



(12) **EUROPÄISCHE PATENTANMELDUNG**

(43) Veröffentlichungstag:
12.03.1997 Patentblatt 1997/11

(51) Int. Cl.⁶: F04C 2/10, F04C 15/02

(21) Anmeldenummer: 95114072.2

(22) Anmeldetag: 08.09.1995

(84) Benannte Vertragsstaaten:
AT BE CH DE DK ES FR GB GR IE IT LI LU MC NL
PT SE

(72) Erfinder: Eisenmann, Siegfried A., Dipl.-Ing.
D-88326 Aulendorf (DE)

(71) Anmelder: Eisenmann, Siegfried A., Dipl.-Ing.
D-88326 Aulendorf (DE)

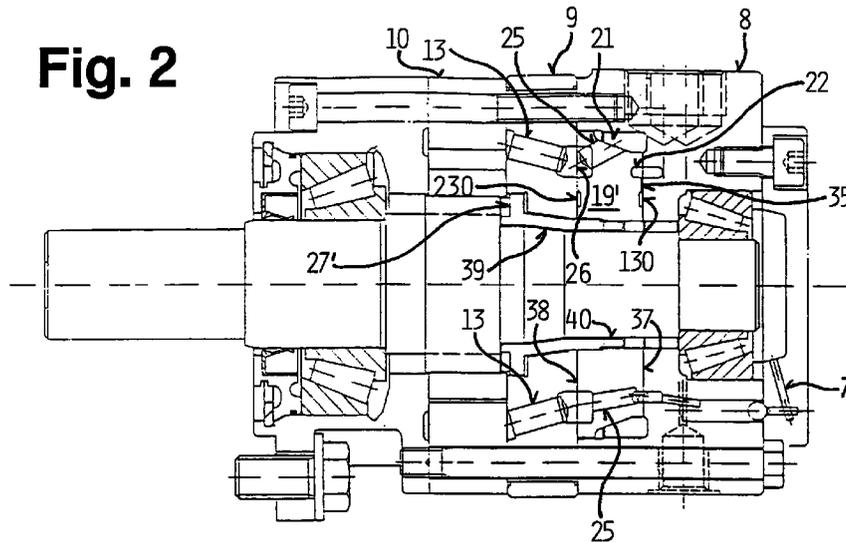
(74) Vertreter: Rosenich, Paul, Dipl.-Ing.
Patentbüro Büchel & Partner AG,
Letzanaweg 25-27
9495 Triesen (LI)

(54) **Kreiskolbenmaschine mit hydrostatisch gelagertem Steuerteil und Steuerteil dafür**

(57) Zur Lagerung des drehbaren Steuerteils (19,19',119,219) einer Kreiskolbenmaschine (1) nach dem Orbit-Prinzip ist eine hydrostatische Lagerung vorgesehen. Bevorzugt werden zumindest in einer Gleitfläche (28,37,38) Tragtaschen (30,31, 130,131,230,231) angeordnet, die je von einem Lagerspalt umgeben und durch eine Zuführleitung (34,35) unter Druck mit Lagerfluid gespiesen werden. Der Lagerspalt ist bevorzugt klein, so dass sich nur ein kleiner Lagerfluid-Fluss aus der Tragtasche (30,31,130,131,230,231) einstellt. Die

Zuführleitung (34,35), die Speisung mit Lagerfluid und der Lagerspalt sind so ausgelegt, dass der für eine steife Lagerung nötige Druck in der Tragtasche (30,31,130,131, 230,231) aufbaubar ist. Durch die Verwendung des Arbeitsfluids bei bevorzugt halbem Hochdruck in der Lagertasche ergibt sich eine Lagerung mit minimalen Leck- und Reibungsverlusten, die mit kleinem Aufwand realisierbar ist, so dass der Wirkungsgrad der Kreiskolbenmaschine als ganzes erhöht ist.

Fig. 2



Beschreibung

Die Erfindung bezieht sich auf Kreiskolbenmaschinen gemäss dem Oberbegriff des Anspruches 1 und auf Steuerteile nach dem Anspruch 13. Diese Kreiskolbenmaschinen arbeiten vorzugsweise als Langsamläufer mit hohem Druckmoment nach dem sogenannten Orbitprinzip. Dabei sind in erster Linie hydrostatische, insbesondere mit Öl betriebene, Kreiskolbenmaschinen gemeint. Die Erfindung kann aber auch bei Maschinen, die mit einem kompressiblen Arbeitsmedium, insbesondere mit Druckluft, betrieben werden, angewendet werden.

Zur gezielten Zuführung des Arbeitsfluids in den Verdrängerteil besitzen diese Maschinen Drehventile bzw. drehende Steuerteile, die mit Rotor- bzw. Kreiskolbendrehzahl umlaufen. Ein Steuerteil umfasst im wesentlichen zwei ringförmige Kanäle, die gegen einen Kontaktbereich nach aussen offen sind. An den einen Kanal schliesst die Hochdruck- und an den anderen die Niederdruckseite der beiden Arbeitsfluidanschlüsse an. Im Steuerteil erstrecken sich von den beiden ringförmigen Kanälen alternierend Verbindungen in einen gemeinsamen Anschlussbereich, von dem Anschlussleitungen durch ein Verbindungsteil zum Verdrängerteil führen. Die ringförmigen Kanäle und der Anschlussbereich sind in gleitendem Kontakt mit den daran anschliessenden Leitungen, bzw. mit Kontaktflächen, in denen die Leitungsanschlüsse angeordnet sind. Das möglichst leckfreie Fördern von Arbeitsfluid unter Druck zwischen gegeneinander bewegten Teilen bzw. durch Gleitlager bedingt möglichst kleine Anstände zwischen den Gleitflächen. Die Anstände dürfen aber nicht so klein sein, dass hohe Reibungsverluste und insbesondere hoher Verschleiss entstehen. Es hat sich gezeigt, dass die Gesamtverluste von Kreiskolbenmaschinen zu einem grossen Teil von den Verlusten an den drehenden Steuerteilen herrühren.

Als Steuerteile werden meist Trommel- oder Scheibenventile eingesetzt. Die gleitenden Anschlussbereiche und die ringförmigen Kanäle sind bei Trommelventilen an zylindrischen Mantelflächen und bei Scheibenventilen zumindest mehrheitlich an den ebenen, normal zur Steuerteil-Drehachse stehenden Seitenflächen angeordnet. Gegebenenfalls ist auch bei Scheibenventilen ein ringförmiger Kanal entlang der zylindrischen Mantelfläche ausgebildet. Die alternierenden Verbindungen zum gemeinsamen Anschlussbereich führen vorzugsweise durch die Scheibe und sind somit nicht im Gleitlager-Bereich angeordnet.

Die Trommelventile besitzen im drehenden Zustand bei hohen Drehzahlen, aufgrund der damit einhergehenden Erhöhung der Turbulenz des die Kanäle und Verbindungen durchströmenden Fluids, einen verhältnismässig grossen Durchflusswiderstand. Die Lagerung erfolgt vorzugsweise durch Gleitlagerung der zylindrischen Trommelaussenfläche an einer zylindrischen Innenfläche eines Gehäuseteils. Soll die sogenannte Kanal-Leckage (port to port Leckage) klein

gehalten werden, muss das Laufspiel im Gehäuse extrem klein, vorzugsweise kleiner als 0,5 Promille des Trommeldurchmessers, ausgebildet werden. Da die von Kanälen unterbrochene Zylinderoberfläche keine guten Gleitlagereigenschaften besitzt, ist Wandberührung nicht zu vermeiden. Durch Verschleiss und Erosion vergrössert sich das Laufspiel im Betrieb sehr rasch, so dass die Kanal-Leckage und auch die Drainage-Leckage in den Maschineninnenraum schnell ansteigen.

Bei Scheibenventilen müssen die ebenen Scheibendflächen optimal bzw. leck- und reibungsfrei gelagert werden. Die Anforderung an die radiale Lagerung bzw. an die Zylindermantelfläche hängt davon ab, ob auch dort ringförmige Kanäle und gleitende Anschlüsse vorgesehen sind. Da aber die alternierenden Verbindungen zum gemeinsamen Anschlussbereich nicht im Bereich des Zylindermantels liegen, können auch bei gegebenenfalls vorgesehener radialer Aussenlagerung bessere Gleitlagereigenschaften erzielt werden als bei gängigen Trommelventilen. Um einen besseren Wirkungsgrad sowie längere Lebensdauer bei hohen Betriebsdrücken zu erzielen, werden vermehrt Scheibenventile verwendet. Die Scheibenventile haben, bei einer zweckmässigen Ausgestaltung der Verbindungen im Vergleich zu den Trommelventilen, einen kleineren Durchflusswiderstand.

Bei Scheibenventilen besteht die Möglichkeit eines minimalen Laufspiels und eines Verschleissausgleichs durch Nachstellen eines axial anschliessenden Teiles. Zum Verschleissausgleich wird etwa ein Kompensationskolben vorgesehen, der in beiden Drehrichtungen das Scheibenventil gegen das Verbindungsteil mit den Anschlussleitungen zum Verdrängerteil spielfrei andrückt. Dabei treten jedoch verhältnismässig hohe unerwünschte Reibungsverluste auf, die bis zu 12 Prozent des theoretischen Drehmomentes betragen. Zudem sind die Verluste bei Vorwärts- und Rückwärtslauf unterschiedlich gross.

Die bekannten Steuerteile sind hydrodynamisch gelagert, das heisst, dass die Reibung insbesondere während des Anlaufens der Kreiskolbenmaschine gross ist. Im Betriebszustand bildet sich im Lager eine Schmierschicht aus. Bei Vibrationen, aufgrund von variablen Belastungen oder aufgrund der Kreiskolbenbewegung, kommt es trotz der Schmierschicht im Lager zu direkten Berührungen der Gleitflächen.

Es hat sich gezeigt, dass ein unerwartet grosser Teil des Leistungsverlustes der Kreiskolbenmaschinen von den drehenden Steuerteilen, die gemäss ihrer Ausbildung etwa als Trommel- bzw. Scheibenventile bezeichnet werden, ausgeht.

Die erfindungsgemässe Aufgabe besteht nun darin, die Kreiskolbenmaschine mit den drehenden Steuerteilen so auszubilden, dass die Leck- und Reibungsverluste deutlich verkleinert werden.

In einem ersten erfinderischen Schritt wird erkannt, dass zur Lagerung des drehbaren Steuerteils eine hydrostatische Lagerung vorgesehen werden muss. Zwischen mindestens einer ersten Gleitflächen des

Steuerteils und einer daran anschliessenden zweiten Gleitfläche eines Lagerteils muss somit, zumindest in hydrostatischen Lagerbereichen, druckbeaufschlagtes Lagerfluid eingebracht werden, das in einen Niederdruckbereich abfliessen kann. Dazu wird zumindest in einer Gleitfläche mindestens eine Tragtasche in Form einer Vertiefung vorgesehen. Jede Tragtasche wird von einem Lagersteg umgeben und durch eine Zuführleitung unter Druck mit Lagerfluid gespiesen. Rund um die Tragtasche ist zwischen dem Lagersteg und der diesem gegenüberliegenden Gleitfläche ein Austrittsspalt ausgebildet. Der Austrittsspalt ist sehr klein, so dass sich nur ein kleiner Lagerfluid-Fluss aus der Tragtasche zu einem Niederdruckbereich einstellt. Die Zuführleitung, die Speisung mit Lagerfluid und der Austrittsspalt bzw. der Lagerspalt und die Breite der Stege sind so ausgelegt, dass der für eine steife Lagerung nötige Druck in der Tragtasche aufbaubar ist.

Bei einer radialen hydrostatischen Lagerung liegt der Lager- bzw. Abflussspalt im Bereich von 0.1 bis 0.5, vorzugsweise von 0.25 bis 0.35 Promille des Durchmessers des hydrostatischen Lagers. Im Falle einer axialen hydrostatischen Lagerung liegt der Abflussspalt aus den Tragtaschen im Bereich von 0.2 bis 1.2, vorzugsweise von 0.4 bis 1.0, insbesondere von 0.6 bis 0.8 Promille der axialen Dicke des Steuerteils.

Um mit der hydrostatischen Lagerung die gesamte Gleitfläche gut zu lagern, werden mindestens zwei, vorzugsweise aber mindestens drei Tragtaschen insbesondere als Tragtaschenset bezüglich der Drehachse des Steuerteils, symmetrisch angeordnet. Dabei sind die Tragtaschen vorzugsweise in Umfangsrichtung und/oder gegebenenfalls radial und/oder gegebenenfalls axial ausgedehnt und bewirken eine optimale isotrop wirkende Steifigkeit der hydrostatischen Lagerung.

Die hydrostatische Lagerung hat den Vorteil, dass auch bei einem äusserst kleinen Lagerspalt aufgrund der, durch einen genügend hohen Lagerfluid-Druck und durch einen genügend grossen hydrostatischen Lagerbereich gewährleisteten, hohen Steifigkeit ein direkter Kontakt der Gleitflächen und damit einhergehende Reibung und Verschleiss vermieden werden. Durch den minimalen Abstand zwischen den Gleitflächen werden die Leckverluste des Arbeitsfluids beim Ein- und Austritt in das bzw. aus dem Steuerteil minimal. Die Steifigkeit und Tragfähigkeit eines hydrostatischen Lagers hängt nicht von der Drehzahl, sondern nur vom Versorgungsdruck und von der Grösse der wirksamen Flächen der Tragtaschen ab. Die hydrostatische Lagerung gewährleistet bereits in der Anlaufphase ein reibungsfreies Drehen des Steuerteils. Aufgrund der hohen Lagersteifigkeit kommt es auch bei Vibrationen nicht zu direkten Berührungen der Gleitflächen.

Die hydrostatische Lagerung kann sowohl für eine radiale Lagerung zwischen zylindrischen Gleitflächen als auch für eine axiale Lagerung zwischen ebenen normal zur Steuerteildrehachse stehenden Gleitflächen verwendet werden. Das heisst die hydrostatische Lagerung kann sowohl zur Aussenlagerung von Trommel-

ventilen als auch zur seitlichen Lagerung von Scheibenventilen verwendet werden.

Weil bei den Steuerteilen zwei an die Gleitflächen anschliessende ringförmige Kanäle von denen immer einer mit Hochdruck verbunden ist, vorgesehen sind, könnte der Eindruck entstehen der druckbeaufschlagte Kanal habe jeweils die Wirkung eines hydrostatischen Lagers. Dies ist aber nicht der Fall, weil von dem ringförmigen Kanal keine für hydrostatische Lager gewünschte Lagersteifigkeit ausgeht. So eine Ringkanalleitung um eine Zylindermantelfläche keinesfalls ein belastungsbedingtes radiales Ausweichen der Zylindermantelfläche gegenüber diese umschliessende Fläche.

Der druckbeaufschlagte ringförmige Kanal kann auch bei Scheibenventilen nicht die Funktion eines axialen hydrostatischen Lagers übernehmen. Weil er mit weiterführenden Leitungen zur Speisung des Verdrängerteils verbunden ist, führen Verkleinerungen des Abstandes zwischen den Gleitflächen nicht zu rückstellenden Druckerhöhungen im Kanal. Bei einem hydrostatischen Lager mit einer Tragtasche kann das Lagerfluid nur durch den Austrittsspalt austreten, so dass eine Verkleinerung des Austrittspaltes zu einer Druckerhöhung in der Tasche und somit zurückstellenden Kräften führt.

Zur hydrostatischen Lagerung ist das Verwenden von Tragtaschen besonders vorteilhaft. Bei radialen Lagern wird eine gute Lager- bzw. Ölfilmsteifigkeit radial in allen Richtungen durch mindestens drei im wesentlichen gleichmässig entlang einer Kreislinie verteilte Tragtaschen erzielt. Die Kippsteifigkeit eines axialen Lagers wird durch zwei in axialer Richtung beabstandete Tragtaschensets mit jeweils je mindestens drei Tragtaschen erzielt. Bei axialen Lagern wird eine im wesentlichen isotrope Lagerung und somit eine Kippsteifigkeit durch mindestens drei im wesentlichen gleichmässig entlang einer Kreislinie verteilte Tragtaschen erzielt. Durch das Vorsehen von hydrostatischen Lagern an beiden Seiten eines Scheibenventils, ist dieses auch in axialer Richtung stabilisiert.

In einem zweiten erfinderischen Schritt wird erkannt, dass zur Speisung der hydrostatischen Lagerung vorzugsweise der Arbeitsdruck der Kreiskolbenmaschine verwendet werden soll. Dabei wird Arbeitsfluid als Lagerfluid verwendet. Bei erhöhtem Arbeitsdruck stellt sich so automatisch auch ein erhöhter Lagerdruck ein, was dazu führt, dass die Steifigkeit und Rückstellkraft zur zentralen Lage der Lagerung des Steuerteils mit dem Arbeitsdruck und somit mit der Belastung des Drehventils steigt.

Es bleibt somit für jeden Arbeitsdruck die betriebsbedingte relative exzentrische Verlagerung des Drehventils gleich und sie kann auch berechnet werden. "Relative Verlagerung" bedeutet, dass die prozentuale Veränderung des Schmierfilms zwischen dem Drehventil und dem Gehäuse stets gleich bleibt, unabhängig davon, wie hoch der Arbeitsdruck der Maschine ist. Eine Wandberührung ist deshalb stets ausgeschlossen.

Die Vorteile einer solchen Lagerung für das Dreh-

ventil sind beträchtlich. Da die Drehzahl der meisten Kreiskolbenmaschinen verhältnismässig niedrig ist, ist auch die Newtonsche Schubspannung im Ölfilm und somit die Reibung zwischen Drehventil und Gehäuse äusserst gering. Dies ist vor allen Dingen wichtig für einen guten Anfahrwirkungsgrad. Bei Drehung tritt lediglich Viskositätsreibung auf, keine Coulombsche Reibung. Bei gleichzeitig guter Kühlung der Gleitflächen findet, wegen des ständigen Ölflusses bei definiertem Ölpalt, kein Verschleiss statt. Das hydrostatische Lager arbeitet auch bei niedrigem Versorgungsdruck, so dass auch bei momentenfreiem hohem Leerlauf der Eingangsstaudruck für Reibungsfreiheit in der Lagerung sorgt. Da insbesondere im Falle eines Scheibventils der bisher übliche Kompensationskolben mit seiner Initialfeder wegfällt, werden die Startreibung und die Reibung bei erhöhter Drehzahl mit ihrem Staudruck nahezu null. Da bei einer derartigen Hydrostatiklagerung bei genauer Fertigung die Ölspalte nur wenige μm dick sind, werden die Öldurchsätze durch das Lager äusserst gering und sind kaum messbar. Ausserdem kann der Öldurchsatz auch durch die Dimensionierung der Taschenstegbreiten beeinflusst werden.

Zur Speisung der hydrostatischen Lagerung wird vorzugsweise ein sich um den mittleren Lagerdruck erstreckendes Druckpotential zugänglich gemacht. Dazu werden etwa die Zuführleitung mit einer Vordrossel, der Lagerspalt und die wirksame Lagerfläche der Tragtasche so dimensioniert, dass der mittlere Lagerdruck etwa im Bereich vom $1/4$ bis $3/4$, vorzugsweise aber von $1/3$ bis $2/3$, insbesondere von im wesentlichen $1/2$ des Speisedruckes liegt. Bei der Speisung mit dem Arbeitsdruck der Kreiskolbenmaschine entspricht der Speisedruck dem Arbeitsdruck bzw. dem Antriebs-Hochdruck. Die Berechnung des Hydrostatiklagers erfolgt äusserst zuverlässig nach dem Hagen-Poiseuille'schen Gesetz unter der Annahme eines laminaren Durchflusses. Da beide hydraulischen Widerstände, nämlich der der Vordrossel als auch der der Taschenabflussteg bzw. Austrittspalte, in gleicher Weise linear viskositätsabhängig sind, funktioniert die Lagerung bei jeder Betriebsviskosität und somit bei jeder Betriebstemperatur.

Die Verwendung des Druckpotentials hat den Vorteil, dass bei einer belastungsbedingten Auslenkung des Lagers aus seiner zentralen Lage in einander gegenüberliegenden Tragtaschen gegengleiche Druckanpassungen auftreten. Der Druck nimmt in der einen Tasche wegen des verkleinerten Lagerspaltes zu und entsprechend in der gegenüberliegenden Tasche wegen des vergrösserten Lagerspaltes ab. Solche Druckunterschiede in den Tragtaschen führen zu einer Rückstellung des Lagers in die zentrale Lage.

Damit bei der Speisung der Tragtaschen mit Arbeitsfluid der Kreiskolbenmaschine in beiden Drehrichtungen in ausreichender Weise Tragtaschen mit Druck beaufschlagt sind, werden vorzugsweise zwei Tragtaschensets vorgesehen, von denen in beiden Drehrichtungen eines mit den hochdruck- und eines mit

den niederdruckführenden Räumen der Kreiskolbenmaschine verbunden ist. Erfindungsgemässe Ausführungsformen, bei denen das Steuerteil durch Arbeitsfluid hydrostatisch gelagert ist, sind mit kleinem baulichem Aufwand realisierbar. Insbesondere sind die baulichen Massnahmen auf das Steuerteil beschränkbar, so dass auch Kreiskolbenmaschinen gemäss dem Stande der Technik lediglich durch das Ersetzen des Steuerteils zu erfindungsgemässen Maschinen umgebaut werden können.

Da die meisten Scheibventile aufgrund einer einfachen Innenlagerung radial aussen keine oder zumindest keine hochpräzise Lagerfläche haben, können sie mittels pulvermetallurgischen Verfahren ohne Bearbeitung der Zylinderfläche hergestellt werden. Die äussere Form mit den an die Gleitflächen anschliessenden Kanälen, den Anschlussbereichen der Verbindungen und den Tragtaschen wird durch sintern und anschliessendes Planschleifen der Seitenflächen erzielt. Die durch das Scheibventil führenden Verbindungen müssen gebohrt werden und die Vordrosseln werden vorzugsweise als Kanäle mit kleinem Querschnitt ausgebildet und insbesondere durch Funkenerosion in die Gleitflächen eingearbeitet. Die Trommelventile müssen mit einem deutlich grösseren Bearbeitungsaufwand hergestellt werden und sind somit im Vergleich mit den Scheibventilen bei der Herstellung günstiger Kreiskolbenmaschinen zu teuer.

Bei Kreiskolbenmaschinen mit kleinem Arbeits- bzw. Hochdruck, insbesondere bei mit Druckluft betriebenen Maschinen, kann es gegebenenfalls nötig sein, einen über dem Arbeitsdruck liegenden Lagerdruck zu verwenden. Dann muss eine getrennte Druckspeisung der Tragtaschen vorgesehen werden. Entsprechend muss insbesondere auch eine möglichst gute Trennung des Lagerfluids vom Arbeitsfluid erreicht werden. Der Aufwand für eine getrennte Führung des Lagerfluids ist sehr gross und lohnt sich somit nur für sehr spezielle Anwendungen.

Die Zeichnungen erläutern die Erfindung anhand möglicher Ausführungsformen, auf welche die Erfindung aber nicht eingeschränkt ist.

Fig. 1: Kreiskolbenmaschine mit einem Trommelventil;

- a) Querschnitt A-A durch den Verdrängerteil,
- b) Längsschnitt,
- c) Längsschnitt durch das Trommelventil und
- d) Ansicht des Trommelventils mit Tragtaschen

Fig. 2: Längsschnitt durch eine Kreiskolbenmaschine mit Scheibventil

Fig. 3: Scheibventil der Kreiskolbenmaschine gemäss Fig. 2

- a) Ansicht der ersten Seitenfläche,
- b) Längsschnitt in einer ersten Schnittebene,
- c) Ansicht der zweiten Seitenfläche und
- d) Längsschnitt in einer zweiten Schnittebene

Fig. 4: Längsschnitt durch eine Kreiskolbenmaschine mit einem Hilfsgetriebe zwischen der Welle und dem Scheibenventil

Fig. 5: Längsschnitt durch eine Kreiskolbenmaschine älterer Bauart mit einem Steuerteil, das einstückig mit der Welle ausgebildet ist

Fig. 6: Längsschnitt durch eine Kreiskolbenmaschine älterer Bauart mit einer Kardanwelle zwischen dem Kreiskolben und dem Steuerteil

Fig. 1 b) zeigt eine Kreiskolbenmaschine 1 mit einer An- bzw. Abtriebswelle 2, die durch zwei Kegelrollenlager 4 in beiden Endbereichen der Maschine gelagert, um eine Wellenachse 3 drehbar ist. Auf der Austrittsseite der Welle 2 ist die Maschine 1 durch einen Dichtungsring 5 nach aussen leckfrei abgedichtet. Auf der Seite des in der Maschine 1 angeordneten Wellenendes 2a ist die Maschine mit einem Abschlussdeckel 6 dicht verschlossen. Zur Druckentlastung der Dichtung 5 sind vorzugsweise Leckölleitungen vorgesehen. Eine Leckölleitung 7 ist etwa in einem an den Abschlussdeckel 6 anschliessenden ersten Gehäuseteil 8 eingezeichnet. Gegebenenfalls wird die Leckölleitung 7 auch über ein Rückschlagventil mit der Niederdruckseite der Arbeitsfluidführung verbunden. In einem an das erste Gehäuseteil 8 anschliessenden zweiten Gehäuseteil bzw. Verbindungsteil 9 sind in den Verdrängerteil 10 mündende Anschlussleitungen 13 vorgesehen. Zwischen dem Verdrängerteil 10 und dem Dichtungsring 5 ist ein drittes Gehäuseteil 11 und ein die Dichtungsvorrichtung 5 haltendes Abschlussteil 12 angeordnet.

Die Welle 2 ist im Bereich des Verdrängerteils 10 mit einer Aussenverzahnung 16 versehen, die mit der Innenverzahnung 14 des Kreiskolbens 15 kämmt. Der Kreiskolben 14 kreist exzentrisch um die Welle 2 und kämmt mit einer Aussenverzahnung 16 in einer Innenverzahnung 17 des Verdrängergehäuseteils 18.

Fig. 1 a) zeigt das Verdrängerteil 10 im Querschnitt und gibt somit einen guten Einblick in die beschriebene Verzahnung. Um im Motorbetrieb die Welle 9 im Uhrzeigersinn zu drehen, muss die linke Hälfte des zwischen dem Verdrängergehäuseteil 18 und dem Kreiskolben 15 gelegenen Arbeitsraumes mit Arbeitsfluid unter Hochdruck und die rechte Hälfte gleichzeitig mit Niederdruck verbunden sein. Die in den Verdrängerteil 10, bzw. in den Arbeitsraum führenden Anschlussleitungen 13 münden zwischen den Zähnen 17a der Innenverzahnung 17. In der dargestellten Ausführungsform mit den zwölf Zähnen 17a sind somit zwölf Anschlussleitungen

13 vorgesehen.

Um die mit dem Kreiskolben 15 mitdrehende hemisphärische Speisung zu gewährleisten ist gemäss Fig. 1 b), c) und d) ein um die Wellenachse 3 drehbares, im ersten Gehäuseteil 8 und im Verbindungsteil 9 gelagertes Steuerteil 19 vorgesehen. Das Steuerteil 19 ist als zylindrisches Trommelventil ausgebildet und umfasst an seiner zylindrischen Aussenfläche 20 zwei ringförmige Kanäle 21 und 22, die gegen aussen offen sind. An den einen Kanal 21 oder 22 schliesst die Hochdruck- und an den anderen die Niederdruckseite der beiden Arbeitsfluidanschlüsse 23 und 24 an. Im Steuerteil 19 erstrecken sich von den beiden ringförmigen Kanälen 21 und 22 alternierend Verbindungen 25 in einen gemeinsamen Anschlussbereich 26, von dem die Anschlussleitungen 13 durch das Verbindungsteil 9 zum Verdrängerteil 10 führen. In der dargestellten Ausführungsform schliessen an beide Kanäle 21 und 22 je elf Verbindungen 25 an. Durch die mit der Drehung des Steuerteils 19 wechselnden Kontakte zwischen den zweiundzwanzig alternierend mit Hoch- und Niederdruck verbundenen Verbindungen 25 und den zwölf Anschlussleitungen 13 entsteht die nötige hemisphärische Speisung des Verdrängerteils.

Versuche haben gezeigt, dass die Gestaltung der Abzweigungsbereiche der Kanäle 21 und 22 von denen die Verbindungen 25 ausgehen, einen grossen Einfluss auf den Durchflusswiderstand des Trommelventils haben. Von scharfen Kanten wird im Arbeitsmedium Turbulenz erzeugt, so dass ein deutlich höherer Durchflusswiderstand beobachtet wird, als bei angephasteten Abzweigungen 25a, wie sie in Fig. 1 d) dargestellt sind. Die Anphasung wurde durch Bohrungen in diesen Anschlussbereichen erzielt.

Um das Steuerteil 19 synchron mit dem Kreiskolben zu drehen, umfasst dieses an seinem dem Verdrängerteil 10 zugewandten Ende eine Aussenverzahnung 27, die in der Innenverzahnung 14 des Kreiskolbens 15 kämmt. Indem die beiden Verzahnungen 27 und 14 die gleiche Zähnezahl haben, ist gewährleistet, dass sie mit der gleichen Drehzahl um ihre Drehachsen drehen.

An den beiden Endbereichen des Steuerteils 19 sind schmale zylinderförmige erste Gleitflächen 28 angebracht, die zur radialen Aussenlagerung des Steuerteils an zweiten Gleitflächen 29 der als Lagerteile an das Steuerteil anschliessenden Teile 8 und 9 benötigt werden. Um zwischen diesen ersten und zweiten Gleitflächen 28 und 29 eine hydrostatische Lagerung auszubilden, sind vorzugsweise in den Gleitflächen 28 des Steuerteils 19 je drei erste und drei zweite als Vertiefungen ausgebildete Tragtaschen 30 und 31 angeordnet. Um eine möglichst gleichmässige Lagerung zu erzielen, sind die Tragtaschen 30 und 31 bezüglich Drehungen um 120° um die Wellenachse symmetrisch angeordnet. Zwischen der zweiten Gleitfläche 29 und den Tragtaschenberandungen in der ersten Gleitfläche 28 sind Austrittsspalte 32 ausgebildet.

Die drei ersten Tragtaschen 30 sind jeweils mit dem

nächstgelegenen Kanal 21 oder 22 über eine Drosselleitung 35, bzw. eine Nut mit äusserst kleinem Querschnitt, verbunden. Dabei sind die Drosselleitungen 35 und die Austrittsspalte 32 bei zentrisch liegendem Steuer-
 5 erteil 19 so dimensioniert, dass sich in der Tragtasche 30 etwa halber Hochdruck aufbaut, wenn im Kanal 21 oder 22, zu dem die Drosselleitung 35 führt, Hochdruck herrscht.

Die Drosselleitungen bzw. Drosselkanäle haben eine Tiefe, die mindestens fünfmal, zweckmässiger-
 10 weise maximal zehnmal, vorzugsweise aber im wesentlichen sechsmal so gross ist, wie die mittlere Lagerspaltbreite, bzw. wie der optimale Abstand zwischen den Gleitflächen. Die Breite der Drosselleitungen wird so berechnet, dass in der Tasche der gewünschte
 15 Druck, insbesondere etwa halber Hochdruck erzielt wird. Gemäss einem Ausführungsbeispiel beträgt der Lagerspalt $5\mu\text{m}$, die Tiefe des Drosselkanals $30\mu\text{m}$ und die Breite $200\mu\text{m}$.

Indem die Kanaltiefe deutlich grösser gewählt ist als die Lagerspaltbreite, wirkt sich eine Änderung des
 20 Lagerspaltess nur unwesentlich auf den Querschnitt der Drosselleitung aus. Bevorzugt wäre eine Lösung, bei der dieser Querschnitt konstant bleibt auch bei Veränderungen des Lagerspaltess. Solche Lösungen sind
 25 aber mit einem zu grossen Herstellungsaufwand verbunden.

Da der Hochdruck entsprechend der Drehrichtung entweder im Kanal 21 oder im Kanal 22 aufgebaut ist,
 30 müssen von beiden Kanälen 21, 22 aus Tragtaschen 30, 31 gespiesen werden, damit die hydrostatische Lagerung in beiden Drehrichtungen gewährleistet ist. Dazu sind die Tragtaschen 31 über Zuleitungen 34 und Vordrosseln 35 an Verbindungen 25 angeschlossen,
 35 welche Verbindungen 25 zum entfernteren Kanal 21, 22 führen (Fig. 1 c). Die Zuleitungen 34 führen im Steuer-
 40 teil 19 jeweils unter dem nächstgelegenen Kanal 21, 22 durch und umfassen dazu eine axiale und zwei radiale Bohrungen. Die axiale, von der Steuer-
 45 teil-Stirnfläche her angebrachte, Bohrung wird im Bereich der Stirnfläche mit einem Abschlussteil 36 verschlossen, so dass die u-förmige Zuleitung 34 nicht leckt.

Die aneinander anschliessend angeordneten Trag-
 45 taschen 30 und 31 sind abwechselungsweise mit dem Kanal 21 und mit dem Kanal 22 verbunden. Da in beiden Drehrichtungen immer einer der beiden Kanäle Arbeitsfluid unter Hochdruck führt, ist in beiden Steuer-
 50 teil-Endbereichen immer ein Tragtaschenset mit drei Tragtaschen 30 oder 31 mit Arbeitsfluid unter Druck beaufschlagt. Das durch die Lagerspalte austretende
 55 Arbeits- und Lagerfluid wird durch Leckölleitungen 7 aus der Maschine abgeleitet.

Fig. 2 zeigt eine Ausführungsform mit einem schei-
 60 benförmigen Steuer-
 65 teil 19'. Dieses Scheibenventil 19' umfasst einen an der Zylinderfläche angebrachten, sich bis zu einer ersten Seitenfläche 37 erstreckenden ringförmigen Kanal 21 und einen an die erste Seitenfläche anschliessenden ringförmigen Kanal 22. Von den Kanälen 21 und 22 gehen abwechselnd Verbindungsbohrun-

gen 25 zu einer zweiten Seitenfläche 38, bzw. zum
 kreisförmigen Anschlussbereich 26, wo sie mit
 Anschlussleitungen 13 in Verbindung gelangen können.
 Das Scheibenventil 19' wird von einer Mitnehmerhülse
 39 mit der Drehzahl des Kreiskolbens gedreht. Dazu hat
 5 die Mitnehmerhülse 39 eine mit der Innenverzahnung
 des im Verdrängerteil 10 angeordneten Kreiskolbens
 kämmende Aussenverzahnung 27' und ein mit dem
 Scheibenventil 19' in Eingriff stehendes Eingriffsende
 10 40.

Das Scheibenventil 19' ist zwischen den an den
 Seitenflächen 37 und 38 anschliessenden Lagerteilen 8
 und 9 hydrostatisch gelagert. Dazu sind in der ersten
 Seitenfläche 37 Tragtaschen 130 und 131 und in der
 15 zweiten Seitenfläche 38 Tragtaschen 230 und 231 aus-
 gebildet. Die Tragtaschen 130 und 230 bzw. 131 und
 231 sind über Verbindungen mit als Vordrosseln aus-
 gebildeten, in den Seitenflächen 37, 38 liegenden Nuten
 35 mit dem Kanal 22 bzw. 21 verbunden.

Gemäss Fig. 3 c) sind in der zweiten Seitenfläche
 38 entlang eines zentrischen Kreises je drei Trag-
 taschen 230 und 231 bezüglich einer Drehung um 120°
 symmetrisch angeordnet. Die Vordrosseln 35 verbinden
 20 die Tragtaschen 230, bzw. 231 direkt mit den Verbin-
 dungsbohrungen 25, die am Kanal 22 bzw. 21 ange-
 schlossen sind. Von drei mit dem Kanal 21
 verbundenen Verbindungsbohrungen 25 führen Vor-
 drosseln 35' zu Zuleitungsbohrungen 34', die gemäss
 25 Fig. 1 d) von der zweiten Seitenfläche 38 durch das
 Scheibenventil 19' zu Tragtaschen 131 der ersten Sei-
 tenfläche 37 ausgebildet sind.

Gemäss Fig. 3 a) sind die Tragtaschen 130, 131 der
 ersten Seitenfläche 37 bezüglich der Drehachse 3
 gleich angeordnet wie die Tragtaschen 230, 231 der
 30 zweiten Seitenfläche 38. In den Tragtaschen 131 sind
 die Zuleitungsbohrungen 34' erkennbar.

Die Speisung der Tragtaschen 130 erfolgt aus dem
 sie umgebenden Kanal 22. Dabei gelangt auch ein Teil
 des Leckstromes aus dem Kanal 22 in die Tragtaschen
 35 130, was bei einer Vergrösserung des Austrittsspaltess
 der Tragtaschen 130 den für die Rückstellung nötigen
 Druckabbau verhindert, bzw. abschwächt. Um die
 Leckstromwirkung auf die Tragtaschen 130 zu vermin-
 40 dern, wird vorzugsweise der radiale Abstand zwischen
 dem Kanal 22 und den Taschen 130 sogross wie mög-
 lich ausgebildet. Gegebenenfalls wird eine mit dem Nie-
 derdruck verbundene Trennut zwischen dem Kanal 22
 und den Taschen 130 vorgesehen. Dabei muss auf die
 Drosseln 35 zwischen dem Kanal 22 und den Taschen
 45 130 verzichtet werden. Die Speisung muss entspre-
 chend der Speisung der Taschen 131 von der zweiten
 Seitenfläche 38 her erfolgen.

Wenn nun bei der Ausführung gemäss Fig. 2 und 3
 die beiden Seitenflächen 37, 38 hydrostatisch gelagert
 mit einem äusserst kleinen Trennspace an die das Schei-
 50 benventil 19' umgebenden Teile 8 und 9 anschliessen,
 so können auch von der zylindrischen Aussenfläche
 bzw. vom Kanal 21 keine nennenswerten Leckverluste
 ausgehen. Das heisst, dass eine radiale hydrostatische

Lagerung nicht nötig ist.

Damit der hydrostatischen Lagerung keine oder nur kleine Kräfte überlagert werden, die vom druckbeaufschlagten Kanal 21 oder 22 und den Anschlussöffnungen der Verbindungen 25 ausgehen, werden die druckbeaufschlagten Gesamtflächen auf beiden Seitenflächen des Scheibenventils im wesentlichen gleich gross ausgebildet. Eine resultierende Restkraft muss zumindest kleiner sein als die von der hydrostatischen Lagerung ausgehenden Rückstellkräfte.

Fig. 4 zeigt eine Ausführungsform, bei der die Lager 4 der Welle 2 direkt beidseits des Verdrängerteils 10 angeordnet sind. Dazu ist nebst dem dritten Gehäuseteil 11, in dem das eine Lager 4 angeordnet ist, ein weiteres, das andere Lager 4 aufnehmendes Gehäuseteil 11a vorgesehen. Durch dieses weitere Gehäuseteil 11a und das Lager 4 ist eine direkte Übertragung der Kreiskolbendrehung auf das Steuerteil 19' nicht mehr möglich. Das Steuerteil 19' wird über ein Hilfsgetriebe 41 durch die Drehung der Welle 2 gedreht. Da die Welle 2 aber nicht mit der Drehzahl des Kreiskolbens 15 dreht, muss das Hilfsgetriebe 41 eine Übersetzung erzeugen, die die Übersetzung bei der Drehübertragung vom Kreiskolben 15 auf die Welle 2 kompensiert und somit das Steuerteil 19' drehzahlgleich mit dem Kreiskolben 15 antreibt.

Das Hilfsgetriebe 41 ist vorzugsweise als Kreiskolbengetriebe ausgebildet und im wesentlichen gleich aufgebaut wie das Getriebe des Verdrängerteils 10. Dabei kämmt eine Aussenverzahnung der Welle 2 in einer Innenverzahnung eines Getriebekolbens 15' und eine Aussenverzahnung des Kolbens 15' in einer Innenverzahnung des Verbindungsteils 9. Bei der Verwendung der gleichen Zahnzahlen wie im Verdrängerteil 10 dreht der Getriebekolben 15' mit der gleichen Drehzahl wie der Kreiskolben 15 des Verdrängerteils 11. Die Drehung des Getriebekolbens 15' wird von einer Übertragungshülse 42 mit einem in die Innenverzahnung des Getriebekolbens 15' greifenden Aussenverzahnung der Übertragungshülse 42 drehzahlgleich übernommen. Das Scheibenventil 19' sitzt fest auf der Übertragungshülse 42 und dreht somit mit der gleichen Drehzahl wie die beiden Kolben 15 und 15'.

Die Ausführungsform gemäss Fig. 4 hat mehrere Vorteile. Sie ermöglicht eine Lagerung der Welle 2 direkt beidseits des Verdrängerteils 10. Ferner kann die Wellenverzahnung 13 gleich oder sogar breiter ausgeführt werden als die Rotorverzahnung 14, so dass eine Steigerung der Zahnfestigkeit der Welle 2 erreicht wird. Der Verdrängerteil 10 und das Steuerteil 19' sind räumlich getrennt angeordnet und können gegebenenfalls unabhängig voneinander eröffnet bzw. demontiert werden. Durch die optimale Lageranordnung für die Welle 2 dreht das dem Steuerteil 19' zugeordnete Wellenende im wesentlichen rund, so dass zur radialen Lagerung der Übertragungshülse 42 und somit des Scheibenventils 19' ein um die Welle 2 angeordnetes Nadellager 43 verwendet werden kann. Die axiale Lagerung des Steuerteils 19' ist hydrostatisch. Dazu ist das Steuerteil 19'

gemäss Fig. 3 ausgebildet. Aufgrund der axialen hydrostatischen und der radialen Nadel-Lagerung dreht das Steuerteil 19' mit äusserst kleinem Reibungsverlust.

Die erfindungsgemässe hydrostatische Lagerung des Steuerteils ist gemäss Fig. 5 auch anwendbar, wenn ein Steuerteil 119 fest mit der mit dem Kreiskolben synchron drehenden An- bzw. Abtriebswelle verbunden, insbesondere einstückig mit dieser ausgebildet ist. Die hydrostatische Lagerung umfasst Tragtaschen 30 und 31 die zumindest in den beiden zylindrischen Endbereichen des Steuerteils 119 angeordnet sind. Aufgrund der Verbindung zwischen Welle 2 und Steuerteil 119 wirkt die hydrostatische Lagerung als Wellenlagerung. Bei der dargestellten Ausführungsform ist zur Drehübertragung zwischen dem Verdrängerteil 10 bzw. dem Kreiskolben 115 und der Welle 2 eine Kardanwelle 44 angeordnet, die über Verzahnungen an beiden Enden drehfest mit den daran anschliessenden Teilen verbunden ist. Das Steuerteil 119 ist im wesentlichen gleich aufgebaut wie das Steuerteil gemäss Fig. 1 d), wobei aber die Verzahnung 27 nicht benötigt wird, weil das Steuerteil 119 einstückig mit der Welle 2 ausgebildet ist. Die hydrostatische Lagerung erhöht den Wirkungsgrad der Maschine gegenüber Ausführungen ohne hydrostatische Lagerung wesentlich.

Fig. 6 zeigt eine Ausführungsform bei der die Welle 2 über eine erste Kardanwelle 44 und das Steuerteil 219 über eine zweite Kardanwelle 45 vom Verdrängerteil 10 bzw. vom Kreiskolben 215 drehzahlgleich angetrieben werden. Das Steuerteil ist gemäss Fig. 3 aufgebaut und somit hydrostatisch gelagert.

Die beschriebenen Ausführungsformen zeigen, dass die hydrostatische Lagerung des Steuerteils in allen Kreiskolbenmaschinen mit drehendem Steuerteil möglich und vorteilhaft ist. Es versteht sich von selbst, dass alle Merkmale der beschriebenen Ausführungsformen beliebig kombiniert werden können.

Patentansprüche

1. Kreiskolbenmaschine mit einem als An- bzw. Abtriebsteil wirkenden Verdrängerteil (10) und einem zur Ver- und Entsorgung des Verdrängerteils (10) mit Arbeitsfluid dienenden Steuerteil (19,19',119,219), das sich relativ zu mindestens einem daran anschliessenden Lagerteil (8,9,11a) um eine Steuerteil-Drehachse dreht, wobei das Verdrängerteil (10) ein feststehendes Aussenteil (18) mit einer Innenverzahnung (17) aufweist, die mit einer Aussenverzahnung (16) eines drehbaren, exzentrisch angeordneten Kreiskolbens (15) zusammenwirkt und Übertragungsmittel (13,14,44) vorgesehen sind, welche die Drehgeschwindigkeit des Kreiskolbens (15) um seine eigene Achse drehmomentwirksam auf eine An- bzw. Abtriebswelle (2) übertragen, **dadurch gekennzeichnet, dass** zwischen dem Steuerteil (19,19',119,219) und mindestens einem, zumindest in einem Teilbereich gleitend daran anschliessenden, feststehen-

den Lagerteil (8,9,11a) eine hydrostatische Lagerung vorgesehen ist.

2. Kreiskolbenmaschine nach Anspruch 1, **dadurch gekennzeichnet, dass** die hydrostatische Lagerung zur Steuerteil-Drehachse radial und/oder axial, bzw. zwischen Zylindermantelflächen (28,29) und/oder Normalebenen (37,38) zur Drehachse, vorzugsweise mit Mitteln zur Erzielung einer hohen Ölfilm-Steifigkeit, Oeldruck ändert sich in Abhängigkeit vom Lagerzustand, angeordnet ist. 5
3. Kreiskolbenmaschine nach Anspruch 1 oder 2, **dadurch gekennzeichnet, dass** die hydrostatische Lagerung zur Aufnahme des Lagerfluids mindestens eine Tragtasche (30,31,130,131,230,231) im Steuerteil (19,19',119,219) und/oder im mindestens einen Lagerteil (8,9,11a) umfasst, die von einem Austrittsspalt zwischen Steuerteil (19,19',119,219) und Lagerteil (8,9,11a) umgeben ist und über eine Zuleitung (34,35) mit unter Druck stehendem Lagerfluid speisbar ist, wobei die Zuleitung (34,35) vorzugsweise eine Vordrossel (35) umfasst, über welche die Tragtasche (30,31,130,131,230,231) mit Räumen oder Kanälen (21,22,25) der Kreiskolbenmaschine (1) in Verbindung steht, in denen sich zumindest in einer Betriebsweise der Kreiskolbenmaschine (1) unter Arbeitsdruck stehendes Arbeitsfluid der Maschine (1) befindet. 10 15 20 25 30
4. Kreiskolbenmaschine nach Anspruch 3, **dadurch gekennzeichnet, dass** mindestens ein Tragtaschenset, das wenigstens ein Tragtaschenpaar, vorzugsweise aber drei Tragtaschen (30,31,130,131,230,231) umfasst, vorgesehen ist, dessen Tragtaschen (30,31,130,131,230,231) je nach Drehrichtung der Maschine (1) mit den hochdruckführenden oder den niederdruckführenden Räumen oder Kanälen (21,22,25) in Verbindung stehen, wobei vorzugsweise zwei Tragtaschensets vorgesehen sind, von denen im Betriebszustand beide Drehrichtungen eines mit hochdruck- und eines mit niederdruckführenden Räumen oder Kanälen (21,22,25) verbunden ist. 35 40 45
5. Kreiskolbenmaschine nach Anspruch 3 oder 4, **dadurch gekennzeichnet, dass** die Vordrossel (35) und der Austrittsspalt jeder Tragtasche (30,31,130,131,230,231) bei im ganzen Lagerbereich konstanter Lagerspaltstärke so dimensioniert sind, dass bei der Verbindung mit Hochdruck in der betreffenden Tasche (30,31,130,131, 230,231) ein Druck im Bereich vom 1/4 bis 3/4, vorzugsweise aber von 1/3 bis 2/3, insbesondere von im wesentlichen 1/2 des Hochdruckes herrscht, wobei bei einer belastungsabhängigen Verkleinerung, bzw. Vergrößerung eines Austrittsspalt von dieser Tragtasche (30,31, 130,131,230, 231) zum Niederdruck der Druck in der Tragtasche 50 55

(30,31,130,131,230,231) ansteigt, bzw. abfällt und somit eine optimale Ölfilm-Steifigkeit der hydrostatischen Lagerung durch ein Druckpotential zwischen den sich einander gegenüberliegenden Tragtaschen (30,31, 130,131,230,231) entsteht.

6. Kreiskolbenmaschine nach Anspruch 4 oder 5, **dadurch gekennzeichnet, dass** mindestens ein Tragtaschenset zur Steuerteil-Drehachse im wesentlichen symmetrisch, vorzugsweise mit in Umfangsrichtung und/oder gegebenenfalls radial und/oder gegebenenfalls axial ausgedehnten Tragtaschen (30,31,130,131,230,231), angeordnet ist, so dass eine isotrop wirkende Steifigkeit der hydrostatischen Lagerung erzielt ist.
7. Kreiskolbenmaschine nach einem der Ansprüche 3 bis 6, **dadurch gekennzeichnet, dass** mindestens eines der folgenden Merkmale vorgesehen ist
 - a) bei einer radialen hydrostatischen Lagerung liegt der Abflussspalt aus den Tragtaschen (30,31,130,131,230, 231) im Bereich von 0.1 bis 0.5, vorzugsweise von 0.25 bis 0.35 Promille des Durchmessers des hydrostatischen Lagers ;
 - b) im Falle einer axialen hydrostatischen Lagerung liegt die Spaltweite des Abflussspaltes aus den Tragtaschen (30,31,130,131, 230,231) im Bereich von 0.2 bis 1.2, vorzugsweise von 0.4 bis 1.0, insbesondere von 0.6 bis 0.8 Promille der axialen Dicke des Steuerteils (19,19',119,219).
8. Kreiskolbenmaschine nach einem der Ansprüche 3 bis 7, **dadurch gekennzeichnet, dass** die Vordrosseln (35) als Nuten und/oder die Tragtaschen (30,31,130,131,230,231) als Vertiefungen in die Gleitoberflächen des Steuerteils (19,19',119,219) eingearbeitet sind.
9. Kreiskolbenmaschine nach einem der Ansprüche 7 bis 8, **dadurch gekennzeichnet, dass** das Aussenteil (18) des Verdrängerteils (10) als festes Gehäuseteil ausgebildet ist und der Kreiskolben (15) eine zweite Innenverzahnung (14) aufweist, die mit einer zweiten Aussenverzahnung (13) an einer zentrischen, vorzugsweise zweifach gelagerten Welle (2) kämmt, wenn letztere den Steuerteil (19,19', 119,219) zumindest teilweise durchsetzt, wobei zwischen der ersten Innen-Aussenverzahnung eine Zahnzahldifferenz von 1 und zwischen der zweiten Innen-Aussenverzahnung eine Zahnzahldifferenz von mindestens 2 besteht.
10. Kreiskolbenmaschine nach einem der vorhergehenden Ansprüche, **dadurch gekennzeichnet, dass** das Steuerteil (19,19',119,219) mit einem Übersetzungsverhältnis von 1:1 mit dem Kreiskol-

ben (15) gekoppelt ist, indem etwa eine Aussenzahnung des Steuerteils (19,19',119,219) in eine Innenverzahnung des Kreiskolbens (15) eingreift oder aber indem zwischen der Welle und dem Steuerteil ein vom Kreiskolben getrenntes Hilfsge-
triebe (41) vorgesehen ist. 5

11. Kreiskolbenmaschine nach einem der Ansprüche 1 bis 8, **dadurch gekennzeichnet, dass** das Steuer-
teil (19,19', 119,219) fest mit der, mit dem Kreiskol- 10
ben (115) synchron drehenden An- bzw.
Abtriebswelle (2) verbunden, insbesondere einstück-
ig mit dieser ausgebildet, ist und die hydrostati-
sche Lagerung somit zur Lagerung dieser Welle (2)
dient. 15
12. Kreiskolbenmaschine nach einem der Ansprüche 1
bis 8, **dadurch gekennzeichnet, dass** das Steuer-
teil (19,19', 119,219) über eine Kardanwelle (45)
mit dem Kreiskolben (215) synchron drehbar ver- 20
bunden ist.
13. Geleitlager an einem Steuerteil einer Kreiskolben-
maschine, insbesondere nach einem der vorherge-
henden Ansprüche, **dadurch gekennzeichnet,** 25
dass das Gleitlager mindestens einen hydrostati-
schen Lagerbereich umfasst.
14. Steuerteil mit einem Gleitlager mit einer Steuerteil-
Gleitfläche nach Anspruch 13, **dadurch gekenn-** 30
zeichnet, dass mindestens ein Tragtaschenset, mit
mindestens einer in der angeordneten Tragtasche
(30,31,130,131, 230,231), vorzugsweise aber mit
drei Tragtaschen (30,31,130,131,230,231), vorge-
sehen ist, dessen Tragtaschen (30,31, 35
130,131,230,231) je nach Drehrichtung der
Maschine (1) mit hochdruckführenden oder nieder-
druckführenden Räumen oder Kanälen des Steuer-
teils (21,22,25) in Verbindung stehen, wobei
vorzugsweise zwei Tragtaschensets vorgesehen 40
sind, von denen im Zustand beider Drehrichtungen
wenigstens je eines mit hochdruck- und wenigstens
je eines mit niederdruckführenden Räumen
(21,22,25) verbunden ist. 45
15. Steuerteil, insbesondere nach Anspruch 13 oder
14, für eine Kreiskolbenmaschine zum Ver- und
Entsorgung des Verdrängerteils (10) der Maschine
mit Arbeitsfluid, wobei das Steuerteil (19) als Trom-
melventil ausgebildet ist und zwei ringförmige 50
Kanäle (21,22) umfasst von denen in Abzweigungs-
bereichen (25a) Verbindungen (25) quer zu den
Kanälen in einen Anschlussbereich (26) führen,
dadurch gekennzeichnet, dass die Abzweigungs-
bereiche (25a), insbesondere durch Bohrungen, 55
angephasst sind.

Fig. 1

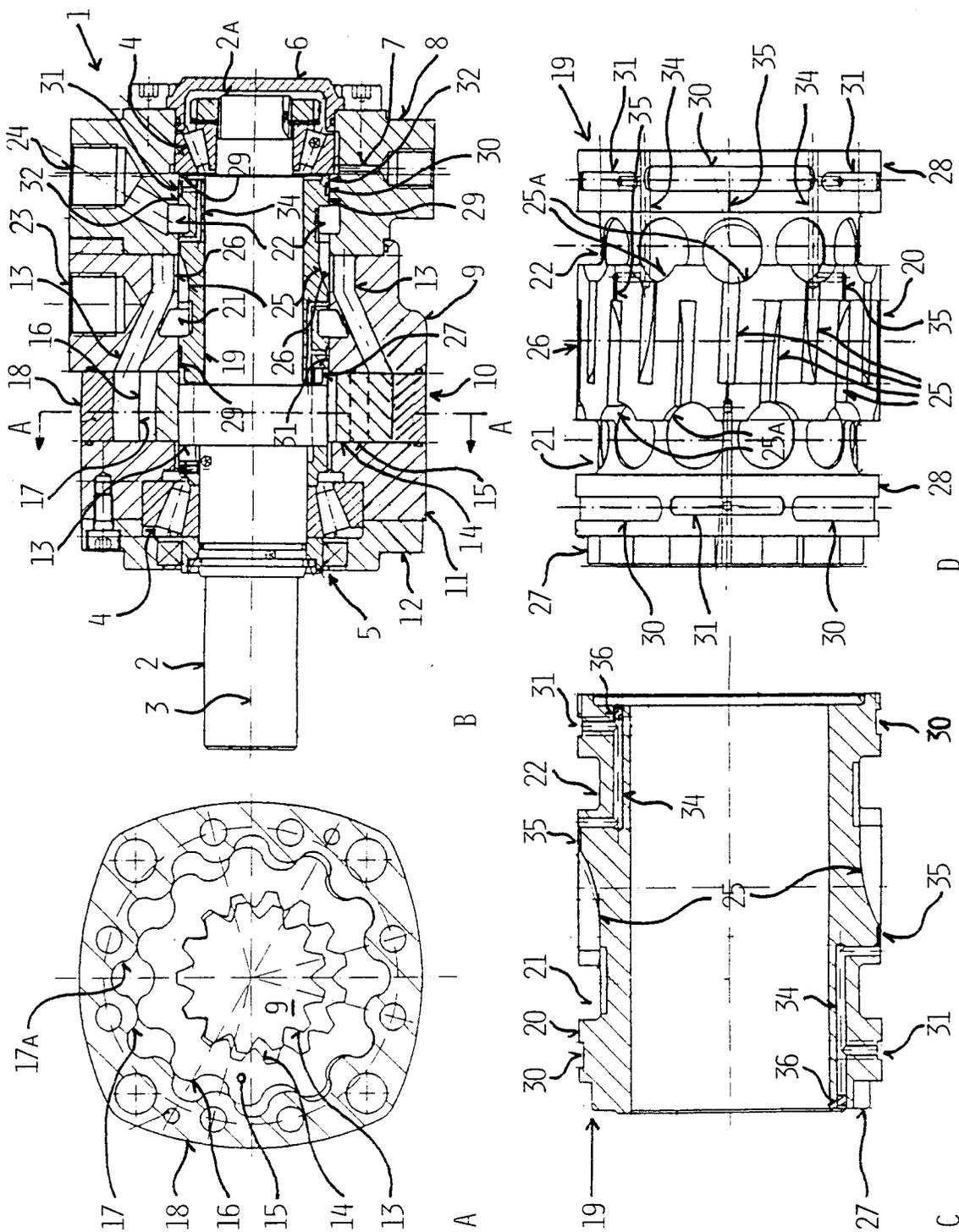


Fig. 2

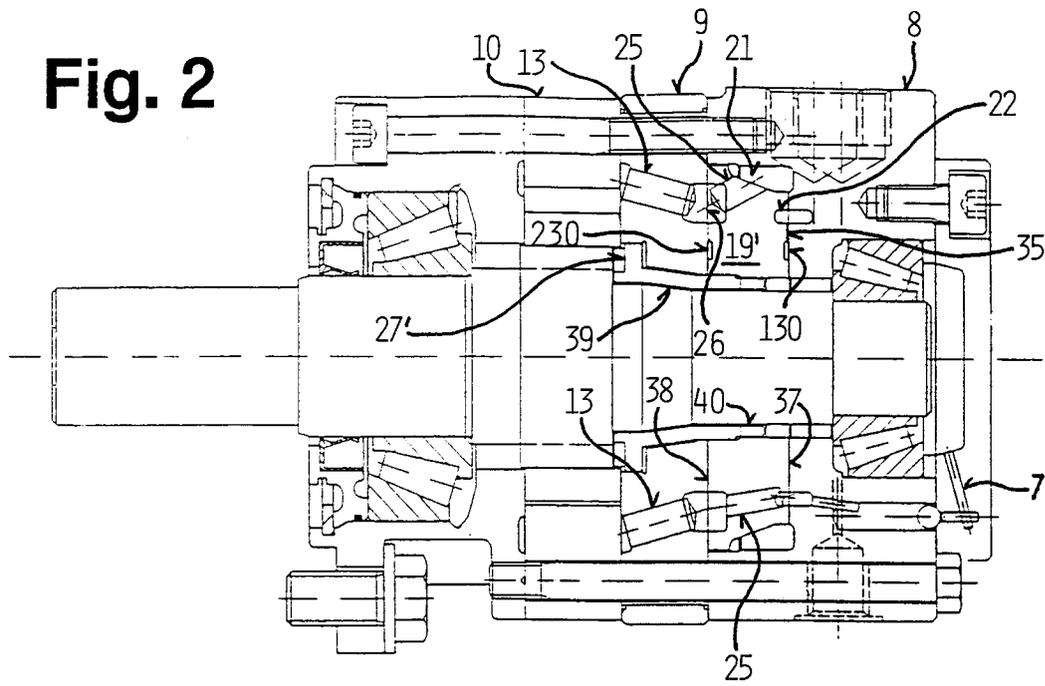


Fig. 3

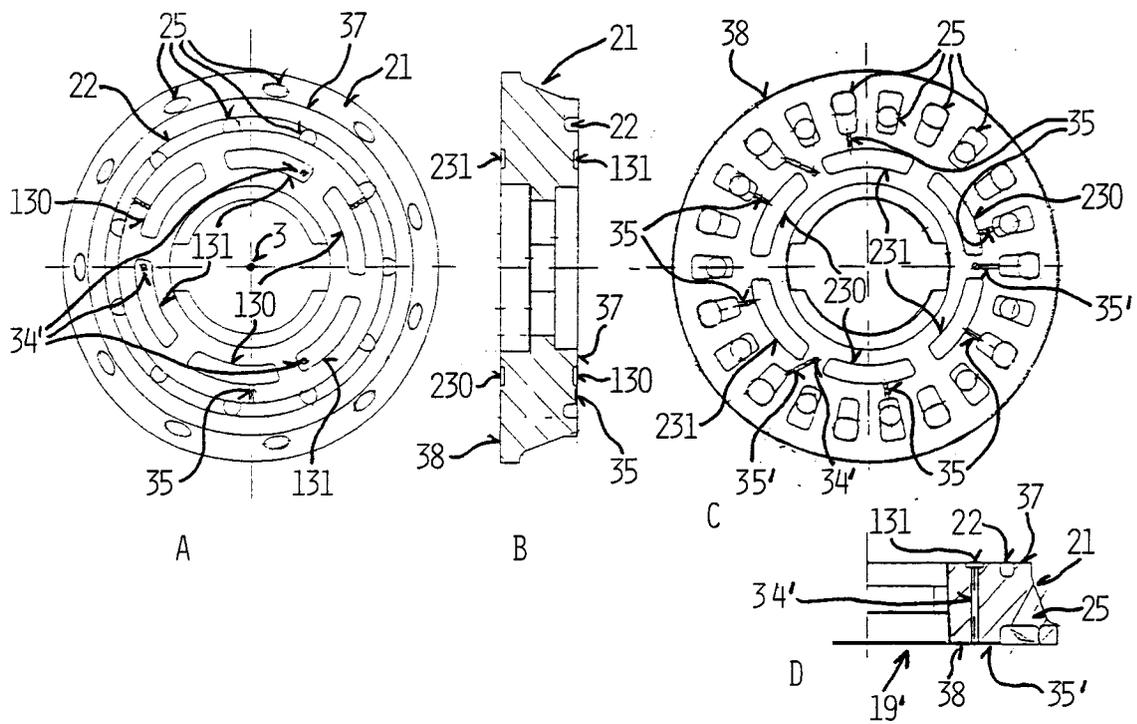


Fig. 4

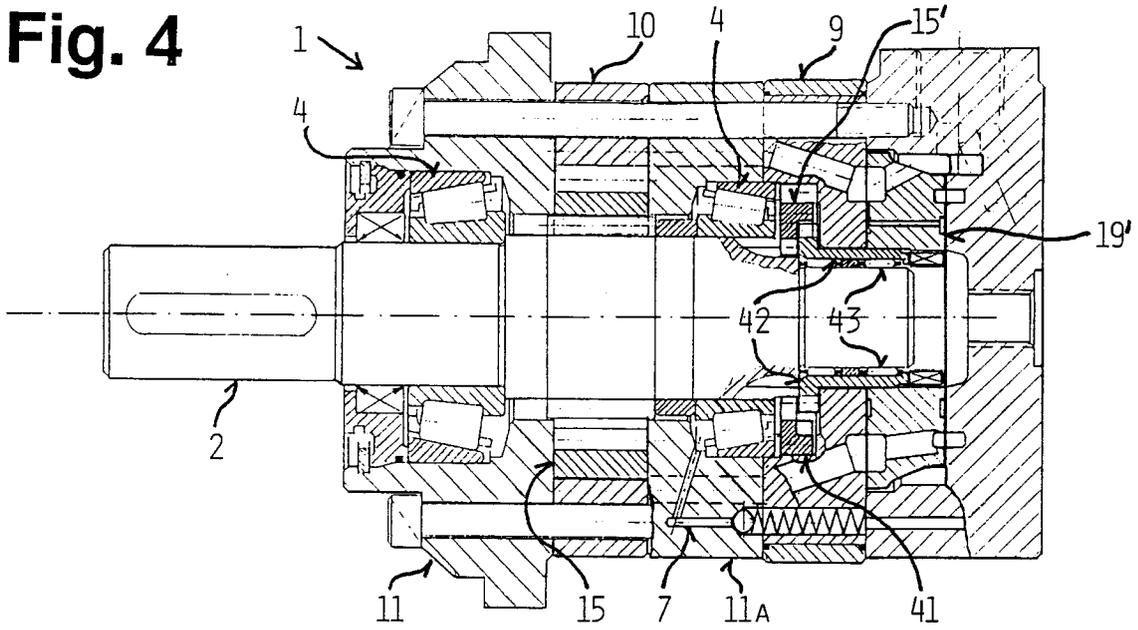


Fig. 5

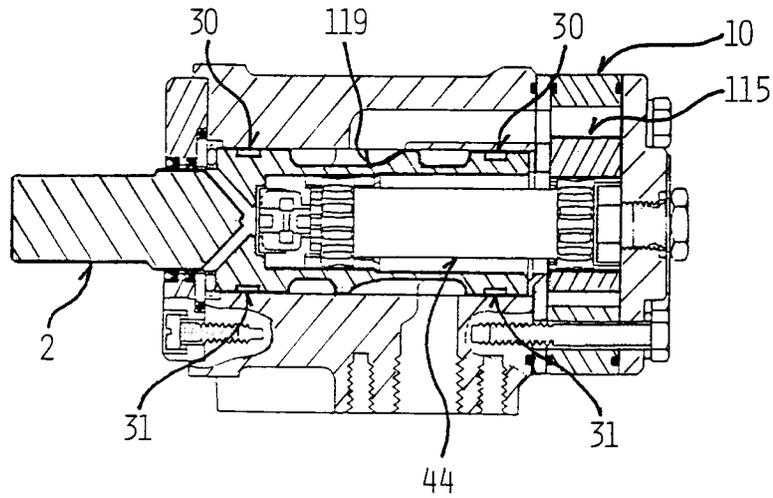
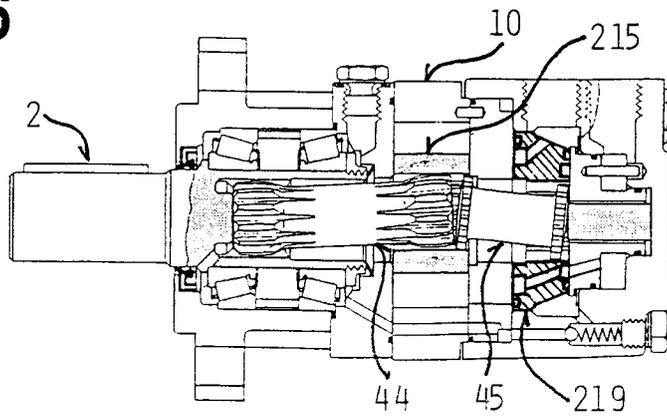


Fig. 6





Europäisches
Patentamt

EUROPÄISCHER RECHERCHENBERICHT

Nummer der Anmeldung
EP 95 11 4072

EINSCHLÄGIGE DOKUMENTE			
Kategorie	Kennzeichnung des Dokuments mit Angabe, soweit erforderlich, der maßgeblichen Teile	Betrifft Anspruch	KLASSIFIKATION DER ANMELDUNG (Int.Cl.6)
A	EP-A-0 367 046 (EISENMANN) * das ganze Dokument * ---	1	F04C2/10 F04C15/02
A	US-A-4 699 577 (DLUGOKECKI ET AL.) * das ganze Dokument * ---	1	
A	DE-A-34 02 710 (EISENMANN) -----	1	
			RECHERCHIERTE SACHGEBIETE (Int.Cl.6)
			F04C F01C F03C
Der vorliegende Recherchenbericht wurde für alle Patentansprüche erstellt			
Recherchenort DEN HAAG		Abschlußdatum der Recherche 22. Januar 1996	Prüfer Dimitroulas, P
KATEGORIE DER GENANNTEN DOKUMENTE		T : der Erfindung zugrunde liegende Theorien oder Grundsätze E : älteres Patentdokument, das jedoch erst am oder nach dem Anmeldedatum veröffentlicht worden ist D : in der Anmeldung angeführtes Dokument L : aus andern Gründen angeführtes Dokument & : Mitglied der gleichen Patentfamilie, übereinstimmendes Dokument	
X : von besonderer Bedeutung allein betrachtet Y : von besonderer Bedeutung in Verbindung mit einer anderen Veröffentlichung derselben Kategorie A : technologischer Hintergrund O : mündliche Offenbarung P : Zwischenliteratur			

EPO FORM 1503 03.82 (P/MC03)