Ventilsteuerglied (18) einer Einlass- und Auslassventilanordnung (A) betätigt, **dadurch gekennzeichnet, dass** die Differentialkolbenpumpe eine Radialkolbenpumpe (R) ist, dass auf der Antriebswelle (12) Exzenter (13, 14) für den Differentialkolben (K) und das Ventilsteuerglied (18) angeordnet sind, und dass der Differentialkolben (K) und das Ventilsteuerglied (18) mit Zug- und Druckkopplungen (S) direkt an den Exzenter (13, 14) angelenkt sind.
2. Differentialkolbenpumpe für Flüssigkeiten (F), mit einem eine Zufuhr und eine Abfuhr für die zu pumpen-

- de Flüssigkeit (F) sowie einen Einlass (5) und einen Auslass (6) für unter Restdruck stehende Flüssigkeit (F_K) aufweisenden Gehäuse, wenigstens einem die Flüssigkeit (F) aus der Zufuhr in die Abfuhr fördernden Differentialkolben (K), der von einer Antriebswelle (12) und beim Fördertakt direkt auch vom Restdruck antreibbar ist und eine Pumpkammer von einer Druckkammer (36) trennt, wenigstens einer Einlass- und Auslassventilanordnung (A) für die Druckkammer (36), und wenigstens einem linear geführten, von der Antriebswelle (12) betätigten Ventilsteuerglied (18) der Einlass- und Auslassventilanordnung (A), **dadurch gekennzeichnet, dass** die Differentialkolbenpumpe eine Radialkolbenpumpe (R) ist, dass auf der Antriebswelle (12) Exzenter (13, 14) für den Differentialkolben (K) und das Ventilsteuerglied (18) angeordnet sind, und dass der Differentialkolben (K) und das Ventilsteuerglied (18) mit Zug- und Druckkopplungen (S) direkt an den Exzenter (13, 14) angelenkt sind.
3. Differentialkolbenpumpe nach Anspruch 2, **dadurch gekennzeichnet, dass** für die Einlass- und Auslassventilanordnung (A) ein einziges Ventilsteuerglied (18) vorgesehen ist.
4. Differentialkolbenpumpe nach Anspruch 2, **dadurch gekennzeichnet, dass** die Zug- und Druckkopplung (S) einen auf dem Exzenter (13, 14) drehgelagerten Schleppkörper (44) und wenigstens ein an einem Ende eines Schafts (15, 19) des Differentialkolbens (K) bzw. des Ventilsteuergliedes (18) vorgesehenes Eingriffsglied (48) aufweist, und dass zwischen dem Eingriffsglied (48) und dem Schleppkörper (44) ein im Wesentlichen in radialer Richtung wirksamer formschlüssiger Eingriff und in Umfangsrichtung, vorzugsweise parallel zu einer Tangente am Exzenter (13, 14), eine Gleitführung vorgesehen sind.
5. Differentialkolbenpumpe nach Anspruch 4, **dadurch gekennzeichnet, dass** die Gleitführung eine Dreh- sicherung für den Schaft (15, 19) bildet.
6. Differentialkolbenpumpe nach Anspruch 4, **dadurch gekennzeichnet, dass** der Schleppkörper (44), der, vorzugsweise, aus zwei axial zusammengefügtten Hälften (44a, 44b) besteht oder einstückig ist, für den Schaft (15, 19) eine nach außen offene, in der Gleitführung hinterschnittene Tasche (45) aufweist, deren in Axialrichtung gesehene Innenweite kleiner als die Außenweite des Schafts (15, 19) ist.
7. Differentialkolbenpumpe nach Anspruch 6, **dadurch gekennzeichnet, dass** der Schaft (15, 19) des Differentialkolbens (K) und/oder des Ventilsteuerglieds (18) in einer gehäusefesten Schiebeführung (37) angeordnet ist, dass die Schiebeführung (37) eine Gleitbuchse (41) aufweist, und dass die Gleitbuchse (41) mit angeformten, in Drehrichtung des Exzenter (13, 14) aufeinander ausgerichteten Stützschaalen (42) mit einer Gleitpassung zwischen Seitenwände der Tasche (45) eingreift.
8. Differentialkolbenpumpe nach Anspruch 6, **dadurch gekennzeichnet, dass** der Schleppkörper (44) über die Gleitführung und/oder die Stützschaalen (42) axial auf dem Exzenter (13, 14) positioniert ist.
9. Differentialkolbenpumpe nach Anspruch 6, **dadurch gekennzeichnet, dass** ein Grund der Tasche eine Druckfläche (49) für das Schaftende bildet, die länger ist als die Außenweite des Schaftendes, dass im Abstand vom Schaftende zwei diametral gegenüberliegende parallele Nuten (45) oder einer umlaufenden Nut in den Schaft geformt sind, die eine Weite annähernd entsprechend der Innenweite der Tasche (45) definieren, und dass das Schaftende angrenzend an die Nuten bzw. Nut als Eingriffsglied (48) wenigstens einen nach außen stehenden Mitnehmer bildet, der in eine in einer Taschenseitenwand eingeformte Hinterschneidung (46) eingreift.
10. Differentialkolbenpumpe nach Anspruch 9, **dadurch gekennzeichnet, dass** die Hinterschneidung (46) parallel zu einer Tangente an den Exzenter (13, 14) verläuft und in dieser Richtung länger ist als der Mitnehmer.
11. Differentialkolbenpumpe nach Anspruch 2, **dadurch gekennzeichnet, dass** der Exzenter (14) für das Ventilsteuerglied (18) der einem Differentialkolben (K) zu zugeordneten Auslass- und Einlassventilanordnung (A) gegenüber dem Exzenter (13) für diesen Differentialkolben (K) annähernd 90° um die Achse (38) der Antriebswelle (12) und in Antriebsdrehrichtung (40) voreilend versetzt ist.
12. Differentialkolbenpumpe nach Anspruch 2, **dadurch gekennzeichnet, dass** drei oder mehr Differentialkolben (K) sternförmig in die Achse (38) der Antriebswelle (12) verteilt sind, und dass den Differentialkolben (K) ein gemeinsamer Exzenter (13) und ein gemeinsamer Schleppkörper (44) zugeordnet sind.
13. Differentialkolbenpumpe nach Anspruch 12, **dadurch gekennzeichnet, dass** die Ventilsteuerglieder (18) für die Auslass- und Einlassventilanordnungen (A) der Differentialkolben (K) sternförmig regelmäßig um die Achse (38) der Antriebswelle (12) verteilt sind, vorzugsweise mit einer jeweiligen Versetzung von annähernd 90° gegenüber den Differentialkolben (K), und dass den Ventilsteuergliedern (18) ein gemeinsamer Exzenter (14) und ein gemeinsamer Schleppkörper (44) zugeordnet sind.

14. Differentialkolbenpumpe nach Anspruch 2, **dadurch gekennzeichnet, dass** die Auslass- und Einlassventilanordnung (A) gehäusefest einen Einlassventilsitz (27) und einen Auslassventilsitz (28) aufweist, die radial auf die Achse (38) der Antriebswelle (12) ausgerichtet und koaxial sind, dass der Auslassventilsitz (28) näher bei der Antriebswelle (12) platziert ist als der Einlassventilsitz (27), und dass der Auslassventilsitz (28) zur Antriebswelle (12) und der Einlassventilsitz (27) in Richtung von der Antriebswelle (12) weg weisen.
15. Differentialkolbenpumpe nach Anspruch 14, **dadurch gekennzeichnet, dass** sich das Ventilsteuerglied (18) jeweils mit radialem Abstand durch den Auslassventilsitz (28) bis in den Einlassventilsitz (27) erstreckt, gegenüber der Antriebswelle (12) und zwischen den Ventilsitzen (27, 28) abgedichtet ist, und eine erste Schulter (23) zum Abheben eines auf der zur Antriebswelle (12) weisenden Seite des Auslassventilsitzes (28) beweglich angeordneten Auslassventilkörpers sowie eine zweite Schulter (24) zum Abheben eines auf der von der Antriebswelle (12) wegweisenden Seite des Einlassventilsitzes beweglich angeordneten Einlassventilkörpers aufweist.
16. Differentialkolbenpumpe nach Anspruch 15, **dadurch gekennzeichnet, dass** die Schultern (23, 24) von den Enden eines auf dem Ventilsteuerglied (18) festgelegten, vorzugsweise verschraubten, Rohrs (22) gebildet werden.
17. Differentialkolbenpumpe nach Anspruch 15, **dadurch gekennzeichnet, dass** der Einlassventilkörper (32) eine durch eine Feder (33) zum Einlassventilsitz (27) beaufschlagte, vorzugsweise durch die Feder (33) zentrierte, Scheibe ist, und dass der Auslassventilkörper (29) eine durch eine Feder (31) zum Auslassventilsitz (28) beaufschlagte, auf dem Ventilsteuerglied (18) beweglich geführte Ringscheibe ist, vorzugsweise mit einer zwischen dem Ventilsteuerglied (18) und der Ringscheibe angeordneten Gleitringdichtung (30).
18. Differentialkolbenpumpe nach Anspruch 17, **dadurch gekennzeichnet, dass** die Ringscheibe und die Scheibe kegelige oder kugelige Sitzflächen aufweisen, und, vorzugsweise, die Ventilsitze (27, 28) kegelig oder kugelig ausgebildet sind.
19. Differentialkolbenpumpe nach Anspruch 15, **dadurch gekennzeichnet, dass** der in Längsrichtung des Ventilsteuergliedes (18) gesehene Abstand zwischen den Schultern (23, 24) kleiner ist als der Abstand zwischen den auf den Ventilsitzen (27, 28) aufgesetzten Ventilkörpern, vorzugsweise derart, dass am oberen und unteren Totpunkt des der Auslass-
- und Einlassventilanordnung (A) zugeordneten Differentialkolbens (K) beide Ventilkörper aufsitzen und zur jeweiligen Schulter (23, 24) ein Spiel vorliegt, vorzugsweise jeweils von etwa 0,1 bis 0,4 mm.
20. Differentialkolbenpumpe nach Anspruch 15, **dadurch gekennzeichnet, dass** das Ventilsteuerglied (18) zwischen dem Auslassventilsitz (28) und der Antriebswelle (12) und zwischen den Ventilsitzen (27, 28) durch gehäusefeste Führungen (21, 37) verläuft.
21. Differentialkolbenpumpe nach Anspruch 14, **dadurch gekennzeichnet, dass** die Ventilsitze (27, 28) und die eine Führung (21) in Hülsenkörpern (25, 26) angeordnet sind, die in einer Gehäusekammer zwischen einer der Antriebswelle (12) benachbarten Gehäusewand (10) und einem Gehäusedeckel (9) eingespannt sind und einen Einlass (5) und zwei Auslässe (34, 6) aufweisen, und dass ein weiterer Einlass in der Gehäusewand (10) angeordnet ist.
22. Differentialkolbenpumpe nach wenigstens einem der vorhergehenden Ansprüche 2 bis 21, **dadurch gekennzeichnet, dass** der Exzenter (13) für den Differentialkolben (K) und der Exzenter (14) für das Ventilsteuerglied zumindest im Wesentlichen gleich dimensioniert und mit gleichen Exzentrizitäten (C) ausgebildet sind.
23. Differentialkolbenpumpe nach wenigstens einem der vorhergehenden Ansprüche 2 bis 22, **dadurch gekennzeichnet, dass** das Ausmaß der Exzentrizität (C) des Exzenters (13, 14) verstellbar und/oder der Exzenter (13, 14) austauschbar auf der Antriebswelle angeordnet ist.

Claims

1. Device (V) for concentrating a fluid (F) pumped by a differential piston pump through a concentrating means (3), which fluid acts, as concentrate (F_K) under residual pressure, directly on the at least one differential piston (K) in such a manner as to assist the delivery stroke, the differential piston (K) being driven by a drive shaft (12) which actuates at least one linearly guided valve control member (18) of an inlet and outlet valve arrangement (A), **characterized in that** the differential piston pump is a radial piston pump (R), **in that** eccentrics (13, 14) for the differential piston (K) and the valve control member (18) are arranged on the drive shaft (12), and **in that** the differential piston (K) and the valve control member (18) are coupled directly to the eccentrics (13, 14) with push and pull couplings (S).
2. Differential piston pump for fluids (F), having a hous-

- ing comprising an inflow and an outflow for the fluid (F) to be pumped and an inlet (5) and an outlet (6) for fluid (F_K) under residual pressure, at least one differential piston (K) delivering the fluid (F) from the inflow into the outflow, which differential piston may be driven by a drive shaft (12) and during the delivery stroke also directly by the residual pressure and separates a pump chamber from a pressure chamber (36), at least one inlet and outlet valve arrangement (A) for the pressure chamber (36), and at least one linearly guided valve control member (18), actuated by the drive shaft (12), of the inlet and outlet valve arrangement (A), **characterized in that** the differential piston pump is a radial piston pump (R), **in that** eccentrics (13, 14) for the differential piston (K) and the valve control member (18) are arranged on the drive shaft (12), and **in that** the differential piston (K) and the valve control member (18) are coupled directly to the eccentrics (13, 14) with push and pull couplings (S).
3. Differential piston pump according to Claim 2, **characterized in that** a single valve control member (18) is provided for the inlet and outlet valve arrangement (A).
 4. Differential piston pump according to Claim 2, **characterized in that** the push and pull coupling (S) comprises a draw body (44) mounted rotatably on the eccentric (13, 14) and at least one engaging member (48) provided at one end of a shaft (15, 19) of the differential piston (K) or of the valve control member (15), and **in that** between the engaging member (48) and the draw body (44) there are provided a substantially radially active form-fitting engagement and, in the circumferential direction, preferably parallel to a tangent to the eccentric (13, 14), a slideway.
 5. Differential piston pump according to Claim 4, **characterized in that** the slideway provides protection against rotation for the shaft (15, 19).
 6. Differential piston pump according to Claim 4, **characterized in that** the draw body (44), which, preferably, consists of two axially assembled halves (44a, 44b) or is in one piece, comprises for the shaft (15, 19) an externally open pocket (45) undercut in the slideway, whose internal width, when viewed in the axial direction, is less than the external width of the shaft (15, 19).
 7. Differential piston pump according to Claim 6, **characterized in that** the shaft (15, 19) of the differential piston (E) and/or of the valve control member (18) is arranged in a slide guide (37) fixed to the housing, **in that** the slide guide (37) comprises a sliding bushing (41), and **in that** the sliding bushing (41) engages with formed-on supporting shells (42), oriented to-wards one another in the direction of rotation of the eccentric (13, 14), with a sliding fit between side walls of the pocket (45).
 8. Differential piston pump according to Claim 6, **characterized in that** the draw body (44) is positioned axially on the eccentric (13, 14) via the slideway and/or the supporting shells (42).
 9. Differential piston pump according to Claim 6, **characterized in that** a bottom of the pocket forms a pressure surface (49) for the shaft end, which surface is longer than the external width of the shaft end, **in that**, at a distance from the shaft end, two diametrically opposing parallel grooves (45) or a circumferential groove are formed in the shaft, which grooves define a width approximately corresponding to the internal width of the pocket (45), and **in that** the shaft end adjoining the grooves or groove forms as engaging member (48) at least one externally protruding driver, which engages in an undercut (46) formed in a pocket side wall.
 10. Differential piston pump according to Claim 9, **characterized in that** the undercut (46) extends parallel to a tangent to the eccentric (13, 14) and is longer in this direction than the driver.
 11. Differential piston pump according to Claim 2, **characterized in that** the eccentric (14) for the valve control member (18) of the outlet and inlet valve arrangement (A) assigned to a differential piston (K) is offset relative to the eccentric (13) for this differential piston (K) by approximately 90° about the axis (38) of the drive shaft (12) and in a leading manner in the driving direction of rotation (40).
 12. Differential piston pump according to Claim 2, **characterized in that** three or more differential pistons (K) are distributed in a stellate arrangement about the axis (38) of the drive shaft (12), and **in that** a common eccentric (13) and a common draw body (44) are assigned to the differential pistons (K).
 13. Differential piston pump according to Claim 12, **characterized in that** the valve control members (18) for the outlet and inlet valve arrangements (A) of the differential pistons (K) are distributed regularly in a stellate arrangement about the axis (38) of the drive shaft (12), preferably with a respective offset of approximately 90° relative to the differential pistons (K), and **in that** a common eccentric (14) and a common draw body (44) are assigned to the valve control members (18).
 14. Differential piston pump according to Claim 2, **characterized in that** the outlet and inlet valve arrangement (A) comprise, fixed to the housing, an inlet valve

- seat (27) and an outlet valve seat (28), which are oriented radially relative to the axis (38) of the drive shaft (12) and are coaxial, **in that** the outlet valve seat (28) is positioned closer to the drive shaft (12) than the inlet valve seat (27), and **in that** the outlet valve seat (28) points towards the drive shaft (12) and the inlet valve seat (27) points away from the drive shaft (12).
15. Differential piston pump according to Claim 14, **characterized in that** the valve control member (18) extends in each case with radial spacing through the outlet valve seat (28) as far as into the inlet valve seat (27), is sealed relative to the drive shaft (12) and between the valve seats (27, 28), and comprises a first shoulder (23) for lifting an outlet valve body arranged movably on the side of the outlet valve seat (28) pointing towards the drive shaft (12) and a second shoulder (24) for lifting an inlet valve body arranged movably on the side of the inlet valve seat pointing away from the drive shaft (12).
16. Differential piston pump according to Claim 15, **characterized in that** the shoulders (23, 24) are formed by the ends of a tube (22) fixed, preferably screwed, to the valve control member (18).
17. Differential piston pump according to Claim 15, **characterized in that** the inlet valve body (32) is a disc loaded by a spring (33) towards the inlet valve seat (27), preferably centred by the spring (33), and **in that** the outlet valve body (29) is an annular disc loaded by a spring (31) towards the outlet valve seat (28) and guided movably on the valve control member (18), preferably with a sliding ring seal (30) arranged between the valve control member (18) and the annular disc.
18. Differential piston pump according to Claim 17, **characterized in that** the annular disc and the disc comprise conical or spherical seat surfaces, and, preferably, the valve seats (27, 28) are of conical or spherical construction.
19. Differential piston pump according to Claim 15, **characterized in that** the distance, when viewed in the longitudinal direction of the valve control member (18), between the shoulders (23, 24) is smaller than the distance between the valve bodies positioned on the valve seats (27, 28), preferably in such a way that, at the top and bottom dead centres of the differential piston (K) assigned to the outlet and inlet valve arrangement (A), both valve bodies are seated and play is present relative to the respective shoulder (23, 24), preferably in each case of approx. 0.1 to 0.4 mm.
20. Differential piston pump according to Claim 15, **characterized in that** the valve control member (18) extends between the outlet valve seat (28) and the drive shaft (12) and between the valve seats (27, 28) through guides (21, 37) fixed to the housing.
21. Differential piston pump according to Claim 14, **characterized in that** the valve seats (27, 28) and the one guide (21) are arranged in sleeve members (25, 26), which are mounted in a housing chamber between a housing wall (10) adjacent to the drive shaft (12) and a housing cover (9) and comprise an inlet (5) and two outlets (34, 6), and **in that** a further inlet is arranged in the housing wall (10).
22. Differential piston pump according to at least one of preceding Claims 2 to 21, **characterized in that** the eccentric (13) for the differential piston (K) and the eccentric (14) for the valve control member present at least substantially identical dimensions and with identical eccentricities (C).
23. Differential piston pump according to at least one of preceding Claims 2 to 22, **characterized in that** the extent of the eccentricity (C) of the eccentric (13, 14) is adjustable and/or the eccentric (13, 14) is arranged replaceably on the drive shaft.

Revendications

- Dispositif (V) pour la concentration d'un liquide (F), pompé par une pompe à piston différentiel dans un dispositif de concentration (3) qui comme concentrat (F_K) sous pression résiduelle sollicite directement, en l'assistant, ledit au moins un piston différentiel (K) lors de la course d'alimentation, le piston différentiel (K) étant entraîné par un arbre d'entraînement (12), qui actionne au moins un élément de commande (18) de soupape guidé linéairement d'un dispositif (A) à soupape d'entrée et de sortie, **caractérisé en ce que** la pompe à piston différentiel est une pompe à piston radial (R), en ce que sont disposés, sur l'arbre d'entraînement (12) des excentriques (13, 14) pour le piston différentiel (K) et l'élément de commande (18) de la soupape et **en ce que** le piston différentiel (K) et l'élément de commande (18) de la soupape sont articulés directement sur les excentriques (13, 14) via des accouplements de traction et de compression (S).
- Pompe à piston différentiel pour liquides (F), avec un bâti présentant une alimentation et une évacuation pour le liquide à pomper (F) ainsi qu'une entrée (5) et une sortie (6) pour le liquide (F_K) se trouvant sous une pression résiduelle, au moins un piston différentiel (K) transportant le liquide (F) de l'alimentation dans l'évacuation, qui est entraîné par un arbre d'entraînement (12) et, lors de la course d'alimenta-

- tion, directement aussi par la pression résiduelle et qui sépare une chambre de pompage d'une chambre de pression (36), au moins un dispositif (A) à soupape d'entrée et de sortie pour la chambre de compression (36) et au moins un élément de commande (18) de la soupape du dispositif (A) à soupape d'entrée et de sortie, guidé linéairement et actionné par l'arbre d'entraînement (12), **caractérisée**
- en ce que** la pompe à piston différentiel est une pompe à piston radial (R), en ce que sont disposés, sur l'arbre d'entraînement (12) des excentriques (13, 14) pour le piston différentiel (K) et l'élément de commande (18) de la soupape et
- en ce que** le piston différentiel (K) et l'élément de commande (18) de la soupape sont articulés directement sur les excentriques (13, 14) via des accouplements de traction et de compression (S).
3. Pompe à piston différentiel selon la revendication 2, **caractérisée**
- en ce qu'**on a prévu, pour le dispositif (A) à soupape d'entrée et de sortie un seul élément de commande (18) de la soupape.
4. Pompe à piston différentiel selon la revendication 2, **caractérisée**
- en ce que** l'accouplement (S) de traction et de compression (S) présente un corps d'entraînement (44) disposé de manière à pouvoir tourner sur l'excentrique (13, 14) et au moins un élément d'engrènement (48) prévu en une extrémité de la tige (15, 19) du piston différentiel (K) ou de l'élément de commande (15) de la soupape et en ce qu'on a prévu, entre l'élément d'engrènement (48) et le corps d'entraînement (44), une prise mécanique essentiellement active dans le sens radial et un guidage à glissement dans le sens périphérique, de préférence parallèlement à une tangente sur l'excentrique (13, 14).
5. Pompe à piston différentiel selon la revendication 4, **caractérisée**
- en ce que** le guidage à glissement forme un blocage contre la rotation pour la tige (15, 19).
6. Pompe à piston différentiel selon la revendication 4, **caractérisée**
- en ce que** le corps d'entraînement (44), qui est, de préférence, constitué par deux moitiés (44a, 44b) associées axialement ou en une pièce, présente, pour la tige (15, 19) une poche (45) ouverte vers l'extérieur, avec une dépouille inverse dans le guidage par glissement, dont la largeur interne vue dans le sens axial est plus petite que la largeur externe de la tige (15, 19).
7. Pompe à piston différentiel selon la revendication 6, **caractérisée**
- en ce que** la tige (15, 19) du piston différentiel (E) et/ou de l'élément de commande (18) de la soupape est disposée dans un guidage coulissant (37) fixe dans le bâti, en ce que le guidage coulissant (37) présente une douille de glissement (41), et en ce que la douille de glissement (41) avec des coquilles (42) d'appui moulées, orientées l'une vers l'autre dans le sens de rotation de l'excentrique (13, 14) s'agrippe avec un ajustement à glissement entre les parois latérales de la poche (45).
8. Pompe à piston différentiel selon la revendication 6, **caractérisée**
- en ce que** le corps d'entraînement (44) est positionné via le guidage à glissement et/ou les coquilles d'appui (42) axialement sur l'excentrique (13, 14).
9. Pompe à piston différentiel selon la revendication 6, **caractérisée**
- en ce qu'**un fond de la poche forme une surface de compression (49) pour l'extrémité de la tige, qui est plus longue que la largeur externe de l'extrémité de la tige, en ce que sont formées, à une certaine distance de l'extrémité de la tige, deux rainures (45) parallèles diamétralement opposées ou une rainure périphérique dans la tige, qui définissent une largeur correspondant approximativement à la largeur interne de la poche (45) et en ce que l'extrémité de la tige à proximité des rainures ou de la rainure forme, comme élément d'engrènement (48) au moins un toc orienté vers l'extérieur, qui s'agrippe dans une contre-dépouille (46) formée dans une paroi latérale de la poche.
10. Pompe à piston différentiel selon la revendication 9, **caractérisée**
- en ce que** la contre-dépouille (46) s'étend parallèlement à une tangente sur l'excentrique (13, 14) et est plus longue dans ce sens que le toc.
11. Pompe à piston différentiel selon la revendication 2, **caractérisée**
- en ce que** l'excentrique (14) pour l'élément de commande (18) de la soupape du dispositif (A) à soupape de sortie et d'entrée associée à un piston différentiel (K) est décalé par rapport à l'excentrique (13) pour ce piston différentiel (K) d'approximativement 90° autour de l'axe (38) de l'arbre d'entraînement (12) et vers l'avant dans le sens de rotation d'entraînement (40).
12. Pompe à piston différentiel selon la revendication 2, **caractérisée**
- en ce que** trois pistons différentiels (K) ou plus sont répartis en forme d'étoile autour de l'axe (38) de l'arbre d'entraînement (12) et en ce que les pistons différentiels (K) sont associés à un excentrique (13) commun et un corps d'entraînement (44) commun.

13. Pompe à piston différentiel selon la revendication 12, **caractérisée**
en ce que les éléments de commande (18) de la soupape pour les dispositifs (A) de soupape d'entrée et de sortie des pistons différentiels (K) sont répartis en forme d'étoile régulièrement autour de l'axe (38) de l'arbre d'entraînement (12), de préférence avec un décalage d'environ 90° par rapport au piston différentiel (K) et en ce que les éléments de commande (18) de la soupape sont associés à un excentrique (14) commun et un corps d'entraînement (44) commun.
14. Pompe à piston différentiel selon la revendication 2, **caractérisée**
en ce que le dispositif (A) d'entrée et de sortie présente, de manière fixe sur le bâti, un siège (27) pour la soupape d'entrée et un siège (28) pour la soupape de sortie, qui sont orientés radialement sur l'axe (38) de l'arbre d'entraînement (12) et qui sont coaxiaux, en ce que le siège (28) de la soupape de sortie est placé plus près de l'arbre d'entraînement (12) que le siège (27) de la soupape d'entrée et en ce que le siège (28) de la soupape de sortie pointe vers l'arbre d'entraînement (12) et le siège (27) de la soupape d'entrée pointe en s'écartant de l'arbre d'entraînement (12).
15. Pompe à piston différentiel selon la revendication 14, **caractérisée**
en ce que l'élément de commande (18) de la soupape s'étend à chaque fois avec une distance radiale à travers le siège (28) de la soupape de sortie jusque dans le siège (27) de la soupape d'entrée, est hermétiquement fermé par rapport à l'arbre d'entraînement (12) et entre les sièges (27, 28) de soupape et présente un premier épaulement (23) pour soulever un corps de soupape de sortie disposé de manière mobile sur le côté du siège (28) de la soupape de sortie pointant vers l'arbre d'entraînement (12) ainsi qu'un deuxième épaulement (24) pour soulever un corps de soupape d'entrée disposé de manière mobile sur le côté du siège de la soupape d'entrée s'écartant de l'arbre d'entraînement (12).
16. Pompe à piston différentiel selon la revendication 15, **caractérisée**
en ce que les épaulements (23, 24) sont formés par les extrémités d'un tube (22) placé, de préférence vissé, sur l'élément de commande (18) de la soupape.
17. Pompe à piston différentiel selon la revendication 15, **caractérisée**
en ce que le corps (32) de soupape d'entrée est un disque sollicité par un ressort (33) vers le siège (27) de la soupape d'entrée, de préférence centré par le ressort (33) et en ce que le corps (29) de soupape de sortie est un disque annulaire sollicité par un ressort (31) vers le siège (28) de la soupape de sortie, guidé de manière mobile sur l'élément de commande (18) de la soupape, de préférence avec un joint (30) à anneau de glissement disposé entre l'élément de commande (18) de la soupape et le disque annulaire.
18. Pompe à piston différentiel selon la revendication 17, **caractérisée**
en ce que le disque annulaire et le disque présentent des surfaces de siège coniques ou sphériques et en ce que les sièges (27, 28) de soupape sont de préférence réalisés avec une forme conique ou sphérique.
19. Pompe à piston différentiel selon la revendication 15, **caractérisée**
en ce que la distance vue dans le sens longitudinal de l'élément de commande (18) de la soupape entre les épaulements (23, 24) est plus petite que la distance entre les corps de soupape placés sur les sièges (27, 28) de soupape, de préférence de manière telle que les deux corps de soupape se trouvent au point mort supérieur et inférieur du piston différentiel (K) associé au dispositif (A) de sortie et d'entrée et qu'il existe par rapport à chaque épaulement (23, 24) un jeu, de préférence à chaque fois d'environ 0,1 à 0,4 mm.
20. Pompe à piston différentiel selon la revendication 15, **caractérisée**
en ce que l'élément de commande (18) de la soupape s'étend entre le siège (28) de la soupape de sortie et l'arbre d'entraînement (12) et entre les sièges (27, 28) de soupape dans des guidages (21, 37) fixes sur le bâti.
21. Pompe à piston différentiel selon la revendication 14, **caractérisée**
en ce que les sièges (27, 28) de soupape et ledit guidage (21) sont disposés dans des corps (25, 26) à manchon, qui sont enserrés dans une chambre de bâti entre une paroi (10) de bâti à proximité de l'arbre d'entraînement (12) et un couvercle (9) de bâti et présentent une entrée (5) et deux sorties (34, 6) et en ce qu'une autre entrée est disposée dans la paroi (10) de bâti.
22. Pompe à piston différentiel selon au moins l'une quelconque des revendications précédentes 2 à 21, **caractérisée**
en ce que l'excentrique (13) pour le piston différentiel (K) et l'excentrique (14) pour l'élément de commande de la soupape présentent des dimensions essentiellement identiques et sont réalisés avec des excentricités (C) identiques.
23. Pompe à piston différentiel selon au moins l'une

quelconque des revendications précédentes 2 à 22,

caractérisée

en ce que la dimension de l'excentricité (C) des excentriques (13, 14) est réglable et/ou en ce que les excentriques (13, 14) sont disposés de manière échangeable sur l'arbre d'entraînement. 5

10

15

20

25

30

35

40

45

50

55

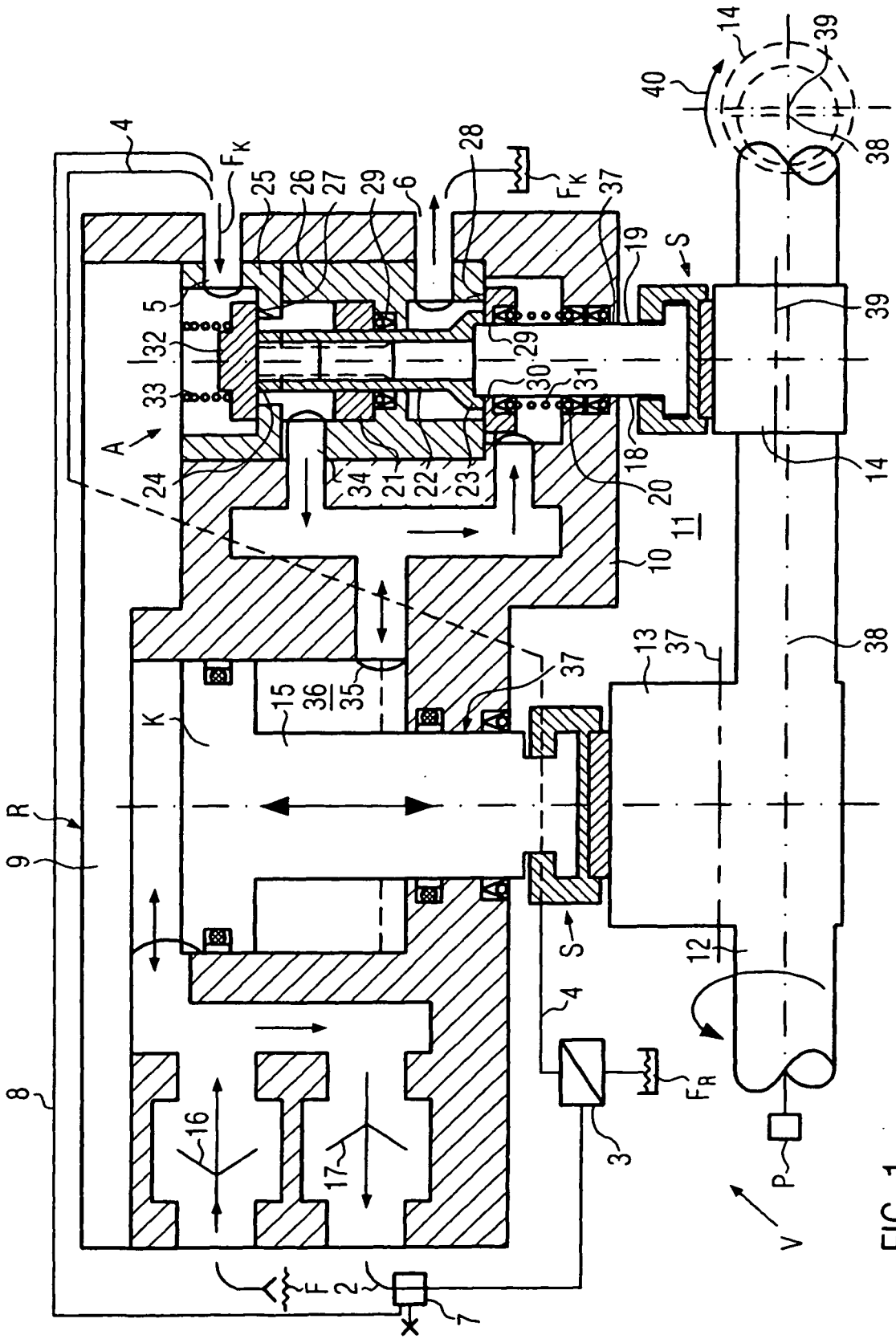


FIG. 1

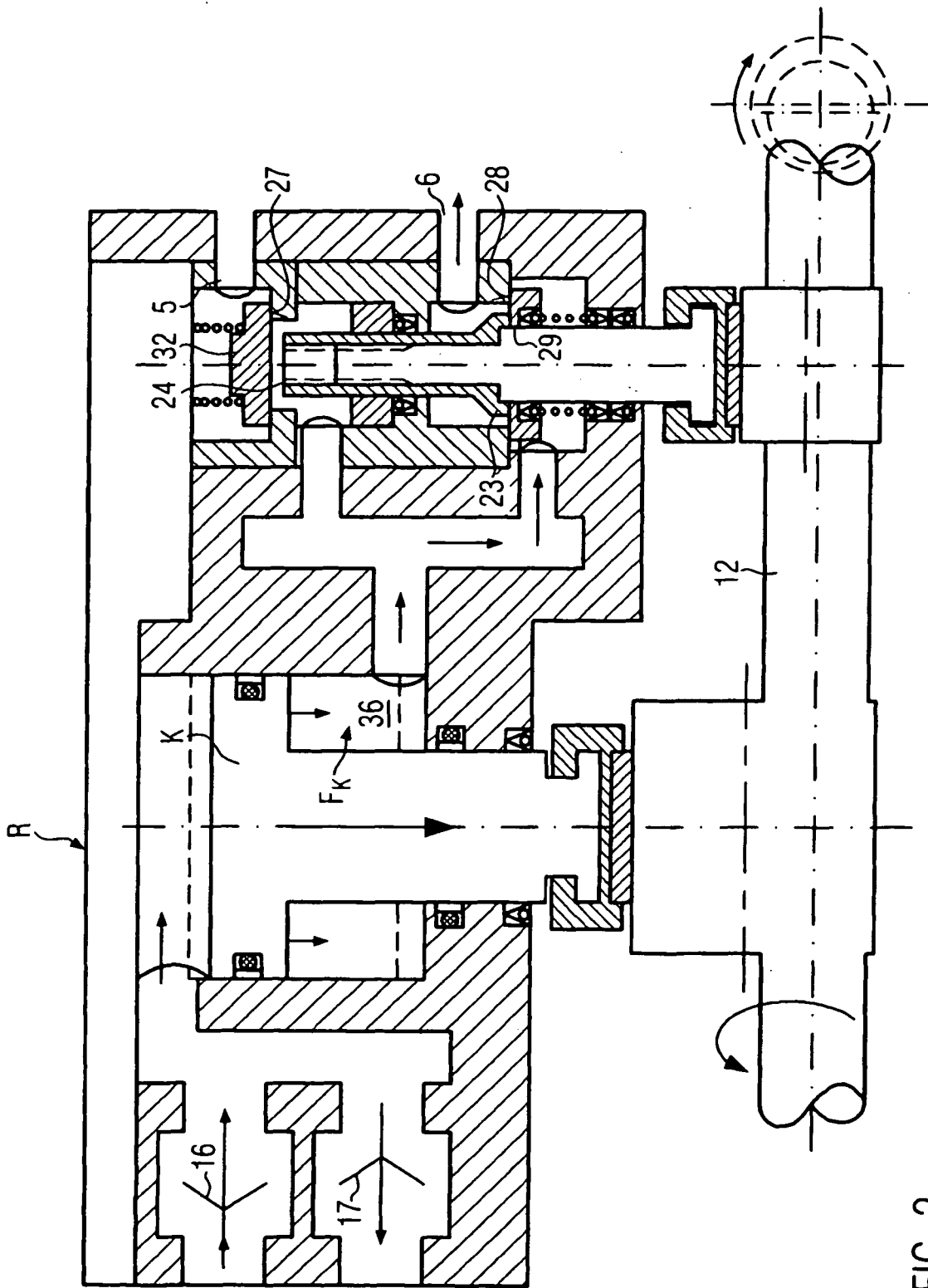


FIG. 2

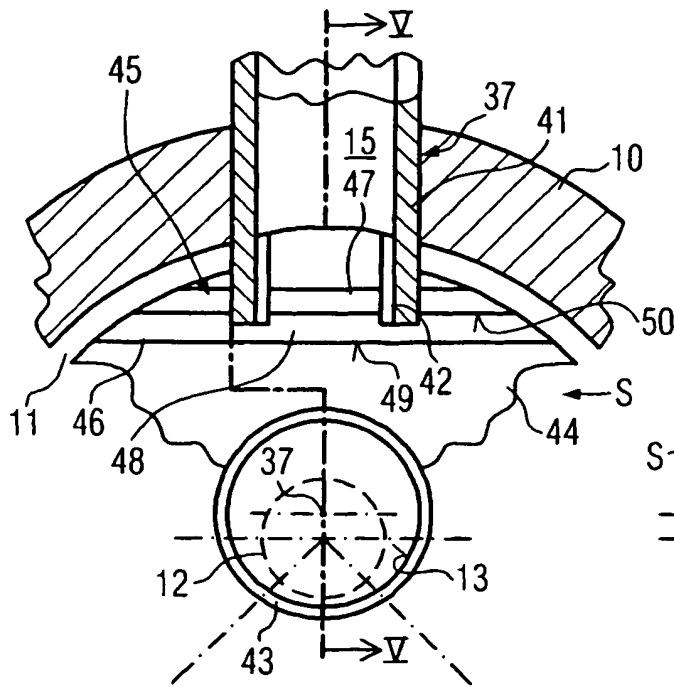


FIG. 4

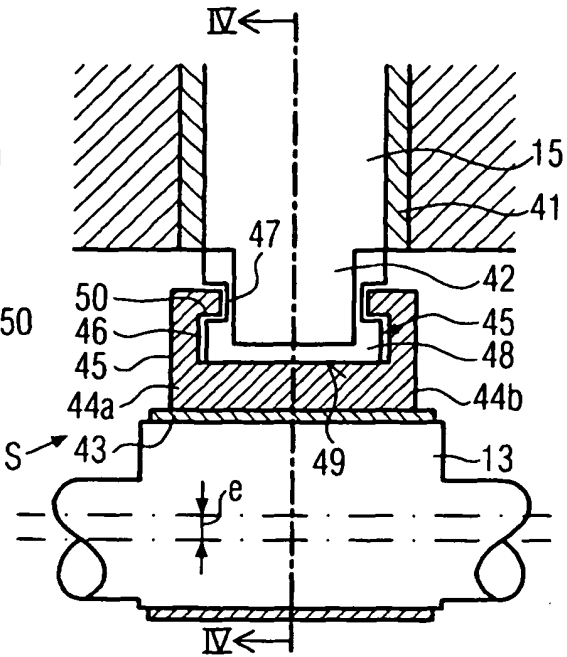


FIG. 5

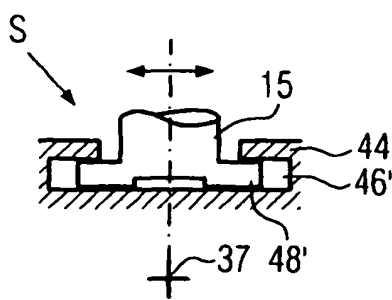


FIG. 6

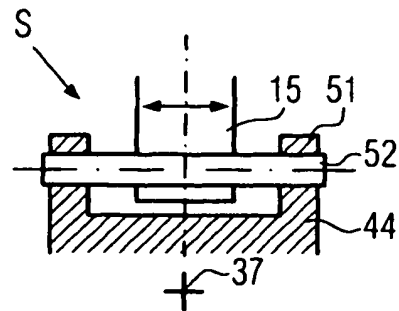


FIG. 7

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 0450257 B1 [0003] [0003]