



Wirtschaftspatent

Erteilt gemäß § 17 Absatz 1. Patentgesetz

ISSN 0433-6461

(11)

214 899

Int.Cl.³

3(51) F 04 C 2/14

AMT FÜR ERFINDUNGS- UND PATENTWESEN

In der vom Anmelder eingereichten Fassung veröffentlicht

(21) WP F 04 C/ 2502 096

(22) 26.04.83

(44) 24.10.84

(71) TH OTTO VON GUERICKE MAGDEBURG, DD;

(72) KÖGLIN, KLAUS, DIPL.-ING., STROEHL, HUBERT, PROF. DR. SC. TECHN., DD;

(54) EINRICHTUNG ZUR STEUERUNG DES FLUIDSTROMES VON NICHTSPIELAUSGEGLICHENEN
ROTATIONSKOLBENMASCHINEN

(57) Die Erfindung betrifft eine Einrichtung zur Steuerung des Fluidstromes von nichtspielausgeglichenen Rotationskolbenmaschinen, beispielsweise Sperrschieberpumpen. Ziel ist eine Einrichtung, die einen geringen Material-, Fertigungs- und Montageaufwand erfordert und verhältnismäßig geringe Energieverluste sowie eine hohe Lebensdauer aufweist. Hierzu soll bei Einsatz weniger einfacher Teile der wirksame Fluidstrom bei konstanter Drehzahl unter Vermeidung von Drosselwirkungen geschaltet werden können. Die Rotationskolbenmaschinen sollen besser als bisher für eine Zusammenschaltung geeignet sein. Erfindungsgemäß ist jeweils in dem Bereich des Druck- und Saugraumes, der die Druck- und Saugseite der Rotationskolbenmaschine auf kürzestem Wege verbindet, innerhalb einer Ausnehmung in den an den Druck- und Saugraum angrenzenden Maschinenteilen ein kolbenartiges Element axial verschiebbar angeordnet. Das kolbenartige Element bildet innerhalb der Ausnehmung einen Druckraum. Der bzw. die Druckräume sind jeweils über Durchbrüche, beispielsweise Bohrungen mit einer in den Fluidbehälter mündenden Entlastungsleitung verbunden und wahlweise mit dem Arbeitsdruck der Rotationskolbenmaschine beaufschlagt bzw. über die Entlastungsleitung entlastet. Fig. 1

Es sind Einrichtungen der vorgenannten Art für Sperrschieberpumpen bekannt, bei denen mit Hilfe einer Steuereinrichtung die Schieberelemente radial nach außen bewegt und damit die beiden Förderstromzustände "maximaler Förderstrom" und "Förderstrom Null" bei konstanter Antriebsdrehzahl erzielt werden (GB-PS 136 9680). Dieses Wirkungsprinzip ist auf die handelsüblichen Sperrschiebermaschinen nicht anwendbar, da neben der Anpressung der Schieberelemente auf den Rotor durch den hydrostatischen Druck zusätzlich Federn zur Anwendung kommen. Diese Federn gewähr-

...
 leisten den Anlauf der Pumpe.

Die Fertigung und Montage der Teile der Steuereinrichtung und Zwischenplatte, insbesondere der zur Abdichtung erforderlichen Paßstücke ist verhältnismäßig aufwendig. Außerdem ist eine Nachrüstung vorhandener Sperrschieberpumpen auf diese Weise mit unvertretbar hohem Aufwand verbunden, den die damit angestrebten Vorteile in keiner Weise rechtfertigen.

Ein weiterer Nachteil besteht darin, daß beim Zuschalten der Pumpe eine große Geräuschentwicklung durch das Aufschlagen der Schieberelemente auf den Rotor entsteht und zu erhöhtem Verschleiß führt. Dies beeinflußt die Lebensdauer der Schieberelemente und Rotoren und führt zu einem erhöhten Reparaturaufwand.

Das Auftreten von Schallgeräuschen widerspricht den Zielen der hydraulikgeräteherstellenden Industrie, insbesondere bei der Herstellung der geräuscharmen Sperrschiebermaschinen. Der in der GB-PS 136 9680 angestrebte "Freilauf" ist zu vermeiden, um eine ausreichende Schmierung der sich relativbewegenden Teile zu gewährleisten.

Die Gefahr des Aufschlagens der Schieberelemente auf den Rotor ist auch bei den Einrichtungen gegeben, die den Förderstrom der Pumpe bis zu einem maximalen Druck gewährleisten und bei weiterer Druckerhöhung ein Abheben der Schieberelemente vom Rotor ermöglichen (DE-OS 28 555 67). Hierbei strömt ein Teilstrom über den freigewordenen Spalt zurück.

Neben der zu erwartenden Geräuschentwicklung wirkt sich hier die Drosselung des Teilstromes negativ aus. Ein Teil der nutzbaren Energie geht durch Umwandlung in Wärmeenergie verloren. Die beiden vorgenannten Einrichtungen haben sich offensichtlich auf Grund der genannten Mängel bisher in der Praxis nicht durchgesetzt.

Weiterhin ist bereits eine Einrichtung für Zahnradpumpen bekannt, mit der durch Verstellen eines Regelkolbens eine Veränderung des Spaltes zwischen den Stirnseiten der rotierenden Zahnräder und dem in Höhe des Eingriffs der Zahnräder verschiebbar angeordneten Regelkolben bewirkt wird (DE-OS 2 506 744).

Mit der Verstellung des Regelkolbens wird bewußt eine mehr oder weniger große Undichtheit zwischen der Druck- und Saugseite der Zahnradpumpe und damit eine Veränderung des effektiven Förderstromes erreicht. Diese Einrichtung ist auf Grund der geringen zu regelnden Spaltweiten und der konstruktiven Gestaltung der Hubbegrenzung des Regelkolbens beim Spalt Null verhältnismäßig aufwendig. Weiterhin besteht auch hier der Nachteil, daß durch die Drosselung des Teilstromes, der von der Druckseite zur Saugseite fließt, ein Teil der nutzbaren Energie durch Umwandlung in Wärmeenergie verloren geht. Außerdem führt die Wärme zu erhöhtem Verschleiß oder sogar zur Zerstörung der Zahnradpumpe.

Zur Realisierung einer stufenlosen Änderung der Drehzahl von Hydromotoren hat man bereits Konstantförderpumpen in Verbindung mit Stromregelventilen eingesetzt, über die der Förderstrom und damit die Geschwindigkeit bzw. Drehzahl der Hydromotoren variiert werden kann. Zur Erzielung der Stromkonstanz wird durch das Stromregelventil nur der eingestellte Teil des Förderstromes zum Hydromotor geführt, während der überschüssige Strom über ein Druckbegrenzungsventil zum Behälter zurückgeführt wird. Auf Grund der hierbei entstehenden Energieverluste ist diese Lösung nur für kleine und mittlere Leistungen vertretbar.

Um die Energieverluste, insbesondere bei hohen Leistungen zu senken, hat man bereits mehrere Konstantförderpumpen parallel angeordnet, die über eine Schalteinrichtung entsprechend des Förderstrombedarfes zu- und abgeschaltet werden (Maschinenbautechnik 24 (1975) 8 S. 339). Für diese Schalteinrichtung werden häufig fremdgesteuerte Druckbegrenzungsventile, auch Abschaltventile genannt, eingesetzt.

Durch den Summenstrom der wahlweise einzuschaltenden Konstantförderpumpen wird eine stufenförmige Anpassung an den Förderstrombedarf erreicht. Für jede Stromstufe ist eine Konstantförderpumpe mit jeweils einem Druckbegrenzungsventil erforderlich. Der Aufwand ist daher relativ groß. Außerdem treten Energieverluste entsprechend der Schaltcharakteristik der Druckbegrenzungsventile auf.

Ziel der Erfindung

Ziel der Erfindung ist eine Einrichtung zur Steuerung des Fluidstromes von nichtspielausgeglichene Rotationskolbenmaschinen, insbesondere Sperrschieberpumpen, die gegenüber den bekannten Einrichtungen einen geringen Material-, Fertigungs- und Montageaufwand erfordert und verhältnismäßig geringe Energieverluste sowie eine hohe Lebensdauer aufweist.

Darlegung des Wesens der Erfindung

Der Erfindung liegt die Aufgabe zugrunde, eine Einrichtung zur Steuerung des Fluidstroms zu entwickeln, die es bei Einsatz weniger einfacher Teile gestattet, den wirksamen Fluidstrom bei konstanter Drehzahl der Rotationskolbenmaschine wahlweise auf die Werte "Pumpennennförderstrom" oder "Förderstrom Null" zu schalten. Drosselwirkungen, die zu hoher Wärmeentwicklung führen, sind auszuschließen. Die Einrichtung soll ohne Nachteil sowohl an nichtspielausgegleichen Rotationskolbenmaschinen mit kleiner als auch mit großer Leistung anwendbar sein, und sich mit wesentlich einfacheren Mitteln als den bekannten Lösungen für die Zusammenschaltung mehrerer nichtspielausgegleicher Rotationskolbenmaschinen mit gleichen oder unterschiedlichen Fluidströmen eignen. Ferner soll eine Nachrüstung von derartigen Maschinen auf einfache Weise möglich sein.

...

5

Erfindungsgemäß wird die Aufgabe dadurch gelöst, daß jeweils in dem Bereich des Druck- und Saugraumes, der die Druck- und Saugseite der Rotationskolbenmaschine auf kürzestem Wege verbindet, innerhalb einer Ausnehmung in den an den Druck- und Saugraum angrenzenden Maschinenteilen ein kolbenartiges Element axial verschiebbar angeordnet ist. Eine Stirnseite des kolbenartigen Elementes bildet jeweils mit der Innenwandung der Ausnehmung einen Druckraum. Mit seiner gegenüberliegenden Stirnseite kommt es an benachbarten Gehäuseteilen zur Anlage. Der bzw. die Druckräume sind jeweils über Durchbrüche, beispielsweise Bohrungen mit einer in den Fluidbehälter mündenden Entlastungsleitung verbunden und wahlweise mit dem Arbeitsdruck der Rotationskolbenmaschine beaufschlagt bzw. über die Entlastungsleitung entlastet. Während der Druckbeaufschlagung liegen das bzw. die kolbenartigen Elemente an den benachbarten Gehäuseteilen an, hingegen kommen sie im entlasteten Zustand auf Teilflächen ihrer den Druckraum bildenden Stirnseite zur Anlage. Dabei bilden sie zwischen Saugseite und Druckseite der Rotationskolbenmaschine Spalte, die so bemessen sind, daß bei Abschaltung des wirksamen Fluidstromes in der Rotationskolbenmaschine ein für ihre Schmierung und ihre Zuschaltung ausreichender Restdruck verbleibt und die Lage des bzw. der kolbenartigen Elemente bei der Abschaltung des wirksamen Fluidstromes den über die benachbarten Spalte fließenden Teilströmen selbsttätig angepaßt wird.

Bei Sperrschieberpumpen mit zwei Rotoren können die Ausnehmungen innerhalb der Zwischenplatte der Sperrschiebermaschine jeweils im Bereich der Schieberelemente angeordnet sein. Dabei sind die kolbenartigen Elemente jeweils paarweise axial verschiebbar in der Ausnehmung angeordnet und bilden jeweils mit ihren einander zugewandten Stirnseiten und der Innenwandung einen gemeinsamen Druckraum. Mit ihrer anderen Stirnseite kommen sie an dem jeweils der Zwischenplatte benachbarten Gehäuseteil der Sperrschiebermaschine zur Anlage.

Die kolbenartigen Elemente können innerhalb der Ausnehmung in einer Buchse geführt werden.

Die axiale Verschiebung der kolbenartigen Elemente kann durch einen in der Zwischenplatte bzw. in der Buchse befestigten Anschlag, beispielsweise durch einen Ring oder Stift begrenzt sein. Diese Begrenzung der axialen Verschiebung kann entfallen, wenn sich die Kolbenbewegung in Phase mit der Veränderung des geförderten Stromes einer Kammer befindet.

Entsprechend ihren Passungsspiel und ihrer Führungslänge wird durch die nichtsymmetrische Druckbelastung der den Schieberelementen zugewandten Flächen der kolbenartigen Elemente bei Schaltung "Pumpennennförderstrom" eine Schiefstellung der kolbenartigen Elemente in ihrer Führung verursacht, die zu einer Verschlechterung des volumetrischen Wirkungsgrades der Rotationskolbenmaschine führen kann.

Dann werden je zwei kolbenartige Elemente zur Vergrößerung ihrer Führungslänge und damit zur Vermeidung bzw. Verminderung der Schiefstellung ineinander verschiebbar gestaltet.

Zur Verminderung des Durchflußwiderstandes der im Bereich der kolbenartigen Elemente ~~bewußt erzeugten Undichtigkeit~~ sind zusätzlich An- und Ablaufnuten in der Zwischenplatte angeordnet. Dadurch kann der Restdruck gering gehalten werden.

Der bzw. die Druckräume sind über eine Verbindungsleitung mit der Druckleitung der Rotationskolbenmaschine und wahlweise über ein in der Entlastungsleitung angeordnetes Ventil mit dem Fluidbehälter zu verbinden. In der die Druckleitung der Rotationskolbenmaschine mit den vorgenannten Druckräumen verbindenden Leitung ist eine Konstant- oder justierbare Drossel angeordnet. Durch Beaufschlagung der kolbenartigen Elemente mit dem Druck der Druckleitung erfolgt deren axiale Verschiebung, durch die der Spalt an den Dichtflächen im Bereich der Ausnehmung beseitigt wird. Die

Anordnung der kolbenartigen Elemente hat so zu erfolgen, daß die Hubbegrenzung der kolbenartigen Elemente durch Anlage an den benachbarten Maschinenteilen gewährleistet ist.

Bei Verbindung des Druckraumes mit der zum Fluidbehälter führenden Entlastungsleitung werden die beaufschlagbaren Flächen vom Arbeitsdruck entlastet. Dadurch werden die kolbenartigen Elemente durch den in der Rotationskolbenmaschine noch vorhandenen Restdruck des Fluids um ein vorbestimmtes Maß verschoben.

Dabei gelangen die kolbenartigen Elemente in diesem Betriebszustand auf Teilflächen zur Anlage. Durch die Verschiebung der kolbenartigen Elemente bis zur Anlage auf das vorbestimmte Maß entsteht stirnseitig im Bereich der Ausnehmung ein Spalt. Durch diesen Spalt erfolgt der Rückfluß des weiterhin geförderten Fluids von der Druckseite zur Saugseite. Ein geringer Teil des Fluids wird von der Druckleitung der Rotationskolbenmaschine über die Verbindungsleitung, in der die Konstant- bzw. justierbare Drossel angeordnet ist, in den Fluidbehälter geleitet, und über den Sauganschluß der Rotationskolbenmaschine wird aus dem Fluidbehälter eine gleichgroße Fluidmenge wieder angesaugt. Der Austausch einer kleinen Fluidmenge bei Schaltung "Fluidstrom Null" macht sich dadurch erforderlich, daß das in den kleinen Verdrängerkammern befindliche Fluid bei einer Umdrehung der Antriebswelle zweimal bei der vorhandenen geringen Druckdifferenz von der Druckseite zur Saugseite verdrängt wird und trotz der geringen Druckdifferenz zu einer raschen und starken Erwärmung der in den Verdrängerkammern befindlichen geringen Fluidmenge führen kann.

Durch den Fluidaustausch bei Schaltung "Fluidstrom Null" wird der Restdruck in der Druckleitung der Rotationskolbenmaschine dadurch vermindert, daß die über die stirnseitigen Spalte im Bereich der Ausnehmung von der Druckseite zur Saugseite durchfließenden Fluidströme in ihrer

Summe um den ausgetauschten Fluidstrom vermindert werden und somit der Betrag des über einen Spalt von der Druckseite zur Saugseite verdrängten Fluidstroms vermindert wird. Der geringere über den Spalt fließende Fluidstrom hat einen geringeren Staudruck vor dem freigewordenen Spalt zur Folge, der dem Restdruck in der Druckleitung der Rotationskolbenmaschine entspricht.

Durch die Verminderung des Restdrucks wird dem in der Rotationskolbenmaschine umgewälzten Fluidstrom geringere Wärmeenergie zugeführt, die durch die Umwandlung der hydraulischen Energie im Bereich der Spalte entsteht. Außerdem weist der über die Saugleitung aus dem Fluidbehälter angesaugte Fluidstrom, der dem ausgetauschten Fluidstrom entspricht, eine geringere Fluidtemperatur auf. Die Vermischung des aus dem Fluidbehälter angesaugten Fluidstromes mit dem in der Rotationskolbenmaschine umgewälzten Fluidstrom führt zu einer weiteren Senkung der Fluidtemperatur des in der Rotationskolbenmaschine umgewälzten Fluidstromes und vermeidet bei extremen Betriebsbedingungen eine thermische Überlastung der Rotationskolbenmaschine.

Jeweils ein kolbenartiges Element übernimmt die Steuerung eines Druck- bzw. Saugraumes, ein kolbenartiges Elementenpaar die Steuerung zweier benachbarter Druck- bzw. Saugräume einer Sperrschieberpumpe mit zwei zueinander versetzt angeordneten Rotoren, deren Fluidströme um 90° phasenverschoben, angenähert sinusförmigen Verlauf aufweisen und in ihrer Summe einen nahezu konstanten Fluidstrom ergeben.

Durch die Größe des Durchflußwiderstandes des Spaltes, des geringen Fluidstromes zum Fluidbehälter und in geringem Maße die Viskosität der durchströmenden Flüssigkeit wird der Restdruck, gegen den bei Abschaltung des wirksamen Fluidstroms gefördert werden muß, festgelegt. Die Hubgröße der kolbenartigen Elemente wird so gewählt, daß der Restdruck unter Berücksichtigung eines geringen auszu-

tauschenden Fluidstromes so niedrig wie möglich ist, aber gerade noch die notwendige Schmierung gewährleistet und beim Umschalten auf vollen Fluidstrom die axiale Verschiebung der kolbenartigen Elemente bis zum Spalt Null sicherstellt.

Vorteilhaft ist, daß bei Schaltung "Fluidstrom Null" auch bei Änderung der Viskosität der durchströmenden Flüssigkeit der Restdruck nahezu konstant bleibt. Dies wird dadurch erreicht, daß die Schieberelemente eine nur geringe Dicke aufweisen und sich damit ähnliche Bedingungen wie bei blendenförmigen Widerständen einstellen, die annähernd viskositätsunabhängig sind.

Des weiteren weist die Konstant- oder justierbare Drossel ebenfalls viskositätsunabhängiges Funktionsverhalten auf. Der Druck ist gegenüber dem Restdruck bei niedriger Viskosität geringfügig erhöht. Die justierbare Drossel dient zur Dosierung des über den Fluidbehälter ausgetauschten Fluidstromes. Bei der Konstantdrossel ist dieser Fluidstrom in seiner Größe nicht veränderlich. Die Steuerung der beiden Schaltzustände kann mit Hilfe eines Ventils kleiner Nennweite ausgeführt werden, da nur das verdrängte Flüssigkeitsvolumen durch den Schalhub der kolbenartigen Elemente, ein kleiner auszutauschender Fluidstrom sowie entstehendes Lecköl über das Ventil zum Fluidbehälter abgesteuert werden muß. Die maximal zulässige Größe des auszutauschenden Fluidstroms ist vorauszubestimmen und wird durch die Lage und konstruktive Gestaltung der kolbenartigen Elemente in der Zwischenplatte sowie durch die Durchflußcharakteristik des Ventils bestimmt. Vorteilhaft erweist sich der Einsatz von Ventilen mit geringem Durchflußwiderstand.

Die vorgeschlagene Einrichtung kann überall dort Verwendung finden, wo ein Zu- und Abschalten eines Fluidstromes notwendig ist. Besonders vorteilhaft werden mehrere Konstantförderpumpen gegebenenfalls mit unterschiedlichen Förderströmen mit der erfindungsgemäßen Einrichtung versehen und

zur gestuften Stromversorgung der mit Stromventil geregelten Kreisläufe zur stufenlosen Veränderung der Geschwindigkeiten bzw. der Drehzahlen von Hydromotoren eingesetzt. Dadurch können mit geringem Aufwand wesentliche Energieeinsparungen gegenüber dem Einsatz einer einzigen großen Konstantförderpumpe erzielt werden. Ebenso vorteilhaft können mehrere Konstantförderpumpen mit unterschiedlichen Förderströmen mit der erfindungsgemäßen Einrichtung anstelle einer regelbaren Pumpe in Kreisläufen mit Druckflüssigkeitsspeichern eingesetzt werden, wobei die Konstantförderpumpe in Abhängigkeit vom Ladezustand des Druckflüssigkeitsspeichers in Stufen zu- und abgeschaltet werden. Hierbei ist gegenüber den Kreisläufen mit vergleichbaren regelbaren Pumpen eine Einsparung an Anlagenkosten feststellbar. Zusätzliche Einsparungen an Energiekosten sind beim Vergleich der Kreisläufe mit zu- und abschaltbaren Konstantförderpumpen und regelbaren Pumpen dann feststellbar, wenn der Pumpenstrom zwischen dem maximalen Strom und dem Strom Null variiert wird und der Förderstromzustand Null längere Zeit beibehalten werden soll. In diesem Betriebszustand weisen die regelbaren Pumpen gegenüber mehreren parallel geschalteten Konstantförderpumpen einen wesentlichen größeren Leistungsbedarf auf.

Besonders günstig wird die Förderstromstufung bei Sperrschieberpumpen mit zwei Rotoren dann, wenn die Druckkanäle je zwei axial benachbarter Verdrängerräume zu einer Druckleitung zusammengeführt werden und die Steuerung für jede dieser Druckleitungen gesondert ausgeführt wird. Dann lassen sich mit einer Sperrschieber- bzw. Sperrflügelpumpe die drei Förderstromzustände "Pumpennennförderstrom", "Halber Pumpennennförderstrom" und "Förderstrom Null" schalten.

Bei Anwendung des Steuerungsprinzips auf Hydromotoren läßt sich durch die Erfindung die Drehmomentabgabe des Hydromotors in der Weise beeinflussen, daß entweder der

Hydromotor das entsprechende volle Lastmoment abgibt oder ein Moment erzeugt, das näherungsweise Null ist und sich in Abhängigkeit der Restdruckdifferenz etwa in der Größenordnung des Leerlaufmomentes bewegt.

Bei der Ausführung mit getrennt gesteuerten Druckkanälen erhöht sich die Zahl der Momente ebenfalls auf drei. Die vom Motor abgegebenen Momente sind das volle Lastmoment, das halbe Lastmoment oder ein Moment, das näherungsweise Null ist.

Die Zahl der zu steuernden Fluidströme an einer Pumpe bzw. die Zahl der zu steuernden Momente an einem Hydromotor läßt sich dadurch erhöhen, indem die Zahl der am Umfang der Rotationskolbenmaschine angeordneten Schieberelemente-paare und in gleichem Maße die Zahl der auf dem Rotor befindlichen Rotorkurven erhöht wird und je zwei axial benachbarte Verdrängerräume gesteuert werden. Bei einer 3-Nocken-Rotorkurve beispielsweise beträgt die Zahl der schaltbaren Ströme vier. Diese Ströme haben die Größe "Pumpennennförderstrom", "2/3 Pumpennennförderstrom", "1/3 Pumpennennförderstrom" und Förderstrom Null.

Die Erfindung kann weiterhin auch zur Speisung von Hydroakkumulatoren und bei anderen einfachen Anwendungsfällen breite Anwendung finden. Hier ist gegenüber herkömmlichen, insbesondere größeren Konstantförderpumpen eine Einsparung an Gewicht und Anlagenkosten feststellbar.

Der besondere Vorteil der Erfindung ergibt sich aus der direkten Anwendbarkeit des erläuterten Prinzips auf Standardmaschinen ohne Spielausgleich zwischen den relativ bewegten Teilen mit nur wenig Änderungen bei Erhaltung des Kraftschlusses zwischen den Schieberelementen und Rotoren.

Das Prinzip basiert darauf, eine bewußte Undichtheit zwischen der Druckseite und Saugseite der Rotationskolbenmaschine zu erzeugen, die in ihrer Größe den jeweils vorliegenden Bedingungen zur Abschaltung des Fluidstroms,

zur Schmierung und zur Wiedereinschaltung des wirksamen "vollen Fluidstroms" angepaßt ist.

Ausführungsbeispiel

Die Erfindung soll nachstehend am Beispiel einer Sperrschieberpumpe näher erläutert werden.

In den dazugehörigen Zeichnungen zeigen:

Fig. 1: Eine Sperrschiebermaschine mit zwei Rotoren im Schnitt, in die die erfindungsgemäße Einrichtung nachträglich eingebaut wurde,

Fig. 2: den Schnitt A-A nach Fig. 1,

Fig. 3: die Zwischenplatte einer Sperrschiebermaschine bei Anwendung der erfindungsgemäßen Einrichtung,

Fig. 4: die schematische Darstellung der Steuereinrichtung bei Anwendung der erfindungsgemäßen Einrichtung für eine Sperrschieberpumpe,

Fig. 5: die schematische Darstellung der Steuereinrichtung bei Anwendung der erfindungsgemäßen Einrichtung für einen Sperrschiebermotor.

Eine Sperrschiebermaschine gem. Fig. 1 besteht im wesentlichen aus zwei Gehäuseteilen 1; 2, einer die Gehäuseteile (1; 2) trennenden Zwischenplatte 3, die Gehäuseteile (1; 2) nach außen abdichtenden Platten 4; 5 und zwei Seitengehäuseteilen 6; 7. Die Gehäuseteile 1; 2 besitzen Bohrungen, in denen zwei Rotoren 8; 9 umlaufen. Die Rotoren 8; 9 besitzen gleiche Abmessungen und sind 90° zueinander versetzt auf einer zentralen Welle 10 drehfest angeordnet. Die zentrale Welle 10 wird in den Seitengehäuseteilen 6; 7 gelagert. Die Rotoren 8; 9 weisen eine zweifache symmetrische nockenförmige Kontur auf.

Die Gehäuseteile 1; 2 weisen je zwei radial gegenüberliegende Führungsnuten 11; 11'; 12; 12'; auf, die Schiebererelemente 13; 13'; 14 und 14' aufnehmen, wobei die Führungsnut 12' sowie das Schiebererelement 14' nicht dargestellt sind. Zwei der vier radial angeordneten Führungsnuten 11; 11' sind in Fig. 2 dargestellt. Die Führungs-

nuten 11; 11'; 12; 12'; sind jeweils zwischen Durchbrüchen 15 und 16 bzw. 15' und 16' angeordnet, wobei die durch die beiden Gehäuseteile 1; 2; die Zwischenplatte 3, die Platte 5 und das Seitengehäuseteil 7 hindurchgehenden Durchbrüche 15; 15' im Seitengehäuseteil 7 zu einem Einlaßanschluß und die Durchbrüche 16; 16' im Seitengehäuseteil 7 zu einem Auslaßanschluß zusammengeführt werden. Bei einer Pumpe ist der Einlaßanschluß der Sauganschluß und der Auslaßanschluß der Druckanschluß. Bei der Motorausführung entspricht der Einlaßanschluß dem druckbeaufschlagten Zulaufanschluß und der Auslaßanschluß dem drucklosen Ablaufanschluß.

Die Zentrierung der Pumpenteile zueinander übernehmen zwei Paßstifte 17; 17'. Die Gehäuseteile 1; 2, die Zwischenplatte 3, die abdichtenden Platten 4; 5 sowie das Seitengehäuseteil 6 werden mit Hilfe von Schrauben 18 am abschließenden Seitengehäuseteil 7 befestigt.

Die in den Führungsnuten 11; 11'; 12; 12' radial verschiebbar angeordneten Schieberelemente 13; 13', 14 und 14' werden durch Federn 19; 19' mit Hilfe von Vorspanneinrichtungen 20 vorgespannt, wodurch der Pumpenanlauf gewährleistet ist. Die Schieberelemente 13; 13'; 14; 14' weisen darüber hinaus Nuten 21; 21', 22 und 22' auf, die die Verbindung der radial nach außen gerichteten Schieberflächen mit dem druckbeaufschlagten Anschluß herstellen und eine zusätzliche Druckkraft zur Anpressung der Schieberelemente 13; 13'; 14; 14' auf die Rotorkonturen sicherstellen, wobei die Nut 22' nicht dargestellt ist. Dadurch werden die mit den Durchbrüchen 15 und 16 bzw. 15' und 16' in Verbindung stehenden Verdrängerkammern der Rotationskolbenmaschine gegeneinander abgedichtet.

Jedes Schieberelement 13; 13'; und 14' bewegt sich durch die kraftschlüssige Verbindung mit den Rotoren 8; 9 bei sich drehender Welle 10 abwechselnd einwärts und auswärts. Diese Bewegung wird zweimal für jede Umdrehung der zentralen Welle 10 in den Führungsnuten 11; 11'; 12; 12' der

Schieberelemente 13; 13', 14; 14' ausgeführt. Bei Schaltung "Pumpennennförderstrom" einer Pumpe bzw. "volles Lastmoment" eines Motors gelangt ein Fluidstrom vom Einlaßanschluß über die Durchbrüche 15; 15' in die Verdrängerkammern, die durch die Konturen der Rotoren 8; 9, die Gehäusebohrungen der Gehäuseteile 1; 2, die Zwischenplatte 3 und die Platten 4; 5 gebildet werden.

Die Füllung der Verdrängerkammern erfolgt während der Drehbewegung der Rotore 8; 9. Nach Füllung der Verdrängerkammern wird durch die angegebene Drehbewegung der Rotore 8; 9 die Verbindung der Verdrängerkammern mit den Durchbrüchen 16; 16' hergestellt, in die das Fluid bei fortschreitender Drehbewegung der Rotore 8; 9 durch die kraftschlüssige Wirkung der Schieberelemente 13; 13'; 14; 14' verdrängt wird.

Gemäß Fig. 1 und 3 weist die Zwischenplatte 3 im Bereich der Schieberelemente 13; 13'; 14; 14' zwei Bohrungen 23; 23' auf, in denen sich die Buchsen 24; 24' befinden. In den Buchsen 24; 24' sind axial verschiebbar die kolbenartigen Elemente 25; 25'; 26; 26' angeordnet, wobei die kolbenartigen Elemente 25', 26' nicht dargestellt sind. Die kolbenartigen Elemente 25; 26 und 25'; 26' bilden mit den ihnen zugewandten beaufschlagbaren Flächen Druckräume 27; 27', von denen der Druckraum 27' nicht dargestellt ist. Diese sind über Bohrungskanäle 28; 28' in der Zwischenplatte 3 mit Anschlüssen 29; 29' in Verbindung.

Die in Figur 1 dargestellte Lage der kolbenartigen Elemente 25; 26 entspricht der Schaltung "Pumpenförderstrom". Der Spalt zwischen den Schieberelementen 13; 14 und den kolbenartigen Elementen 25; 26 ist Null.

In Figur 4 wird eine Steuereinrichtung 30 für eine Pumpe gezeigt. Eine Verbindungsleitung 31 führt von der Druckleitung der Pumpe an die Steuereinrichtung 30. Eine Verbindungsleitung 32, die über die Anschlüsse 29; 29' und

die Bohrungskanäle 28; 28' Verbindung zu den Druckräumen 27; 27' herstellt, mündet in der Verbindungsleitung 31. In der Verbindungsleitung 31 ist zwischen dem Anschluß an die Druckleitung der Pumpe und der Verbindungsstelle der beiden Verbindungsleitungen 31; 32 eine justierbare Drossel 33 angeordnet. Die Steuereinrichtung 30 besitzt eine Entlastungsleitung 34, die zum Fluidbehälter 35 führt. Gemäß Fig. 4 ist die Steuereinrichtung 30 mit einem Wegeventil 36 versehen, das entgegen einer Ventillfeder 37 über eine nicht näher beschriebene beispielsweise mechanisch, hydraulisch oder elektromagnetisch zu betätigende Stelleinrichtung 38 aus der dargestellten Schaltstellung a in die Schaltstellung b gebracht werden kann.

In Schaltstellung a des Wegeventils 36 sind die Druckräume 27; 27' über die Verbindungsleitung 32 und die Verbindungsleitung 31 mit der Druckleitung der Pumpe verbunden. In Stellung b sind die Druckräume 27; 27' über die Verbindungsleitung 32 und die Druckleitung der Pumpe über die Verbindungsleitung 31 mit der Entlastungsleitung 34, die zum Fluidbehälter 35 führt, verbunden.

Fig. 5 zeigt eine Steuereinrichtung 39 für einen Motor. Die beim Durchströmen der Spalte bei Schaltung "Leerlaufmoment" entstehende Wärme wird mit dem zum Fluidbehälter 35 zurückströmenden Fluidstrom transportiert. Somit ist eine gesonderte Abführung eines kleinen Fluidstromes wie bei der Pumpenschaltung nicht erforderlich.

Gem. Fig. 5 führt eine Verbindungsleitung 40 zur Steuereinrichtung 39. Die Verbindungsleitung 40 steht mit der druckbeaufschlagten Zulaufleitung des Motors in Verbindung.

Die Steuereinrichtung 39 besitzt außerdem eine Entlastungsleitung 34, die zum Fluidbehälter 35 führt und eine Verbindungsleitung 32, die über die Anschlüsse 29; 29'

und die Bohrungskanäle 28; 28' in der Zwischenplatte 3 mit den Druckräumen 27; 27' in Verbindung steht. Gem. Fig. 5 ist die Steuereinrichtung 39 mit einem Wegeventil 41 versehen, dessen Schaltstellungen a und b wie im vorherbeschriebenen Beispiel mit Hilfe der Stelleinrichtung 38 und der Ventulfeder 37 realisiert werden können. In Schaltstellung a des Wegeventils 41 ist die mit der druckbeaufschlagten Zulaufleitung des Motors in Verbindung stehende Verbindungsleitung 40 mit der Verbindungsleitung 32 und damit mit den Druckräumen 27; 27' verbunden. In Schaltstellung b des Wegeventils 41 wird die Verbindung der Druckräume 27; 27' über die Verbindungsleitung 32 zur Entlastungsleitung 34 hergestellt, die zum Fluidbehälter 35 führt.

Nachfolgend soll die Wirkungsweise der Erfindung beschrieben werden:

Beim Antrieb der zentralen Welle 10 mit der in Fig. 2 durch Pfeil angegebenen Drehrichtung erfolgt in vorherbeschriebener Weise die Förderung des Fluids vom Sauganschluß zum Druckanschluß. Gleichzeitig besteht bei dem Ausführungsbeispiel gem. Fig. 4 bei Schaltstellung a des Wegeventils 36 die Verbindung der Druckräume 27; 27' mit der in Verbindung mit dem Druckanschluß stehenden Verbindungsleitung 31, die im Wegeventil 36 abgesperrt ist. Der Arbeitsdruck im Druckanschluß wirkt auf die die Druckräume 27; 27' begrenzenden beaufschlagbaren Flächen der kolbenartigen Elemente 25; 25'; 26; 26' als Axialkraft. Durch die Verschiebung der kolbenartigen Elemente 25; 25' 26; 26' in Richtung der Schieber-elemente 13; 13' 14; 14' wird der stirnseitige Spalt im Bereich der Schieber-elemente zu Null und die Pumpe fördert den vollen wirksamen Fluidstrom.

Die axiale Verschiebung der kolbenartigen Elemente 25; 25' 26; 26' zur Erreichung des Schaltzustandes "Pumpennennförderstrom" wird durch die Anlage der kolbenartigen Elemente 25; 25' am Gehäuseteil 2 und durch Anlage der kolbenartigen

Elemente 26; 26' am Gehäuseteil 1 begrenzt. Die Pumpe ist dann zugeschaltet.

Zum Abschalten des wirksamen Fluidstromes wird das Wegeventil 36 durch die Stelleinrichtung 38 in die Schaltstellung b verstellt. Hierdurch werden die Druckräume 27; 27' über die Bohrungskanäle 28; 28' und über die Verbindungsleitung 32 sowie die Verbindungsleitung 31 mit der Entlastungsleitung 34 verbunden. Der zunächst noch vorhandene Arbeitsdruck im Druckraum der Pumpe verschiebt die kolbenartigen Elemente 25, 26 und 25', 26' gegeneinander bis sie auf Teilflächen zur Anlage gelangen. Hierdurch werden stirnseitig zu den Schieberelementen 13; 13', 14; 14' Spalte freigegeben, die die Druckräume 27; 27' mit den Saugräumen verbinden. Über die entstandenen Spalte strömt das Pumpenfluid von der Druckseite zur Saugseite. Infolge der geringen Spaltwiderstände sinkt der Arbeitsdruck in den Druckräumen der Pumpe bis auf einen geringen Restdruck.

Damit ist ein effektiver Fluidstrom der Sperrschieberpumpe bei Belastung nicht mehr möglich. Die Pumpe ist dann abgeschaltet. Ist keine Belastung vorhanden, fördert die Pumpe zwar, ihr Fluidstrom sinkt jedoch bereits bei geringer Belastung auf Null. Gleichzeitig besteht ein Rückfluß eines geringen, an der justierbaren Drossel 33 einstellbaren Fluidstromes aus dem Druckanschluß der Pumpe über Verbindungsleitung 31 und Entlastungsleitung 34 zum Fluidbehälter 35. Der ständige Austausch eines geringen Teiles des in der Sperrschieberpumpe umgewälzten Fluids mit dem abgekühlten Fluid im Fluidbehälter 35 bewirkt eine günstige Temperaturbegrenzung des in der Pumpe umgewälzten Fluids. Die Drossel 33 begrenzt diesen Austausch und sichert, daß in der Verbindungsleitung 32 und damit in den Druckräumen 27; 27' kein Staudruck durch einen zu großen ausgetauschten Fluidstrom entstehen kann.

Der im Druckraum der Pumpe vorhandene Restdruck ist notwendig, um die Schmierung zu gewährleisten und die Verschiebung der kolbenartigen Elemente 25; 25'; 26; 26' in

Richtung Spaltverkleinerung beim Umschalten auf vollen Fluidstrom sicherzustellen. Der Restdruck wird von der Größe der stirnseitigen Spalte im Bereich der Schieber-elemente 13; 13'; 14; 14', von der Größe des Drosselwiderstandes der justierbaren Drossel 33 sowie in geringem Maße von der Viskosität des in der Pumpe umgewälzten Fluids bestimmt. Der Restdruck soll so klein wie möglich gewählt werden. Der Einfluß der Viskosität auf den Restdruck ist auf Grund der geringen Dicke der Schieber-elemente 13; 13'; 14; 14' gering.

Die Anwendbarkeit einer solchen Pumpe läßt sich dadurch erweitern, indem die Druckräume 27; 27' unabhängig voneinander gesteuert werden. Neben den beiden möglichen Fluidströmen "Pumpennennförderstrom" und "Fluidstrom Null" ergibt sich dann ein dritter schaltbarer Fluidstrom mit nur einer Pumpe, der die Größe "halber Pumpennennförderstrom" aufweist. Hierzu sind die Durchbrüche 16; 16' im Seitengehäuseteil 7 zu gesonderten, nicht miteinander in Verbindung stehenden Druckanschlüssen zu gestalten. Ferner sind dann zwei Steuereinrichtungen 30; 30' gem. Fig. 4 einzusetzen. Dabei steht beispielsweise die Verbindungsleitung 31 der Steuereinrichtung 30 über eine Druckleitung mit dem Durchbruch 16 in Verbindung, und Verbindungsleitung 32 stellt über den Bohrungskanal 28 die Verbindung mit dem Druckraum 27 her.

Analog steht Verbindungsleitung 31' der Steuereinrichtung 30' mit dem Durchbruch 16' in Verbindung und Verbindungsleitung 32' ist über die Bohrungskanäle 28' in der Zwischenplatte 3 mit dem Druckraum 27' verbunden.

Das Prinzip der Steuerung einzelner Teilströme läßt sich auch sehr vorteilhaft auf Sperrschiebermaschinen anwenden, deren Rotoren über mehr als zwei Rotorkurven verfügen. Werden beispielsweise an einer Sperrschiebermaschine mit einer 3-Nocken-Rotorkurve die Ströme jeder einzelnen Verdrängerkammer mit je einer Steuereinrichtung gem. Fig. 4 gesteuert, so lassen sich mit dieser Pumpe vier verschie-

den große Fluidströme schalten. Diese Ströme sind "Pumpennennförderstrom", "2/3 Pumpennennförderstrom", "1/3 Pumpennennförderstrom" und "Fluidstrom Null".

Die Erfindung ist analog auch für Hydromotoren anzuwenden. Hierbei kommt die Steuereinrichtung gem. 5 aus vorherbeschriebenen Gründen zur Anwendung.

Bei Beaufschlagung der Zulaufleitung des Hydromotors mit einem Fluidstrom wirkt der durch die Belastung an der Abtriebswelle des Hydromotors hervorgerufene Druck über Verbindungsleitung 40 und Verbindungsleitung 32 in den Druckräumen 27; 27'. Die stirnseitigen Spalte im Bereich der Schieberelemente 13; 13'; 14; 14' sind dann Null und der Hydromotor gibt das volle Lastmoment ab. In Schaltstellung b des Wegeventils 41 wird Verbindungsleitung 40 im Wegeventil 41 abgesperrt und Verbindungsleitung 32 wird mit Entlastungsleitung 34 verbunden. Hierdurch werden die kolbenartigen Elemente 25; 25'; 26; 26' wiederum gegeneinander bis zur Anlage verschoben und der Fluidstrom kann direkt vom Druckraum 27; 27' zum Ablaufraum gelangen.

Analog dem Restdruck bei Abschaltung des wirksamen Fluidstroms bei Konstantförderpumpen entsteht bei dem Hydromotor im abgeschalteten Zustand ein Restmoment, das in der Regel in der Größenordnung des Leerlaufmomentes liegt und demzufolge beim Fehlen eines äußeren Lastmomentes zum Stillstand des Hydromotors führt. In diesem Zustand läßt sich der Hydromotor von Hand durchdrehen. Das Zu- und Abschalten des übertragbaren Drehmomentes erfolgt bei Aufrechterhaltung der Fluidstromzuführung. Das Restmoment ist nur vorhanden, so lange dem Hydromotor ein Fluidstrom zugeführt wird. Das Restmoment ist in seiner Größe vom Fluidstrom abhängig.

Die paarweise Steuerung der kolbenartigen Elementepaare 25; 25' und 26; 26' ist auch hier möglich. Dadurch kann das vom Hydromotor übertragbare Drehmoment auf Werte zwischen dem maximalen Drehmoment und dem Restmoment eingestellt werden. Hierbei sind die jeweils zwei benachbarten

Verdrängerkammern mit einem gesonderten schaltbaren Einlaßanschluß zu versehen.

Die in den Ausführungsbeispielen dargestellten Funktionsprinzipien lassen sich bei beliebigem Schalten des Wegeventils 36 bzw. 41 mit geringem Aufwand realisieren. Hierzu sind neben dem Wegeventil 36 oder 41 kleiner Nennweite Bohrungen 23; 23' in der Zwischenplatte 3 erforderlich, in denen sich die Buchsen 24; 24' befinden, die die kolbenartigen Elemente 25; 25'; 26; 26' aufnehmen. Des weiteren sind zwei Bohrungskanäle 28; 28' erforderlich, die über die Anschlüsse 29; 29' mit Verbindungsleitung 32; 32' verbunden sind sowie die Verbindungsleitung 31 bzw. 40 und die Entlastungsleitung 34.

Die in der Steuereinrichtung 30 gem. Fig. 4 dargestellte justierbare Drossel 33 kann bei Kenntnis der Betriebsbedingungen durch eine einfache Lochscheibe ersetzt werden.

Die Erfindung ist in ihrer Anwendung nicht auf Sperrschieberpumpen ohne Spielausgleichsvorrichtung beschränkt, sondern kann ebenso für innen- und außenverzahnte Zahnradpumpen, Flügelzellenpumpen und andere Rotationskolbenmaschinen ohne Spielausgleichsvorrichtung angewendet werden.

Erfindungsanspruch

1. Einrichtung zur Steuerung des Fluidstromes von nicht-spielausgeglichene Rotationskolbenmaschinen, beispielsweise Sperrschieberpumpen, bei denen bei konstanter Antriebsdrehzahl ein Zu- und Abschalten des Fluidstromes erforderlich ist, wobei die Rotoren derartiger Rotationskolbenmaschinen mit ihren Stirnflächen dichtend, jedoch mit einem die Rotation ermöglichenden konstanten Spiel an den benachbarten Gehäuseteilen der Rotationskolbenmaschine anliegen, gekennzeichnet dadurch, daß jeweils in dem Bereich des Druck- und Saugraumes, der die Druck- und Saugseite der Rotationskolbenmaschine auf kürzestem Wege verbindet, innerhalb einer Ausnehmung in den den Druck- und Saugraum begrenzenden Maschinenteilen ein kolbenartiges Element (25; 25'; 26; 26';) axial verschiebbar angeordnet ist, dessen eine Stirnseite jeweils mit den Innenwandungen der Ausnehmung einen Druckraum (27; 27') bildet, mit ihrer gegenüberliegenden Stirnseite an benachbarten Maschinenteilen zur Anlage kommt, daß der bzw. die Druckräume (27; 27') über Durchbrüche, beispielsweise Bohrungen, mit einer in den Fluidbehälter (35) mündenden Entlastungsleitung (34) verbunden sind, wobei der bzw. die Druckräume (27; 27') wahlweise mit dem Arbeitsdruck der Rotationskolbenmaschine beaufschlagt bzw. über die Entlastungsleitung (34) entlastet sind, daß während der Druckbeaufschlagung der bzw. die kolbenartigen Elemente (25; 25'; 26; 26') an den benachbarten Gehäuseteilen (1; 2) anliegen und im entlasteten Zustand auf Teilflächen ihrer den Druckraum bildenden Stirnseite zur Anlage kommen und dabei zwischen Saugseite und Druckseite der Rotationskolbenmaschine Spalte bilden, die so bemessen sind, daß bei Abschaltung des wirksamen Fluidstromes in der Rotationskolbenmaschine ein für ihre Schmierung und ihre Zuschaltung ausreichender Restdruck verbleibt und jeweils die Lage des kolbenartigen Elements (25; 25'; 26; 26') bei Abschaltung des wirksamen Fluidstromes den über

die benachbarte Spalte fließenden Teilströmen selbsttätig angepaßt wird.

2. Einrichtung nach Punkt gekennzeichnet dadurch, daß bei einer zwei Rotoren (8; 9) aufweisenden Sperrschieberpumpe die Ausnehmungen in der Zwischenplatte (3), durch die die Rotoren (8; 9) verdrehfest aufnehmende Welle (10) durchgeführt ist, jeweils im Bereich der Schieber-elemente (13; 13'; 14; 14') der Rotationskolbenmaschine angeordnet sind und in den Ausnehmungen die kolbenartigen Elemente (25; 25'; 26; 26') jeweils paarweise axial verschiebbar angeordnet sind, jeweils mit ihren einander zugewandten Stirnseiten und der Innenwandung einen gemeinsamen Druckraum (27; 27') bilden und mit ihren anderen Stirnseiten an dem jeweils der Zwischenplatte (3) benachbarten Gehäuseteil (1; 2) der Rotationskolbenmaschine zur Anlage kommen.
3. Einrichtung nach Punkt 1 und 2 gekennzeichnet dadurch, daß das bzw. die kolbenartigen Elemente (25; 25'; 26; 26') innerhalb der Ausnehmung in einer Buchse (24; 24') geführt werden.
4. Einrichtung nach Punkt 2 und 3 gekennzeichnet dadurch, daß die axiale Verschiebung der kolbenartigen Elemente (25; 25'; 26; 26') durch einen in der Zwischenplatte (3) bzw. in der Buchse (24; 24') befestigten Anschlag beispielsweise durch einen Ring oder Stift begrenzt ist.
5. Einrichtung nach Punkt 2 gekennzeichnet dadurch, daß die paarweise angeordneten kolbenartigen Elemente (25; 25'; 26; 26') ineinander verschiebbar sind.
6. Einrichtung nach Punkt 2 gekennzeichnet dadurch, daß die Zwischenplatte (3) im Bereich der von den kolbenartigen Elementen (25; 25'; 26; 26') erzeugten Undichtigkeit An- und Ablaufnuten aufweist.

Hierzu 4 Seiten Zeichnungen

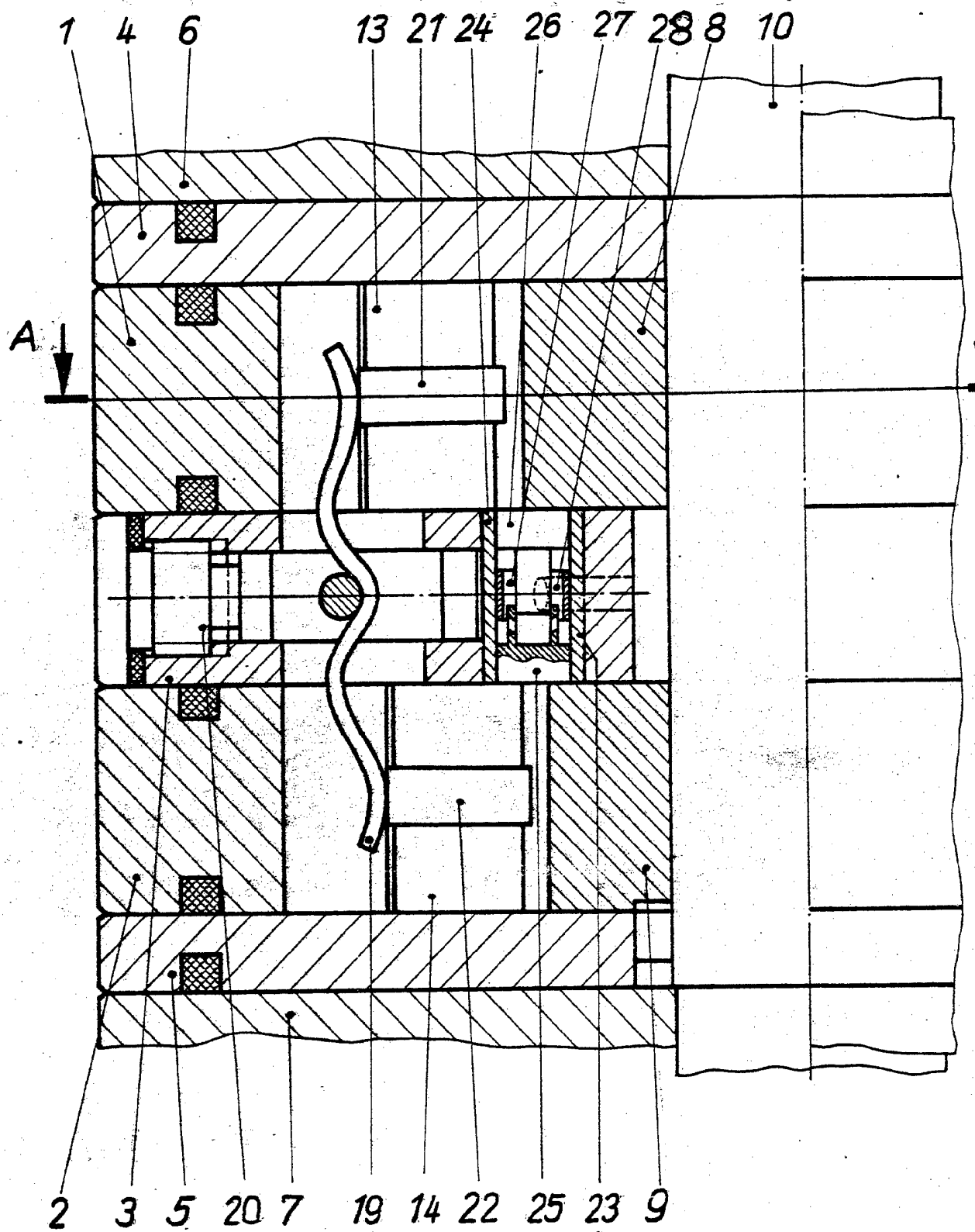


Fig. 1

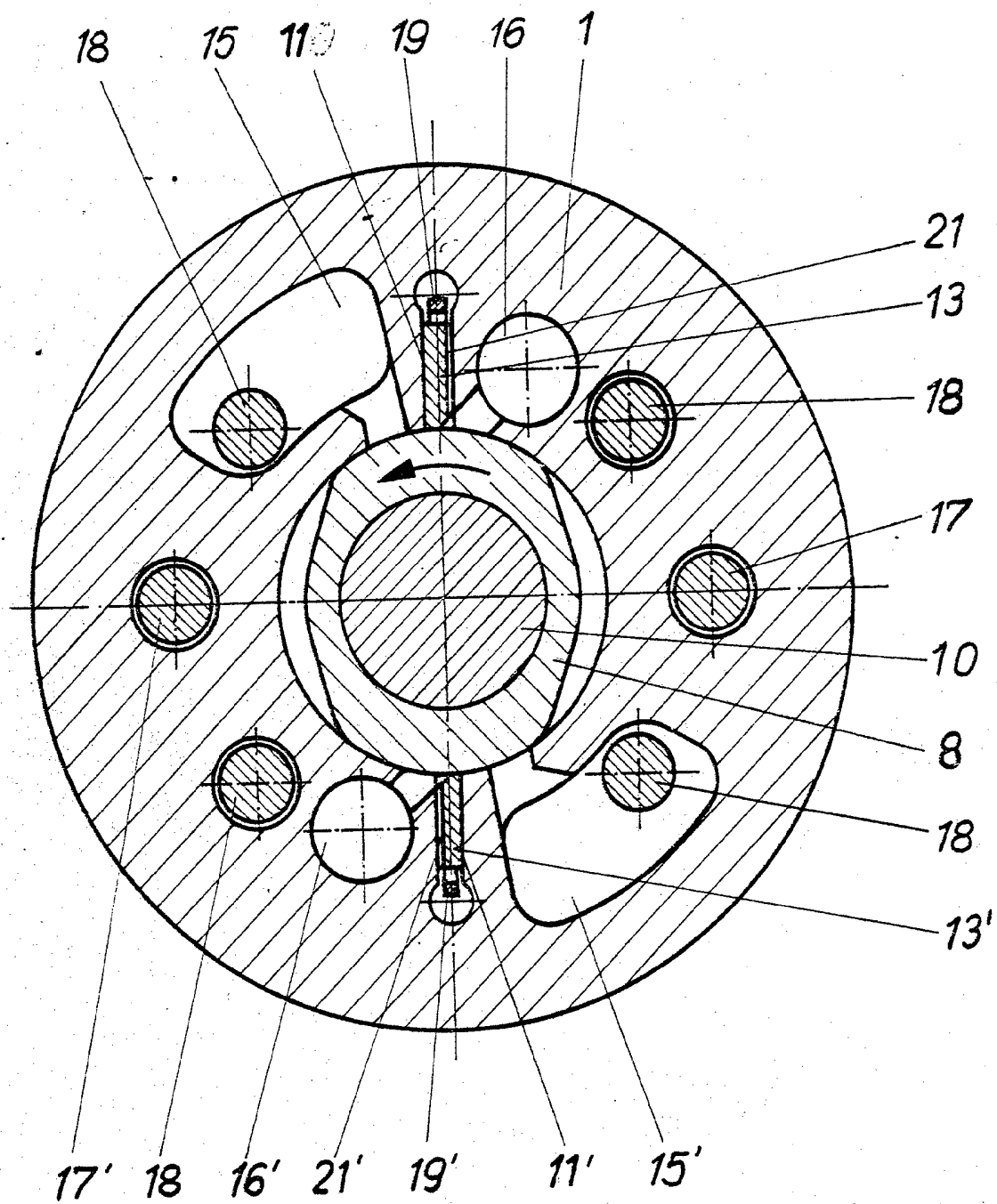


Fig. 2

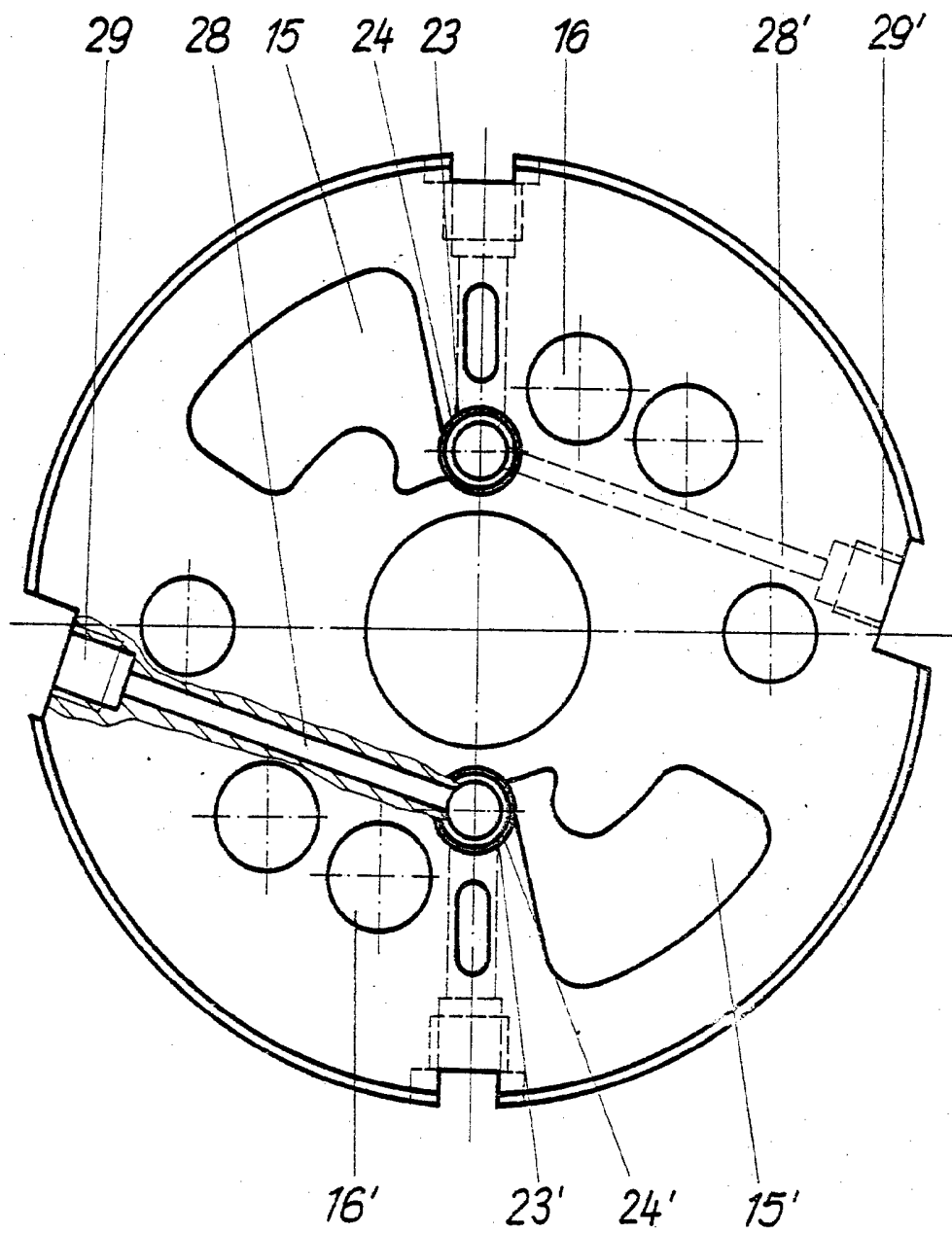


Fig. 3

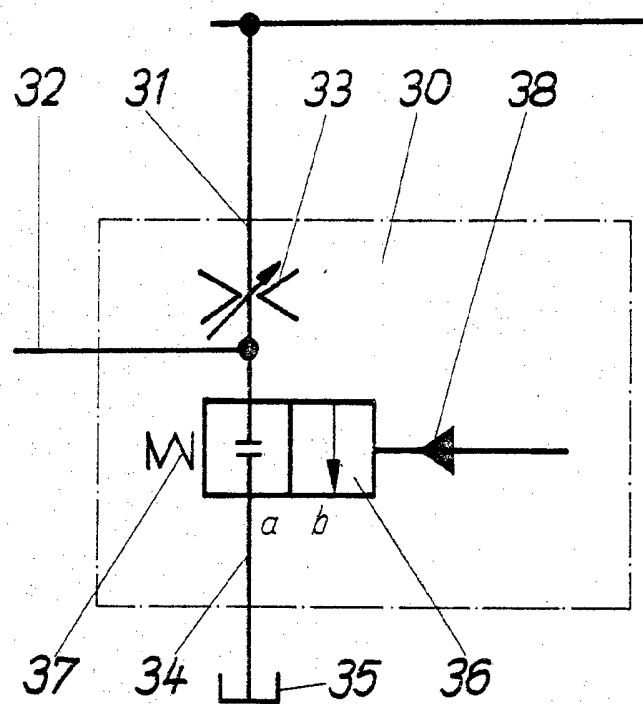


Fig. 4

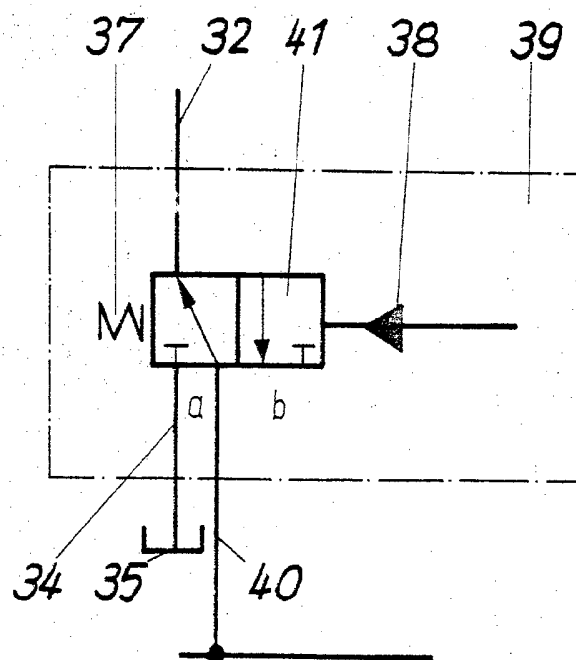


Fig. 5