



SCHWEIZERISCHE EIDGENOSSENSCHAFT  
BUNDESAMT FÜR GEISTIGES EIGENTUM

① CH 673 509 A5

⑤ Int. Cl.<sup>5</sup>: F 04 C 2/336  
F 04 C 15/04

**Erfindungspatent für die Schweiz und Liechtenstein**  
Schweizerisch-liechtensteinischer Patentschutzvertrag vom 22. Dezember 1978

⑫ PATENTSCHRIFT A5

⑳ Gesuchsnummer: 4252/86

㉓ Inhaber:  
Notron Engineering AG, Zollbrück

㉒ Anmeldungsdatum: 27.10.1986

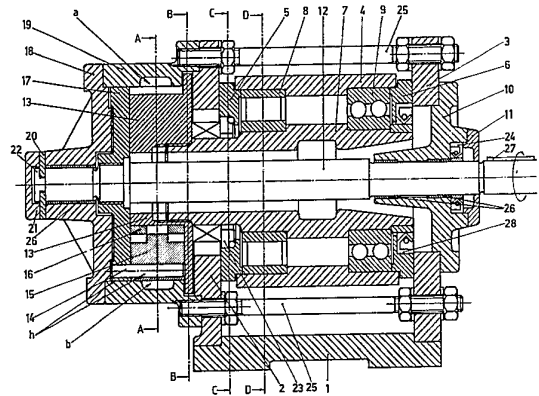
㉔ Patent erteilt: 15.03.1990

④ Patentschrift  
veröffentlicht: 15.03.1990

㉗ Erfinder:  
Winiger, Gerhard, Zollbrück

⑤④ Schwenkschieberpumpe.

⑤⑦ Es wird eine Schwenkschieberpumpe mit einem radial verstellbaren Rotor (13) vorgeschlagen, der exzentrisch in einem Rotorkäfig (h) mit zwangsgeführten Schiebern (15), die in Schieberaufnehmer (16) und an Käfigbolzen (14) drehbar gelagert sind, verbunden ist. Die Schieber (15) fangen somit die Rotorextrizität durch eine Schwenk-Hub-Bewegung auf. Im weiteren sitzt der Rotor (13) auf einer hohlen Sekundärwelle (7), die ausserhalb des Pumpengehäuses in einem in der Horizontalebene verschiebbar geführten Lagerträger (4) gelagert ist. Der Antrieb des Rotors (13) erfolgt über die in der hohlen Sekundärwelle (7) sich befindlichen Primärwelle (12), die mit dem Rotorkäfig (h) verbunden ist. Diese Konstruktion hat geringe oszillierende Massen, ist vielseitig, leicht herzustellen und zu montieren und läuft mit geringstem Reibungsverlust und ohne Lager- und Dichtprobleme.



## PATENTANSPRÜCHE

1. Schwenkschieberpumpe mit Pumpengehäuse (19), Einlass (a), Auslass (b), Pumpkanal mit Ansaugraum (e), Dichtbereich (f) und Auslassraum (g) und mit einem radial verstellbaren Rotor, der Ausbohrungen mit in diesen angeordneten Schieberaufnehmer aufweist, dadurch gekennzeichnet, dass der Rotor (13) auf einer eine Primärwelle (12) umschliessenden hohlen radial verstellbar geführten Sekundärwelle (7) sitzt und sich in einem Rotorkäfig (h) mit am Umfang zu gleichen Abständen versetzten starren Käfigbolzen (14) befindet, welche die mit Ausbohrungen versehenen Schieber (15) als unbewegliche Lagerstütze durchdringen und dass die derart schwenkbar gelagerten Schieber (15) mit dem freien Arm in mit Ausnehmungen versehene am Umfang des Rotorkern (13) zu gleichen Abständen eingesetzte Schieberaufnehmer (16) formschlüssig eingreifen, so dass diese (16) eine durch die Rotorkanten der Rotorausbohrungen begrenzte Schwenkbewegung auszuführen vermögen und somit bei der Drehung des Rotorkäfigs (h) resp. des Rotors (13) die variable Exzentrizität der Achse (d) mit einer Schwenk-Hub-Bewegung auffangen und somit direkt das Pumpengehäuse (19) im Dichtbereich (f) abdichten ohne dass die Rotorlagerung (8, 9), welche ausserhalb des Pumpraumes gelagert ist, mit dem Fördermedium in Berührung kommt.
2. Schwenkschieberpumpe nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, dass sie derart ausgebildet ist, dass der Kraftfluss ausgehend von der Primärwelle (12) auf den Rotorkäfig (h) über die Schieber (15) auf das Medium verläuft.
3. Schwenkschieberpumpe nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, dass im Pumpengehäuse (19) den Ansaugraum (e) konzentrisch erstreckend tangential angeordnete Strahlableiter (29) angeordnet sind, die dem Gehäuse (19) in Form von Leitblechen und/oder nutförmigen Ausfräsungen fest eingesetzt resp. mit ihm (19) verbunden sind.
4. Schwenkschieberpumpe nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, dass an den Schiebern (15) rechteckförmige Zinnen ausgebildet sind, die in die entsprechend ausgebildeten Schieberaufnehmer (16) im Schloss/Schlüssel-Prinzip eindringen, derart, dass die Schieberaufnehmer (16) einteilig vorliegen.
5. Schwenkschieberpumpe nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, dass die Sekundärwelle (7) gemeinsam mit dem aufgesetzten Rotor (13) frei dreht.
6. Schwenkschieberpumpe nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, dass die konzentrisch periphere Anordnung und Positionierung der Käfigbolzen (14) in einer Rotorwand (17) derart gewählt ist, dass im Arbeitsdichtbereich (f) auf den ausgefahrenen Schieber (15) die Förderkraft direkt auf den Käfigbolzen (14) wirkt.
7. Schwenkschieberpumpe nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, dass der Lagerträger (4) der Sekundärwelle (7) zwischen den beiden Trägern (2, 3) mittels den beidseitig angeordneten Gleitringen (5, 6) und dem Verstellmechanismus (30, 31, 32, 33, 34) stufenlos radial in der Horizontalebene verschoben werden kann und somit direkt die Rotorexzentrizität (d) variiert werden kann.
8. Schwenkschieberpumpe nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, dass die Konstruktion eine axiale Anordnung von zwei oder mehreren, unter Zwischenschaltung von Zwischenlagerungen (8, 9) und Trennwänden (2, 3), Pumpelementen (13, 15', 16', 17', 35, 41') ermöglicht.
9. Schwenkschieberpumpe nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, dass der Rotorkäfig (h) einseitig fixierte Käfigbolzen (14) aufweist, derart, dass zum Auswechseln der Schieber (15) nur ein Lagerteil (18) und die Rotorwand (17) entfernt werden muss.
10. Schwenkschieberpumpe nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, dass die angetriebene Primärwelle (12) innerhalb einer mit mindestens dem Maximal-exzentrizitätsabstand (d) aufweisenden hohlen Sekundärwelle (7) dreht, die (7) ausser-

halb des Pumpengehäuses (19) im Lagerträger (4) drehbar gelagert (8, 9) ist.

## BESCHREIBUNG

Die Erfindung betrifft eine Schwenkschieberpumpe zum Fördern von flüssigen oder gasförmigen Medien gemäss dem Oberbegriff des 1. Patentanspruches.

Es ist eine grosse Anzahl von unterschiedlichen Pumpen für flüssige oder gasförmige Medien bekannt, die das breite Anwendungsfeld benötigt. Für Aufgaben, die einen nahezu stetigen Förderstrom, der fast unabhängig vom Gegendruck ist, erfordern, werden Verdrängerpumpen eingesetzt. Bei diesen Pumpen werden durch Kolben, Schieber Membrane oder durch Formgebung der Teile ein im Pumpraum eingeschlossener Volumenteil des Fördermediums vom Einlass zum Auslass transportiert. Für inkompressible Medien darf dabei der Förderraum nach dem Absperren gegenüber dem Einlass nicht verkleinert werden; für kompressible Medien (z.B. Gase) kann dies jedoch zur Druckerhöhung erwünscht sein. Diese Verdrängungscharakteristik führt bei Kolben- oder Membranpumpen zu unerwünschter Pulsation des Förderstromes, wodurch Pulsationsdämpfer und/oder mehrere Pumpen, die mit zeitlich verschobenem Takt arbeiten, erforderlich sind. Die noch vorhandene Restpulsation verhindert jedoch eine exakte Messung des Volumenstromes. Ausserdem zeigt das Ähnlichkeitsgesetz bei diesen Konstruktionen, dass mit zunehmender Baugrösse ein exponentieller Anstieg der oszillierenden Massen auftritt, was sich ungünstig auf das Leistungsgewicht sowie auf Fertigung auswirkt. Zur Förderstromregelung kommen nur aufwendige Hubsteuerungen oder Getriebe in Betracht. Günstiger liegen hier Rotationsverdrängerpumpen, weil sie praktisch pulsationsfrei arbeiten und keine oszillierenden Massen und keine Ventile haben. Daher sind hohe Drehzahlen erreichbar, die zu raumsparenden Konstruktionen führen, die keine grossen Fundamente benötigen. Diese Pumpen haben jedoch den Nachteil, dass die innere Leckage grösser ist als bei Kolben- oder Membranpumpen und daher die erreichbaren Druckdifferenzen nach oben hin begrenzt sind. Die meisten Bauarten sind wegen der geringeren Spiele zwischen rotierenden und feststehenden Bauteilen oder die ineinander eingreifenden Verdränger sehr empfindlich gegen abrasive Beimengungen. Hohe Gleitgeschwindigkeiten von Absperrerelementen lassen aus Verschleiss- und Dichtigkeitsgründen das Fördern von nicht-selbstschmierenden Medien oder Trockenlauf nicht zu. Wegen der Verdrängercharakteristik kann die bei Kreiselpumpen einfache Drosselregelung nicht verwendet werden. Zur Förderstromregelung bei konstanter Drehzahl kommen nur bei Kolbenpumpen übliche aufwendige Verfahren in Betracht.

Eine nur aus der Literatur bekannte Pumpe nach dem deutschen Patent 942 314 zeigt den folgenden Aufbau. Der innere Zylindermantel eines in einem Gehäuse umlaufenden Zylinders weist für die Aufnahme von doppelarmig ausgebildeten Flügeln halbzylinderförmige Lagerungen auf. Im Innern des Zylinders dreht auf einem exzentrisch zum Zylinder stehenden Bolzen ein lose umlaufender Drehkolben, in welchem die zweiten Arme der Flügel mittels Gleitbacken, die Aussparungen aufweisen, eingreifen. Die doppelarmige Ausbildung der Flügel hat den Nachteil, dass sich die Zahl der Dichtkanten verdoppelt. Zudem verunmöglichen sie ein vollständiges Entleeren der Arbeitsräume, so dass das Ansaugvermögen der Pumpe vermindert ist. Ausserdem bewirkt die rechteckförmige Ausbildung der in die Gleitbacken eingreifenden Flügel, dass die Gleitbacken je aus zwei Teilen bestehen müssen, die daher im Betrieb verklebten.

Eine weitere nur aus der Patentliteratur bekannte Pumpe nach dem britischen Patent 109 186 sieht vor, zwischen dem

Gehäuse und dem Rotor einen mit Seitenplatten versehenen, drehbaren Mitnehmer anzuordnen. An dem drehbaren Mitnehmer sind Flügel angelenkt, die im Rotor durch gelenkige, mit Schlitz versehenen Spitzen wirken. Die synchrone Drehung des Rotors mit den drehbaren Mitnehmern und den Seitenplatten wird durch die an den Platten angeordneten und in die im Rotor in Bohrungen eingreifenden Zapfen bewirkt. Durch eine der Platten ist der drehbare Mitnehmer verbunden und dreht mit dieser mit, so dass der Rotor um ein exzentrisch angeordnetes Lager, welches an die Welle durch Drehung angepasst werden kann, dreht. Eine derartige Pumpe hat wiederum den Nachteil einer doppelten Anzahl von Dichtkanten, herrührend durch die Anlenkung im Mitnehmer, der seinerseits gegenüber dem Gehäuse abgedichtet werden muss. Ungünstig ist zudem, dass diese Anlenkung der Flügel ungeschützt dem Medium und somit dem Verschleiss ausgesetzt ist. Ausserdem führt die vorgeschlagene Drehung des Rotors mittels in vorgesehenen Bohrungen eingreifendem Zapfen zu hoher Reibung und Verschleiss der sich berührenden Teile. Die mit Schlitz versehenen Spitzen sind ebenfalls nur zweiteilig möglich, wodurch auch hier ein Verklemmen auftritt. Die radiale Verstellmöglichkeit der Rotorlagerung verändert zwangsläufig die Steuerzeiten, so dass eine kontinuierliche Förderstromregelung ausgeschlossen ist. Seine Konstruktion ist kompliziert, stör anfällig und schlecht zu montieren.

Hier will die Erfindung Abhilfe schaffen. Die Erfindung, wie sie in den Ansprüchen gekennzeichnet ist, löst die Aufgabe, eine verschleissarme, im Aufbau einfache, universell einsetzbare Pumpe für einen breiten Druckbereich mit besonders ruhigem Lauf und bei konstanter Drehzahl veränderbaren Förderstrom verfügbar zu machen.

In Abweichung von der bisher vorgeschlagenen Art, die Dichtelemente zweiarmig auszubilden oder in einem drehbaren Mitnehmer anzulenken, sieht die besonders einfache Konstruktion der Erfindung vor, einarmige an Rotorkäfigbolzen drehbar gelagerte Schieber anzubringen, die direkt am Gehäuse ablichten. Somit entfallen die Dichtkanten im Mitnehmer, was sich günstig auf die innere Leckage sowie auf den Verschleiss auswirkt. Erfindungsgemäss ist zudem vorgesehen, dass die Schieberaufnehmer einteilig ausgebildet sind um ein Verklemmen zu verhindern. Dies ist erfindungsgemäss derart gelöst, dass der vom Mitnehmer geführte Schieber eine rechteckige Zinne aufweist, die in die entsprechende Aussparung des Mitnehmers eingreift, was frühere ähnliche Pumpenkonstrukteure offenbar nicht erkannt hatten und deshalb diese Art der Schieberführung praktisch nicht realisiert werden konnte. Eines der wesentlichsten Merkmale der Erfindung stellt die Lagerung des Rotors und dessen stufenlose radiale Verstellmöglichkeit dar. Erfindungsgemäss wird die radiale, stufenlose Verstellmöglichkeit des Rotorkerns derart gelöst, indem dieser auf einer hohlen Sekundärwelle sitzt, welche einseitig und ausserhalb des Pumpdraumes gelagert und stufenlos radial verschiebbar ausgeführt ist. Im Innern dieser Sekundärwelle, in genügendem Abstand für die radiale Verschiebung derselben, befindet sich die Antriebswelle. Die Antriebswelle ist einseitig mit dem Rotorkäfig verbunden und treibt somit über die Rotorkäfigbolzen und den Schieber den fest mit der Sekundärwelle verbundenen Rotorkern an. Die durch diese Konstruktion sich ergebenden Vorteile sind im wesentlichen darin zu sehen, dass nun hohe Kräfte infolge Druckaufbaus im Pumpdraum lagermässig und dichtmässig viel besser zu beherrschen sind. Auch ist die Pumpe nun geeignet nichtschmierende Medien zu fördern, die auch abrasive Beimengungen aufweisen dürfen, ohne dass bei höheren Drücken Lagerverschleiss auftritt. Die vorgeschlagene Lösung der stufenlosen Fördermengenregelung über die radiale Verschiebung der Sekundärwelle bringt den entscheidenden Vorteil, dass mit einer einfachen Konstruktion praktisch unabhängig vom herrschenden Druck in der Pumpe die Exzentrizität variiert

werden kann. Ausserdem ergibt sich eine sehr kompakte Bauweise, die nicht stör anfällig und gut zu montieren ist.

Eine besonders zweckmässige Gestaltung der Erfindung sieht vor, die Käfigbolzen im Durchmesser derart zu dimensionieren, dass im Bereich der Maximal exzentrizität des Rotorkerns die Druckkraft zentrisch auf den Käfigbolzen wirkt und somit die Gleitreibung im Schieberaufnehmer minimiert ist. Auch ist vorgesehen, dass je nach Verwendungszweck und Baugrösse zwischen drei und zwölf Schieber gleichmässig verteilt zwischen Rotorkern und -käfig angeordnet sind; vorzugsweise jedoch fünf bis neun Schieber, wenn hohe Drücke erzielt werden sollen (Platzgründe wegen massiver Ausführung der Bolzen, Schieber und Aufnehmer). Der Ansaug- resp. Druckkanal sind vorzugsweise radial im Gehäuse über nahezu die gesamte Breite der Schieber erstreckend zu gestalten, wobei auf eine möglichst tangentielle Zu- und Abführung zu achten ist, damit günstige Ein- und Ausströmverhältnisse herrschen. Um eine optimale Befüllung der Pumpe bei hohen Drehzahlen zu gewährleisten, ist vorgesehen, mittels Strahlablenker, welche radial unmittelbar zum Rotorkäfig im Ansaugbereich angeordnet sind, ein Zurückströmen zu verhindern.

Zur Vergrösserung der Pumpleistung bei gleicher Rotorgeometrie können zwei Rotoren axial hintereinander vorgesehen sein, wobei die Lagerung der Sekundärwelle unverändert bleibt, so dass eine symmetrische Doppelpumpe entsteht. Gegebenenfalls kann man ganze Schwenkschieberpumpen von einer gemeinsamen Welle antreiben und diese mit einzelnen Ein- und Auslässen oder vereinigten Ein- und Auslässen versehen.

Insgesamt zeichnet sich die vorgeschlagene Erfindung darin aus, dass die Konstruktion eine drehzahlunabhängige stufenlose Förderstromänderung bei hohen Kräften möglich macht und dass durch die Konstruktion der Schwenkschieber ein minimaler Verschleiss durch Gleitreibung resultiert und dass die Reinigung der Pumpe oder das Auswechseln von Verschleisssteilen schnell und einfach auszuführen ist. Die Pumpe ist somit einfach, vielseitig und verschleissarm.

Der Erfindungsgegenstand ist nachstehend mit Bezugnahme auf die Zeichnungen beispielsweise näher erläutert. Es zeigen:

- Fig. 1 den Längsschnitt durch die Schwenkschieberpumpe,
- Fig. 2 den Schnitt A-A durch den Rotor,
- Fig. 3 den Teilausschnitt des Ansaugbereichs mit Strahlablenker,
- Fig. 4 den Schnitt B-B durch Gehäuse und Rotor,
- Fig. 5 den Schnitt C-C durch den radial verschobenen Gleitring,
- Fig. 6 den Schnitt D-D durch den Verstellmechanismus,
- Fig. 7 den Längsschnitt durch den Rotor mit Gegenwand als Alternative,
- Fig. 8 den Längsschnitt der Primärwellenlagerung als Ergänzung zu Fig. 7,
- Fig. 9 den Längsschnitt der Variante Doppelrotorpumpe, wobei nur wesentliche Teile dargestellt sind.

Das in den Fig. 1 bis 6 dargestellte Ausführungsbeispiel der erfindungsgemässen Schwenkschieberpumpe steht auf einer rechteckigen Grundplatte 1, die als zusätzliche Versteifung gegen Verdrehung dient. Auf dieser stehen der vordere 2 und der hintere 3 Träger. An der Innenseite dieser Träger 2, 3 sind die horizontal verschiebbar geführten Gleitringe 5, 6 sowie der dazwischenliegende Lagerträger 4 formschlüssig eingesetzt. An der vorderen Seite des Trägers 2 ist das Pumpengehäuse 19 mittels Schrauben fixiert. Das Pumpengehäuse 19 wird mit dem Lagerdeckel 18, der das Gleitlager 26 der Primärwelle 12 enthält, abgeschlossen. Rückseitig an den hinteren Träger 3 ist der Lagerflansch 10 angeschraubt, der die hintere Lagerung mittels Gleitlager 26 der Primärwelle 12 enthält und somit ein Teil der Rückwand darstellt. Im Pumpengehäuse 19 ist ein Pumpkanal e mit Einlass a, der Dichtbereich f und der Auslass b mit Auslassraum g ausgebildet. In ihr läuft ein hohlzylinderförmiger Rotor

13, der am Umfang zu gleichen Abständen versetzt axiale Bohrungen aufweist, die den äusseren Zylindermantel durchbrechen. Diese Bohrungen enthalten die einteilig ausgebildeten Schieberaufnehmer 16, die ihrerseits die einarmigen Schieber 15 aufnehmen. Die einarmigen Schieber 15 sind am oberen Ende an Käfigbolzen 14 drehbar gelagert und dichten mit ihrer runden Oberseite den Rotorkäfig h gegen das Pumpengehäuse 19 mit Minimalspalt im Dichtbereich f ab. Der Rotorkäfig h, bestehend aus Rotorwand 17 und den umfangmässig zu gleichen Abständen angeordneten einseitig in dieser fixierten sechs Käfigbolzen 14, sitzt auf der Primärwelle 12 und wird von dieser angetrieben. Der Rotor 13, der mittels Schieberaufnehmer 16 und Schieber 15 mit dem Rotorkäfig verbunden ist, sitzt fest verbunden auf der Sekundärwelle 7, die ausserhalb des Pumpengehäuses 19 im Lagerträger 4 mit einem Rollenlager 8 und einem Kugellager 9 drehbar gelagert ist. Diese Sekundärwelle 7 lässt sich nun in der Horizontalebene verschieben, so dass sich die Exzentrizität des Rotors 13, der auf dieser Welle sitzt, variieren lässt. Dies wird ermöglicht durch den Verstellmechanismus, der aus vier Stützbolzen mit darübergeschobenen Auflage- 20 stücken 31, dem Halter 32, der Verstellwelle 33 und dem Verstellrad 34 besteht. Wird das Verstellrad 34 nun gedreht, so verschiebt sich nun der Lagerträger 4, zusammen mit den an beiden Seiten formschlüssig angebrachten Gleitringen 5, 6 in der horizontalen Ebene. Diese, zwischen den Trägern 2, 3 angeordnete, verschiebbar geführte Sekundärwellelagerung 4, 5, 6, 8, 9 wird mit sechs Spansschrauben 25 im Spiel eingestellt. Die Abdichtung zum Rotor 13 übernimmt eine auf der Sekundärwelle 7 montierte Gleitringdichtung 23, die in einer genügend grossen Bohrung für die horizontale Verschiebung im Träger 2 zu liegen kommt. Das Lager 9 wird durch den Wellendichtring 28, die Rückseite der Pumpe mit dem Wellendichtring 24, abgedichtet. Der Zwischenring 20 und der Führungsbolzen 22 dienen zur axialen Führung der Primärwelle 12. Der Deckel 21 dichtet die Pumpe gegen aussen ab.

Aus Fig. 1 ist ersichtlich, dass die Schieber 15 mit einer Zinne in das entsprechend ausgebildete Gegenstück, den Schieberaufnehmer 16 eingreifen. Beim einteiligen Schieberaufnehmer 16 ist somit ein Verklemmen ausgeschlossen. Dieses Schloss/Schlüssel-Prinzip ist umkehrbar, indem der Schieber 15 mit zwei oder mehr Zinnen ausgebildet wird, die in den entsprechend ausgebildeten Schieberaufnehmer 16 eingreifen (vgl. Fig. 9). Wichtig ist jedoch, dass die Zinnen rechteckförmig ausgebildet sind, um Leckverluste zu verhindern.

Fig. 3 zeigt den für hohe Drehzahlen im Einlass a vorgesehenen Strahlablenker 29, der aus einzelnen tangential angeordneten Leitblechen oder nutenförmigen Ausfräsungen im einlassseitig geschlossenen Gehäuse 19 besteht. Die Geometrie der einzelnen Leitbleche oder der Ausfräsungen ist auf die herrschenden Bedingungen abzustimmen.

Fig. 7 und 8 zeigen die Ausführungsvariante des Rotorkäfigs h mit Rotorrückwand 35. Bei dieser Ausführungsvariante bilden Rotorkern 13, Rotorwand 17', Mitnehmerschrauben 41, Schieber 15', Schieberaufnehmer 16' und die Rotorrückwand eine Baugruppe. Dabei wird der Rotorkern wieder auf der Sekundärwelle 7 abgestützt und mit einem Federkeil 36 gegen Verdrehung gesichert. Die Rotorwand 17' sitzt auf der Primärwelle, wobei der Federkeil 37 als Mitnehmer dient. Die Spansschraube 39 spannt mittels Spannbüchse 38 die gesamte Baugruppe 13, 17', 41, 15', 16', 35 axial auf die Sekundärwelle 7'. Bei der Montage oder einer Reinigung der Pumpe kann somit die Baugruppe 13, 17', 41, 15, 16', 35 nach dem Lösen der Spansschraube 39 von der Primärwelle 12' resp. Sekundärwelle 7' abgezogen werden. Fig. 8 zeigt die antriebsseitige Lagerung der Primärwelle 12' mittels Kugellager 42. Die axiale Justierung der Primärwelle 12' erfolgt durch den Justierring 43 und den Spannring 44, welcher gleichzeitig die Primärwelle 12' axial si-

chert. Die Sicherungsschrauben 46, 47 sichern Justierring 43 und Spannring 44 auf der Primärwelle 12'. Der Abdeckflansch 45 behält das Kugellager 42 in seinem Sitz und dient gleichzeitig als Abdeckung.

5 Fig. 9 zeigt die Variante einer Doppelrotorpumpe, die bis auf die einseitige Wellendurchführung eine Spiegelbildsymmetrie der Fig. 7 mit mittiger Lagerung 8' darstellt.

Beim Antrieb der Primärwelle 12 in der angegebenen Dreh- 10 richtung saugen die grösser werdenden Zellen c zwischen den sich am Einlass a vorbeibewegenden schwenkbaren Schiebern 15 das zu fördernde Medium an, um es am Auslass b bei sich verkleinernder Zellengrösse c aus dem Pumpengehäuse 19 herauszudrücken. Diese Wirkungsweise ist weitgehend bekannt und braucht deshalb nicht noch näher erläutert zu werden. Durch die vorgeschlagene Zwangsführung der einarmigen Schieber 15 mittels Käfigbolzen 14 und einteiligen Schieberaufnehmer 16 wird Reibung durch Zentrifugalkräfte an das Pumpengehäuse 19 verhindert und dennoch der Arbeitsraum im Dichtbereich f genügend abgedichtet. Die vorgeschlagene in der 20 Horizontalebene verschiebbare aussenseitige Rotorlagerung 4, 5, 6, 8, 9 ermöglicht hohe Kräfte auf den Rotor 13 und macht zudem die Pumpe unempfindlich gegenüber nichtschmierenden Fördermedien, bei gleichzeitiger stufenloser Fördermengenrege- 25 lung.

#### Bezugszeichenliste

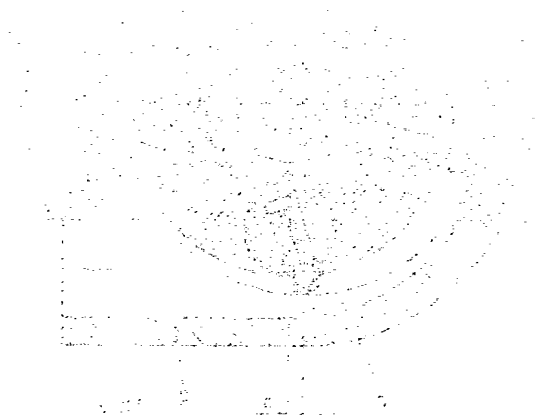
#### Einzelteile

- 1 Grundplatte
- 2 vorderer Träger
- 3 hinterer Träger
- 4 Lagerträger
- 35 5 vorderer Gleitring
- 6 hinterer Gleitring
- 7 Sekundärwelle
- 8 Rollenlager
- 9 Kugellager
- 40 10 Lagerflansch
- 11 Deckel
- 12 Primärwelle
- 13 Rotor
- 14 Käfigbolzen
- 45 15 Schieber
- 16 Schieberaufnehmer
- 17 Rotorwand
- 18 Lagerdeckel
- 19 Pumpengehäuse
- 50 20 Zwischenring
- 21 Deckel
- 22 Führungsbolzen
- 23 Gleitringdichtung
- 24 Wellendichtung
- 55 25 Spansschraube
- 26 Gleitlager
- 27 Federkeil
- 28 Wellendichtung
- 29 Strahlablenker
- 60 30 Stützbolzen
- 31 Auflagestück
- 32 Halter
- 33 Verstellwelle
- 34 Verstellrad
- 65 35 Rotorrückwand
- 36 Federkeil
- 37 Federkeil
- 38 Spannbüchse

- 39 Spannschraube
- 40 Lagerbüchse
- 41 Mitnehmerschraube
- 42 Kugellager
- 43 Justiering
- 44 Spannring
- 45 Abdeckflansch
- 46 Sicherungsschraube
- 47 Sicherungsschraube

*Verschiedenes*

- a Einlass
- b Auslass
- c Zelle
- 5 d Exzentrizität der Achse
- e Pumpkanal
- f Dichtbereich
- g Auslassraum
- h Rotorkäfig



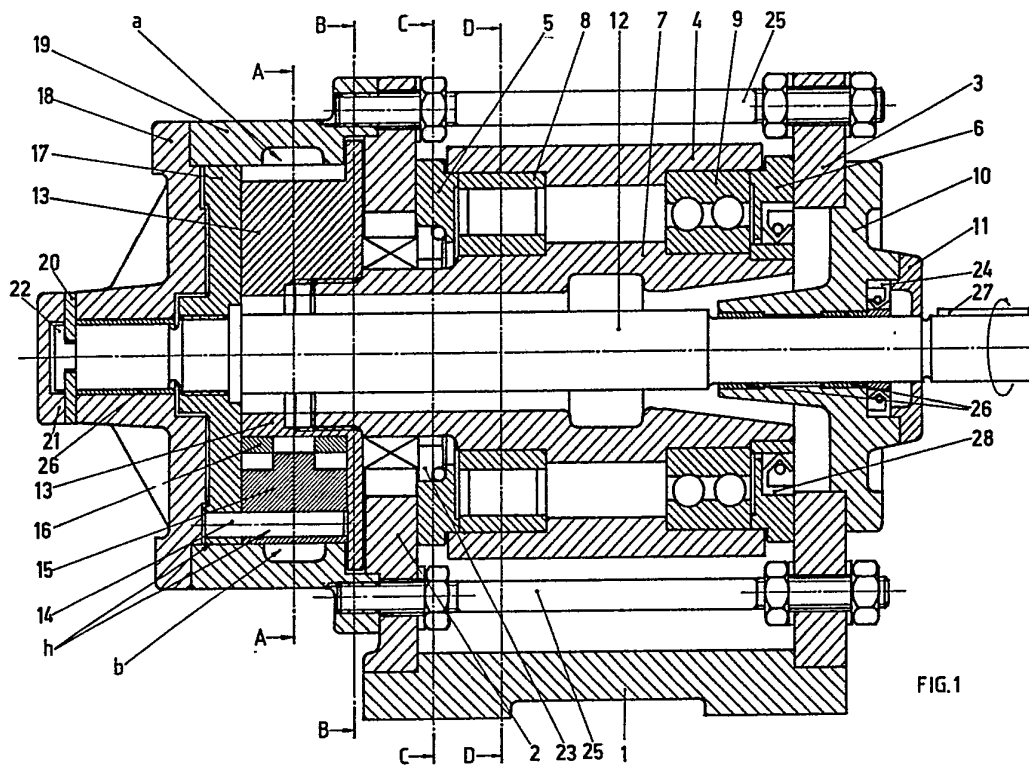


FIG. 1

Schnitt A - A

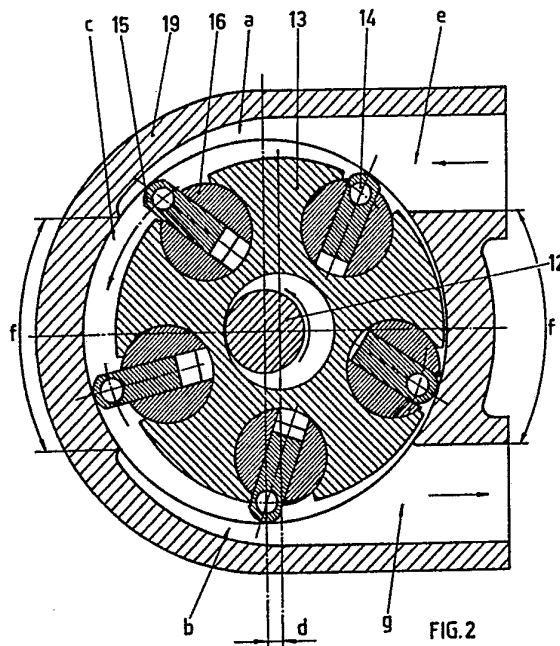
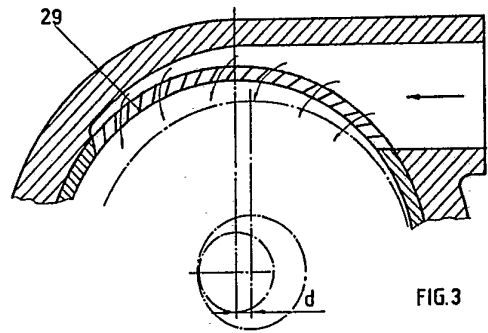
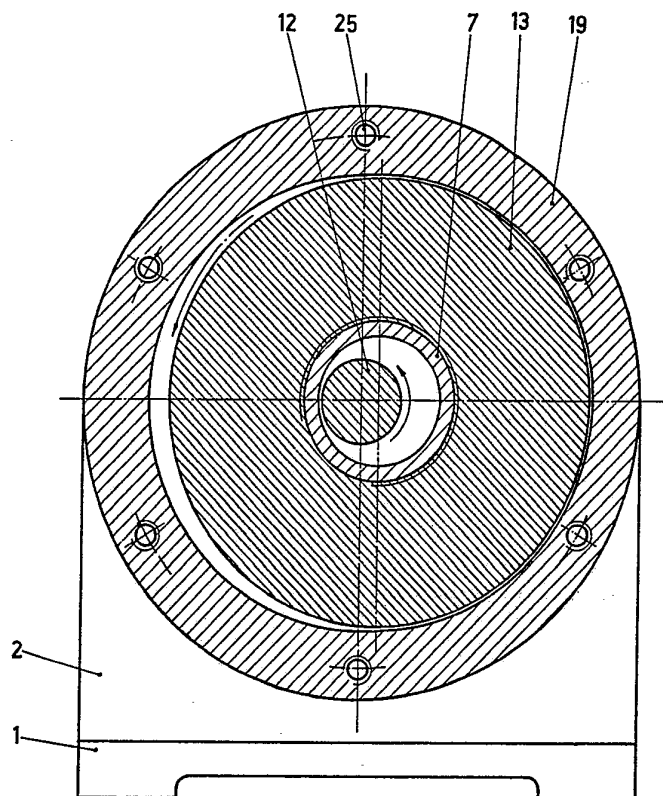


FIG. 2



Schnitt B-B



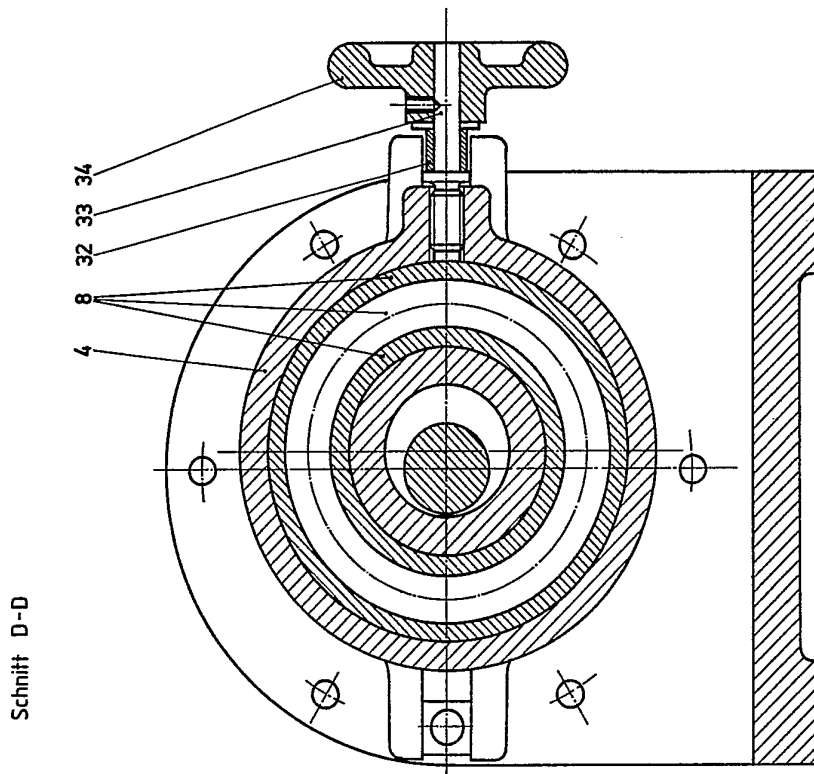


FIG. 6

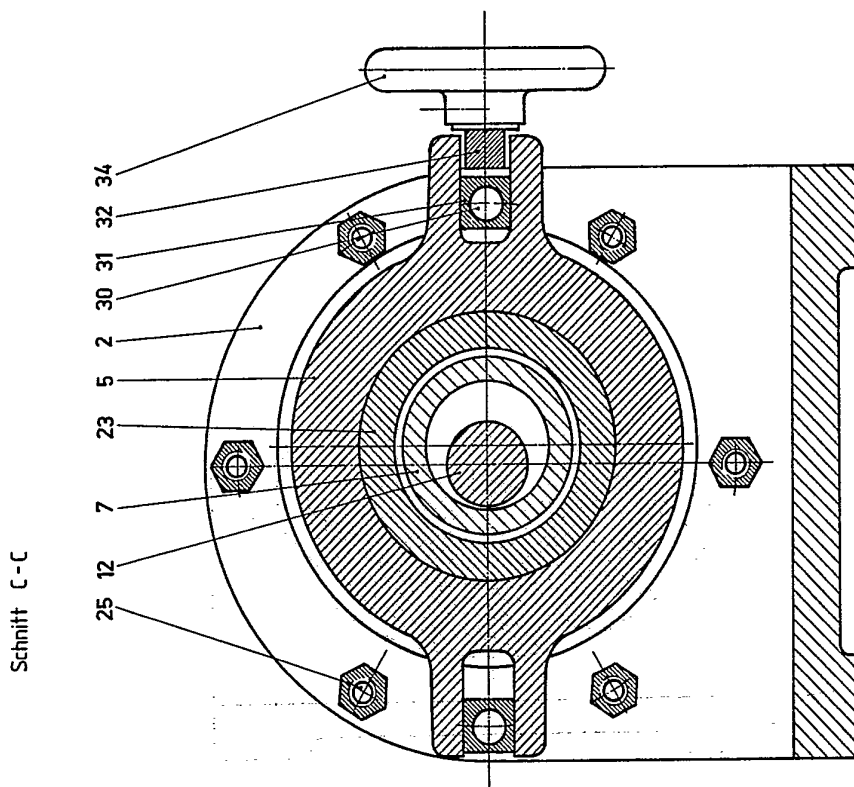


FIG. 5



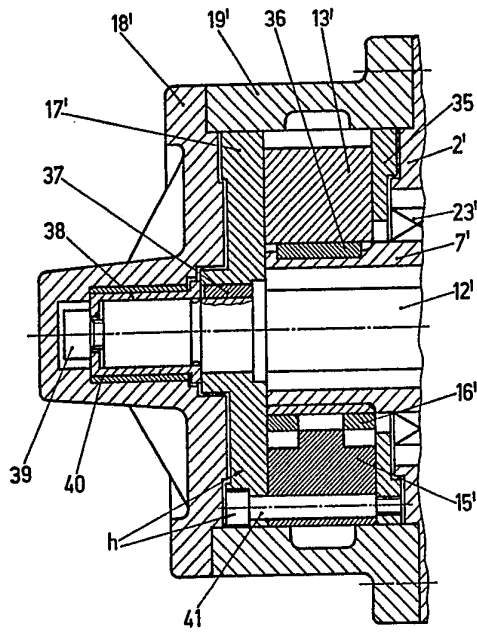


FIG. 7

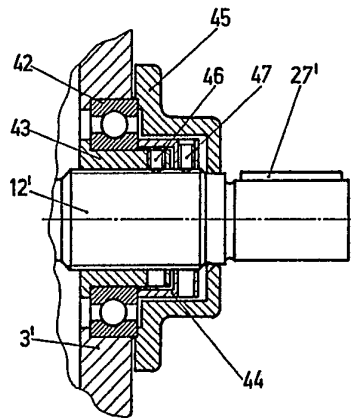


FIG. 8

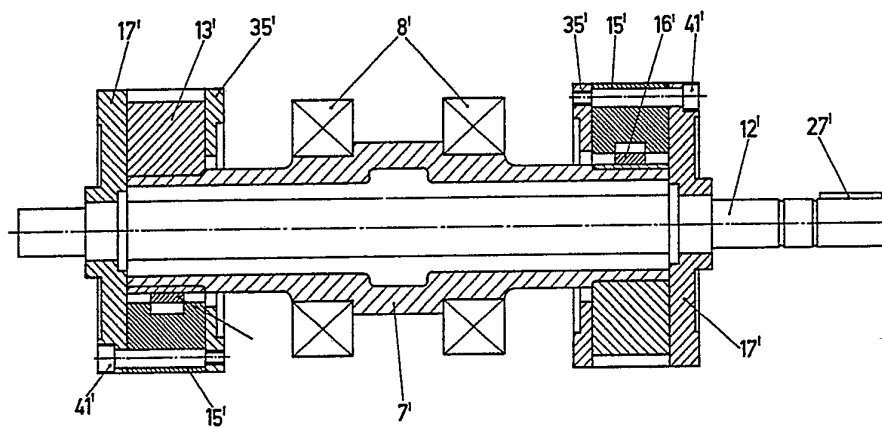


FIG. 9