

(19)



Europäisches Patentamt

European Patent Office

Office européen des brevets



(11)

EP 1 074 739 A1

(12)

EUROPÄISCHE PATENTANMELDUNG

(43) Veröffentlichungstag:
07.02.2001 Patentblatt 2001/06

(51) Int. Cl.⁷: F04C 2/10

(21) Anmeldenummer: 00116469.8

(22) Anmeldetag: 29.07.2000

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

(30) Priorität: 03.08.1999 EP 99115295

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

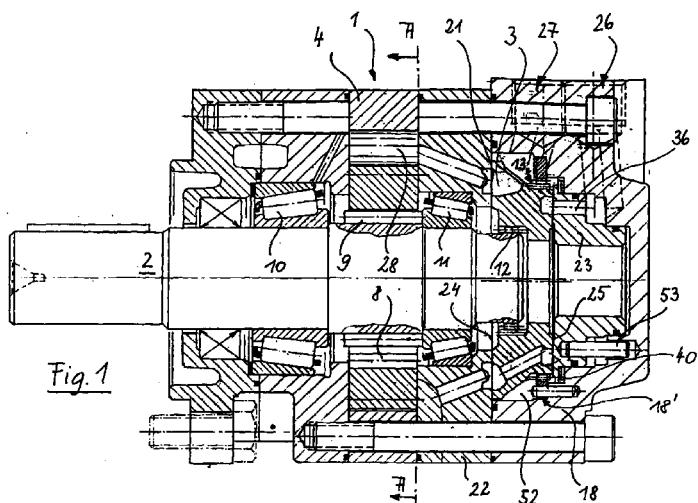
(72) Erfinder:
• Eisenmann, Siegfried A., Dipl.-Ing.
D-88326 Aulendorf (DE)
• Haerle, Hermann
88326 Aulendorf (DE)

(74) Vertreter:
Kaminski, Susanne, Dr. et al
Büchel, Kaminski & Partner Patentanwälte Est.,
Letzanaweg 25-27
9495 Triesen (LI)

(54) Hydrostatische Kreiskolbenmaschine

(57) Eine hydrostatische Kreiskolbenmaschine besitzt einen als An- bzw. Abtriebsteil wirkenden Verdrängerteil (1) und ein zur Versorgung und Entsorgung des Verdrängerteils (1) mit Arbeitsfluid dienendes Drehventil (3), wobei der Verdrängerteil (1) ein erstes starres Gehäuseteil (4) mit einer ersten Innenverzahnung (5) mit einer Zähnezahl d aufweist, die mit einer ersten, eine Zähnezahl c aufweisenden Außenverzahnung (7) an einem drehbaren, exzentrisch angeordneten Kreiskolben (6) zusammenwirkt. Der Kreiskolben (6) weist eine zweite Innenverzahnung (8) mit einer Zähnezahl b

auf, die mit einer zweiten, eine Zähnezahl a aufweisenden Außenverzahnung (9) an einer zentrisch gelagerten Welle (2) kämmt. Dabei ist $d - c = 1$ und $b - a = 2$ ist. Wellenlager (10, 11) sind unmittelbar benachbart links und rechts am Verdrängerteil (1) angeordnet. Ein scheibenförmiges Drehventil (3) wird über ein Zahnradgetriebe angetrieben, das als Exzenter-Innengetriebe (12, 13) ausgebildet ist, bei dem das scheibenförmige Drehventil (3) im Orbit um die Maschinenachse die Exzenterbewegung ausführt.



Beschreibung

[0001] Die Erfindung bezieht sich auf eine hydrostatische Kreiskolbenmaschine nach dem Oberbegriff des Anspruchs 1.

5 **[0002]** Eine solche Kreiskolbenmaschine ist beispielsweise in der EP-A1-761 968 beschrieben. Bei dieser Maschine wird der Verdrängerteil und der Steuerteil zwischen den Wellenlagern für die beide Teile durchsetzende An- bzw. Abtriebswelle angeordnet. Der Vorteil dieser Anordnung liegt darin, dass ein grosser Lagerabstand entsteht, wodurch bei zusätzlichen Radialkräften am äusseren Ende der Welle z.B. durch Riemen- oder Zahnkräfte oder durch Radaufstands Kräfte die Lagerbelastungen reduziert werden. Ein weiterer Vorteil dieser Maschine ist der wesentlich 10 bessere mechanisch-hydraulische Anfahrwirkungsgrad gegenüber anderen bekannten Systemen der sogenannten Orbit-Langsamläufer, die meist mit einer Kardanwelle das Drehmoment vom Kreiskolben auf die Abtriebswelle übertragen.

15 **[0003]** Es hat sich jedoch gezeigt, dass bei bekannten Maschinen wie beispielsweise gemäss der CH-A5-679062 bzw. der EP-A1-0 761 968 eine wesentliche Druck- und damit Leistungssteigerung gegenüber den anderen Orbit-Lang- 20 samläufern (Hochmomentmotoren) nicht möglich ist, da die Zahnkraft an der Welle, hervorgerufen durch die grosse hydrostatische Kraft des Kreiskolbens, übermässige Wellendurchbiegungen, Biege- und Schubspannungen bewirkt. Die Wellenverbiegung führt denn auch zusätzlich zu nicht gleichmässig über die Zahnbreite verteilter Zahnflankenpres- 25 sung, weshalb die Lebensdauer dieses Getriebes verringert ist.

[0004] Aufgabe der Erfindung ist es, diese Maschine so zu verbessern, dass bei ihr gegenüber der bekannten Aus- 20 führung höhere Arbeitsdrücke und somit höhere Drehmomente und Leistungen möglich sind, bei gleichzeitig verminderter Bauteilanzahl.

[0005] Daraus resultieren reduzierte Herstellungskosten und eine sehr kompakte Bauweise. Angestrebt wird ein 25 sogenannter „high torque motor“ für einen Höchstdruck von ca. 400 bar und für einen Dauerdruck von 350 bar. Diese Forderung hängt damit zusammen, dass derartige Hydromotoren mit heutigen Axial- und Radialkolbenpumpen betrie- 30 ben werden müssen, die als regelbare hydrostatische Leistungseinheiten vielfach eingesetzt werden. Das bedeutet, dass die Maschine wesentlich robuster gestaltet und gleichzeitig der volumetrische Wirkungsgrad verbessert werden kann.

[0006] Zwar trägt die Ausbildung eines solchen Motors entsprechend der Fig.4 der EP-A1-0 761 968 dieser Forde- 30 rung in einem gewissen Massen bereits Rechnung, doch ist die Ausbildung als solche relativ aufwendig, wie weiter unten dargestellt.

[0007] Sind die Wälzlager des hydrostatisch radial hochbelasteten Teils der Welle - wie auch in der Ausbildung 35 nach Fig.4 der EP-A1-0 761 968 gezeigt - unmittelbar benachbart mit kleinem Axialabstand angeordnet sind, muss das Drehventil direkt von der Welle mit einem Zahnradgetriebe angetrieben werden, das ermöglicht, dass das Drehventil mit dem Kreiskolben des Verdrängerteils genau und synchron dreht. Für die Kommutierung der Ver- und Entsorgung 40 der Arbeitszellen des Orbitprinzips solcher Maschinen ist dies unerlässlich. Auf diese Weise wird in vorteilhafter Weise die Wellendurchbiegung und die Schiefstellung der Wellenzahnflanken unter Last reduziert. Weiters kann die Wellen- verzahnung am Verdrängerteil genau so breit oder sogar etwas breiter ausgeführt werden kann wie der Kreiskolben. Dies war bei bekannten Maschinen, wie sie beispielsweise in der CH-A5-679062 beschrieben sind, nicht möglich, weil 45 dort ein Teil der kraftübertragenden Zahnbreite auf der Welle wegen des Zahneingriffs der Verbindungswelle vom Kreis- kolben zum Drehventil verloren geht. Die Zahnfugbiegespannung und die spezifische Zahnflankenbelastung kann aber durch die geschilderte Massnahme um 15 bis 20 % reduziert werden. Ein weiterer Vorteil ist die Einsparung der Ver- bindungswelle zwischen dem Kreiskolben und dem Drehventil, die etwa 3 bis 5 % der Herstellkosten ausmacht.

[0008] Die Erfindung hat sich nun zur Aufgabe gestellt, die aus dem Stand der Technik bekannt gewordenen Nach- teile zu beheben. Die gelingt durch die Verwirklichung der kennzeichnenden Merkmale des Anspruchs 1

[0009] Alternative bzw. vorteilhafte Ausbildungen sind durch die Merkmale der abhängigen Ansprüche beschrie- 45 ben.

[0010] Als Zahnradgetriebe bietet sich erfindungsgemäss ein Exzenter-Innengetriebe an, bei dem das scheibenförmige Drehventil die Exzenterbewegung (Orbitbewegung) ausführt. Die beiden Innengetriebe, die das Exzentergetriebe bilden, haben Zähnezahldifferenzen zwischen ein und zwei Zähnen, so dass ein Mehrfach-Zahneingriff besteht, 50 ähnlich wie bei der Verdrängerverzahnung am Verdrängerteil. Als Zahnformen können Zykloiden-Innenverzahnungen, insbesondere Trochoidenverzahnungen, verwendet werden, oder bei einer Zähnezahldifferenz von zwei Zähnen auch Evolventen-Zahnwellenverzahnungen nach DIN 5480 mit 30° Eingriffswinkel, wenn dafür gesorgt wird, dass keine Zahnkopf-Eingriffsstörungen auftreten.

[0011] Wird das scheibenförmige Drehventil durch pulvermetallurgisches Sinterverfahren hergestellt, ist für diese 55 Verzahnungen kein zusätzlicher Fertigungsaufwand notwendig. Die Verzahnung auf der Welle kann bei rationeller Fertigung in einer Aufspannung zusammen mit der Wellenverzahnung für den Verdrängerteil auf programmgesteuerten Verzahnungsmaschinen mitgefertigt werden. Notfalls kann dieses Zahnrad auch gestanziert oder gesintert auf die Welle verdrehgesichert aufgesetzt werden. Das Hohlrad mit der Innenverzahnung im Gehäuseteil am Drehventil wird

gestanzt oder geräumt, wobei eine grosse Anzahl der Teile gleichzeitig geräumt werden können. Auch hier ist somit der Fertigungsaufwand minimiert.

[0012] Um gleiche Drehzahlen von Kreiskolben und Drehventil zu gewährleisten, sollten die Zähnezahlen an den Verzahnungen der Gleichung

5

$$\frac{\frac{b \cdot d - c}{a}}{d - c} = \frac{\frac{x}{w} \cdot z - y}{z - y}$$

10

entsprechen, wobei a die Zähnezahl der Außenverzahnung an der Welle, b die Zähnezahl der Innenverzahnung am Kreiskolben, c die Zähnezahl der Außenverzahnung am Kreiskolben, d die Zähnezahl der Innenverzahnung am starren Gehäuseteil, w die Zähnezahl am ersten Sonnenrad auf der Welle, x die Zähnezahl der Innenverzahnung am Drehventil, y die Zähnezahl der Außenverzahnung am Drehventil, und z die Zähnezahl am zweiten, als gehäusefestes Hohlrad ausgebildeten Sonnenrad ist. Dieser Gleichungsausdruck soll erfindungsgemäss eine ganze Zahl sein.

[0013] Im Gegensatz zu den bekannten Ausführungen von Kreiskolbenmaschinen mit scheibenförmigem Drehventil führt bei der erfindungsgemässen Maschine, wie oben erwähnt, das Drehventil eine kleine Exzenterbewegung aus. Diese darf die ordnungsgemäss Kommutierung für den Verdrängerteil nicht negativ beeinflussen. Sie sollte möglichst klein gehalten werden. Bei dem durch die Gesamtkonstruktion gegebenen Teilkreisdurchmesser für die Verzahnungen des Exzentergetriebes wird die gemeinsame Exzentrizität um so grösser, je niedriger die Drehzahl der Exzentrizitätsachse wird. Umgekehrt wird die Drehzahl der Exzenterachse um so höher, je kleiner die Exzentrizität gewählt wird. Hohe Drehzahlen der Exzenterachse bewirken Fliehkräfte am Drehventil, wodurch die Verzahnungen belastet werden und Quetschverluste zwischen den Innenverzahnungen entstehen. Bevorzugte Verzahnungsdaten sind durch das Kennzeichen des Anspruchs 4 gegeben.

[0014] Ein guter Kompromiss zwischen der Grösse der Exzentrizität und der Drehzahl der Exzenterachse ist durch die Verwirklichung der kennzeichnenden Merkmale der Ansprüche 5 bis 7 möglich. Mit diesen Werten sind die Fliehkräfte auf das Drehventil noch klein, gleichzeitig jedoch in einem grossen Drehwinkelbereich des Kreiskolbens die Kommutierungsbedingungen verbessert für einen drehmoment-pulsationsarmen Lauf der Maschine und einen guten volumetrischen Wirkungsgrad.

[0015] Der Stufenkolben kompensiert hydraulisch die Axialkräfte am scheibenförmigen Drehventil, so dass in beiden Drehrichtungen die Leckspalte zwischen dem Drehventil und der Steuerplatte einerseits und dem Drehventil und der Stirnfläche des Stufenkolbens andererseits auf eine Schmierfilmdicke von wenigen Mikrometern reduziert wird. Auf diese Weise bleibt der volumetrische Wirkungsgrad der Maschine auch bei hohen Drücken und niedrigen Drehzahlen sehr hoch.

[0016] Die Erfindung wird in folgenden anhand von Zeichnungen rein beispielhaft beschrieben. Es zeigen:

Fig.1 einen Längsschnitt durch eine erfindungsgemäss Kreiskolbenmaschine,

40

Fig.2 einen Querschnitt längs A-A der Fig.3,

Fig.3 eine Teilansicht entsprechend Fig.1, Blickrichtung von oben,

45

Fig.4 eine schematische Darstellung eines erfindungsgemässen Drehventils;

Fig.5 ein Längsschnitt entsprechend Fig.1 einer weiteren Ausbildungsvariante und

50

Fig.6 einen Teil-Längsschnitt durch eine weiter Ausbil

dungsvariante

[0017] Die in den Figuren dargestellte Kreiskolbenmaschine besitzt eine An- bzw. Abtriebswelle 2, bei der die Lager 10 direkt beidseits eines starren Gehäuseteils 4 angeordnet sind. Die Welle 2 ist im Bereich des als Verdrängerteil wirkenden, starren Gehäuseteils 4 mit einer - zweiten - Außenverzahnung 9 mit einer Zähnezahl a versehen, die mit einer - zweiten - Innenverzahnung 8 mit einer Zähnezahl b am Kreiskolben 6 kämmt. Der Kreiskolben 6 kreist exzentrisch um die Welle 2 und kämmt mit einer - ersten - Außenverzahnung 7 mit einer Zähnezahl c in der - ersten - Innenverzahnung 6 mit einer Zähnezahl d des starren Gehäuseteils 4.

[0018] Zur Erhöhung der Lebensdauer der Verdrängerverzahnung zwischen Kreiskolben 6 und Gehäuseteil 4 kann

die - erste - Innenverzahnung 5 am Gehäuseteil 4 in vorteilhafter Weise in Form von drehbar gleitgelagerten Rollen 28 ausgebildet sein.

[0019] Die jeweils unbelasteten Rollen auf der Hochdruckseite erlauben den Aufbau eines Schmierfilms zwischen Rolle 28 und Gehäuse 4, der bei stossweiser Entlastung der Rolle 28 einen tragförmigen Quetschfilm erzeugt (Squeeze-Effekt). Somit liegt ein echtes hydrodynamisches Gleitlager vor.

[0020] Zur Übertragung der Kreiskolbendrehung ist ein Zahnradgetriebe in Form eines Exzenterinnengebriebes 12, 13 vorgesehen, wobei über dieses Zahnradgetriebe eine Übersetzung erzeugt wird, durch die die Übersetzung bei der Drehübertragung vom Kreiskolben 6 auf die Welle 2 kompensiert wird. Das solcherart angetriebene Steuerteil in Form eines Drehventils 3 ist scheibenförmig ausgebildet. Vergleicht man die erfundungsgemäße Ausbildung entsprechend den vorliegenden Fig.1 und Fig.5 mit der aus der EP-A1-0 761 968, Fig.5, bekannten Ausbildung, so ist leicht zu erkennen, dass die erfundungsgemäße Ausbildung bauteilarmer (so konnte auf den Getriebekolben 15', die Übertragungshülse 42 und auch das Gehäuseteil 9 der bekannten Ausbildung verzichtet werden) ausgeführt ist, wodurch die Herstellungskosten verringert werden. Auch kann damit die Baugröße des Motors kleiner gewählt werden.

[0021] Fig.4 zeigt in schematischer Weise die Ausbildung und Funktionsweise des Drehventils 3. Die Welle 2 ist als erstes - Sonnenrad 14 mit einer Zähnezahl w ausgebildet, in das das scheibenförmige Drehventil über seine - dritten - Innenverzahnung 15 mit einer Zähnezahl x mit einer Exzentrizität 20 rotierend eingreift. Das Drehventil 3 kämmt nun mit seiner - dritten - Außenverzahnung 16 mit einer Zähnezahl y mit einer - vierten - Innenverzahnung 17, die im Anschlussgehäuse 18 an einem zweiten Sonnenrad 18¹ in Form eines gehäusefesten Hohlrads ausgebildet ist. Die Zähnezahl dieser - vierten - Innenverzahnung 17 am zweiten Sonnenrad 18¹ ist mit z gegeben. Wie weiter unten dargestellt, kann die an dem zweiten Sonnenrad vorgesehene Innenverzahnung auch direkt am Anschlussgehäuse angeordnet werden, wodurch auf das Sonnenrad als eigener, wenn auch gehäusefester Bauteil verzichtet werden kann.

[0022] Bei Rechtslauf der Maschine wird Öl unter Hochdruck in den Anschluss 27 und damit in den Ringraum 52 eingebracht. Aufgrund der konischen Ausbildung des Drehventils 3 steht eine ringförmige Axialfläche 30 (Fig.5) zur Verfügung, die in diesem Betriebszustand der Maschine die Axialkraft am Leckspalt 24 kompensieren kann. Somit bleibt das Drehventil 3 stets auf Nullspiel am Leckspalt 24, wenn die Axialfläche 30 richtig dimensioniert ist.

[0023] Anders ist es, wenn bei Linkslauf das unter Hochdruck stehende Öl in den Anschluss 26 (Fig.1 und Fig.3) gegeben wird. In diesem Falle beaufschlagt das Drucköl die an einem Stufenkolben 23 ausgebildete Kolbenringfläche 32. Dieser Stufenkolben 23 ist zum Axialausgleich der Leckspalte 24 und 25 am Drehventil 3 vorgesehen. Da der Stufenkolben 23 axialbeweglich im Anschlussgehäuse 18 durch O-Ringe 33 und 34 abgedichtet ist, wird dieser gegen den Leckspalt 25 gepresst zum Abdichten eines weiteren, der Kolbenringfläche zugeordneten Ringraums 35. Die vom Stufenkolben 23 erzeugte Axialkraft dichtet somit gleichzeitig den Leckspalt 24 und den Leckspalt 25. Funktion und Dimensionierung eines solchen Stufenkolbens 23 ist dem Fachmann bekannt und braucht deshalb nicht näher erläutert zu werden.

[0024] Erfundungsgemäß ist in Fig.5 eine neue Ausführung des Stufenkolbens 23 gezeigt. Der Stufenkolben 23 muss gegen Mitdrehen im Anschlussgehäuse 18 gesichert werden. Dazu dient entsprechend der Ausbildung nach Fig.1 ein Stift 53. Jedoch kann dann an dieser Stelle keine Verbindungsbohrung 36 im Stufenkolben 23 angebracht werden, was den Durchflusswiderstand für das Öl vergrößert. Auch wird die Umfangskraft des Stiftes 35 gegen das Anschlussgehäuse 18, die durch das Reibungsdrehmoment zwischen dem drehenden Drehventil 3 und dem Stufenkolben 23 hervorgerufen ist, um so höher, je höher der Arbeitsdruck der Maschine wird, da die Axialkraft auf die Kolbenringfläche 32 ansteigt. Diese Umfangskraft behindert die Axialbeweglichkeit des Stufenkolbens 23 in nachteiliger Weise.

[0025] In Fig.5 ist in vorteilhafter Weise das hohlräumförmige, zweite Sonnenrad 18¹ etwas breiter ausgeführt. Damit kann eine am Stufenkolben 23 vorgesehene Verzahnung 37 in dieses eingreifen, so dass eine querkraftfreie Verdrehsicherung des Stufenkolbens 23 möglich wird. Der Stufenkolben 23 kann zusammen mit seiner Verzahnung 37 und den Verbindungsbohrungen 36 im Sinterverfahren hergestellt werden. Diese Ausführung ist sehr montagefreundlich, da der Stufenkolben 23 eingesetzt werden kann, wenn die O-Ringe 33 und 34 im Anschlussgehäuse 18 angeordnet sind. Die Verdrehsicherung für das zweite Sonnenrad 18¹ geschieht über Stifte 38 und seine Axialsicherung über einen Segerring 39. Eine Initialfeder 40 ist als Wellfeder ausgeführt und hält auch bei Nulldruck den Stufenkolben 23 im Kontakt mit dem Drehventil 3.

[0026] Die vierte Innenverzahnung 17 kann auch - wie in Fig.6 dargestellt ist - direkt im Anschlussgehäuse 18 angeordnet werden. Dies wird sich insbesondere unter dem Gesichtspunkt von Vorteil erweisen, wenn dem Hersteller derartiger Kreiskolbenmaschinen eine ausreichende Kapazität an Verzahnungs-Stoss-Maschinen zur Verfügung steht. Eine solche Anordnung hat den Vorteil, dass das innenverzahnte Sonnenrad 18¹ und Kleinteile, wie Stifte 38 und Segerring 39 eingespart werden können. Auch wird dadurch der Aufwand bei der Montage verringert. Bei der Ausbildung entsprechend Fig.6 ist zu beachten, dass die relative Verdrehsicherung der Verzahnung 17 zur zweiten Innenverzahnung 5 (die nach Fig.2 in Form von Rollen ausgebildet sein kann) genau eingehalten wird, welche Aufgabe bei den Ausbildungen entsprechend Fig.1 und Fig.5 durch die richtige Positionierung des Stiftes 38 erfüllt wird.

[0027] Die leichte Exzenterbewegung des Drehventils 3 wirkt tribologisch sehr vorteilhaft, weil dadurch Riefenbil-

dung durch Schmutz- und Abriebteilchen im Ölfilm vermieden wird, wie beim Polieren von glatten Oberflächen. Der unvermeidliche Verschleiss durch Erosion und Korrosion an diesen Oberflächen wird durch den hydrostatisch angepressten Stufenkolben 23 automatisch nachreguliert. Dadurch bleibt der Leckstrom an diesen Stellen stets klein.

5 Patentansprüche

1. Hydrostatische Kreiskolbenmaschine mit einem als An- bzw. Abtriebsteil wirkenden Verdrängerteil (1) und mit einem zur Versorgung und Entsorgung des Verdrängerteils (1) mit Arbeitsfluid dienenden Drehventil (3), wobei der Verdrängerteil (1) ein erstes starres Gehäuse teil (4) mit einer ersten Innenverzahnung (5) mit einer Zähnezahl d aufweist, die mit einer ersten, eine Zähnezahl c aufweisenden Aussenverzahnung (7) an einem drehbaren, exzentrisch angeordneten Kreiskolben (6) zusammenwirkt, wobei der Kreiskolben (6) eine zweite Innenverzahnung (8) mit einer Zähnezahl b aufweist, die mit einer zweiten, eine Zähnezahl a aufweisenden Aussenverzahnung (9) an einer zentrisch gelagerten Welle (2) kämmt, und wobei $d - c = 1$ und $b - a = 2$ ist, wobei Wellenlager (10, 11) unmittelbar benachbart links und rechts am Verdrängerteil (1) angeordnet sind und ein scheibenförmiges Drehventil (3) und ein Zahnradgetriebe zu dessen Antrieb vorgesehen ist, dadurch gekennzeichnet, dass das Zahnradgetriebe ein Exzenter-Innengetriebe (12, 13) ist, bei dem das scheibenförmige Drehventil (3) im Orbit um die Maschinenachse die Exzenterbewegung ausführt.
2. Hydrostatische Kreiskolbenmaschine nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, dass die Zähnezahlen (a, b, c, d) des Verdrängerteils (1) und die Zähnezahlen (w, x, y, z) des Exzenter-Innengetriebes (12, 13) die Gleichung

$$\frac{\frac{b}{a} \cdot d - c}{d - c} = \frac{\frac{x}{w} \cdot z - y}{z - y}$$

erfüllen und dieser Gleichungsausdruck eine ganze positive Zahl ist, wobei w die Zähnezahl eines an der Welle (2) angeordneten, ersten Sonnenrades (14), x die Zähnezahl der dritten Innenverzahnung (15) am scheibenförmigen Drehventil (3), y die Zähnezahl der dritten Aussenverzahnung (16) am Drehventil (3) und z die Zähnezahl der vierten Innenverzahnung (17) am Anschlussgehäuse (18) bedeutet.

3. Hydrostatische Kreiskolbenmaschine nach Anspruch 2, dadurch gekennzeichnet, dass die positive ganze Zahl gleich 3 ist.
4. Hydrostatische Kreiskolbenmaschine nach einem der Ansprüche 1 bis 3, dadurch gekennzeichnet, dass der Wert der Gleichung

$$\frac{y}{y-z}$$

ganzzahlige negative Werte zwischen -33 und -55 annimmt, wenn am Exzentergetriebe (12, 13) y die Zähnezahl der Aussenverzahnung (16) am scheibenförmigen Drehventil (3) und z die Zähnezahl der Innenverzahnung (17) am Anschlussgehäuse (18) bzw. einem zweiten Sonnenrad (18¹) im Anschlussgehäuse (18) bedeuten.

5. Hydrostatische Kreiskolbenmaschine nach einem der Ansprüche 2 bis 4, dadurch gekennzeichnet, dass bei den Zähnezahlen a = 12, b = 14, c = 11, d = 12 oder a = 13, b = 15, c = 12, d = 13 des Verdrängerteils (1) die Zähnezahlen des Exzentergetriebes (12, 13) des Drehventils (3) folgende Werte annehmen können:

bei $(x - w) = 1 : x = 16$ bis 24 y = 29 bis 45 Zähne

bei $(x - w) = 2 : x = 31$ bis 49; y = 18 bis 46 Zähne.

6. Hydrostatische Kreiskolbenmaschine nach einem der Ansprüche 1 bis 5, dadurch gekennzeichnet, dass die gemeinsame Exzentrizität (20) des Exzentergetriebes (12, 13) am scheibenförmigen Drehventil (3) das 0,01 bis 0,017-fache des mittleren Teilkreisdurchmessers von Steuerschlitten (21) in einer Steuerplatte (22) ist.
7. Hydrostatische Kreiskolbenmaschine nach einem der Ansprüche 1 bis 5, dadurch gekennzeichnet, dass die

EP 1 074 739 A1

gemeinsame Exzentrizität (20) der beiden Innengetriebe (12, 13) das 0,011 bis 0,015-fache des mittleren Teilkreis-durchmessers der Steuerschlitzte (21) in der Steuerplatte (22) ist.

8. Hydrostatische Kreiskolbenmaschine nach einem der Ansprüche 1 bis 7, dadurch gekennzeichnet, dass ein Stu-fenkolben (23) vorgesehen ist zum Axialausgleich von Leckspalten (24 und 25) am scheibenförmigen Drehventil (3).
9. Hydrostatische Kreiskolbenmaschine nach Anspruch 1 bis 8, dadurch gekennzeichnet, dass die erste Innenver-zahnung (5) durch im Gehäuseteil (4) drehbar gelagerte Rollen (28) gebildet wird.

10

15

20

25

30

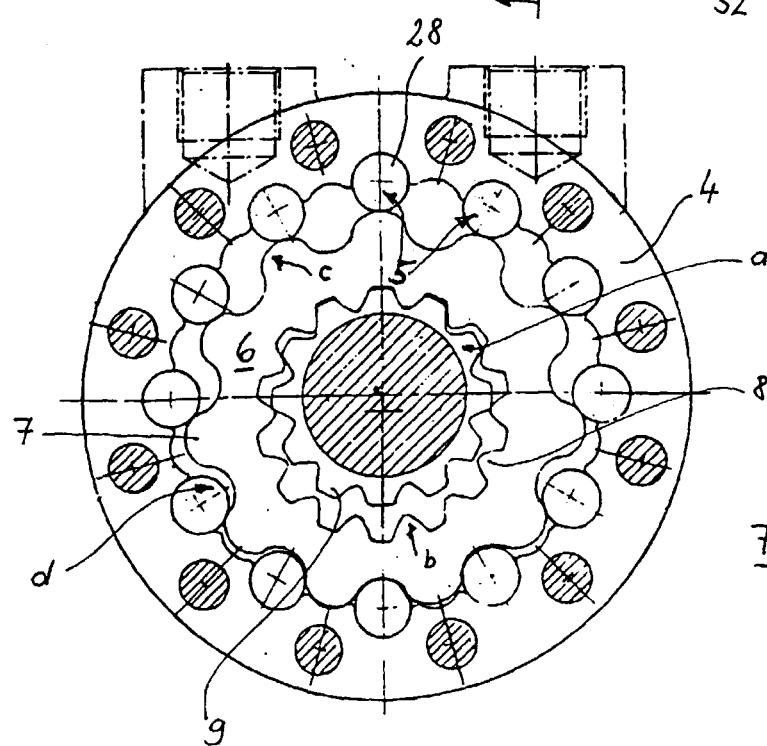
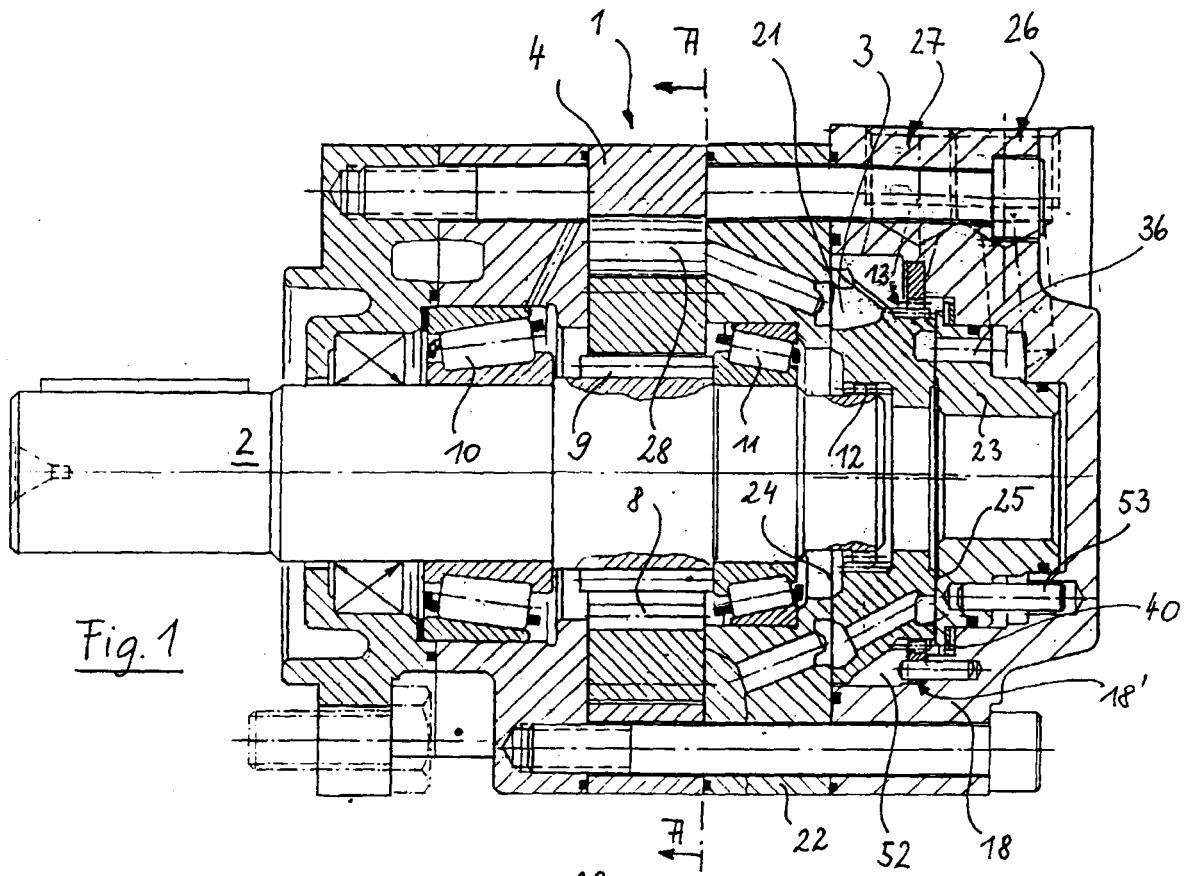
35

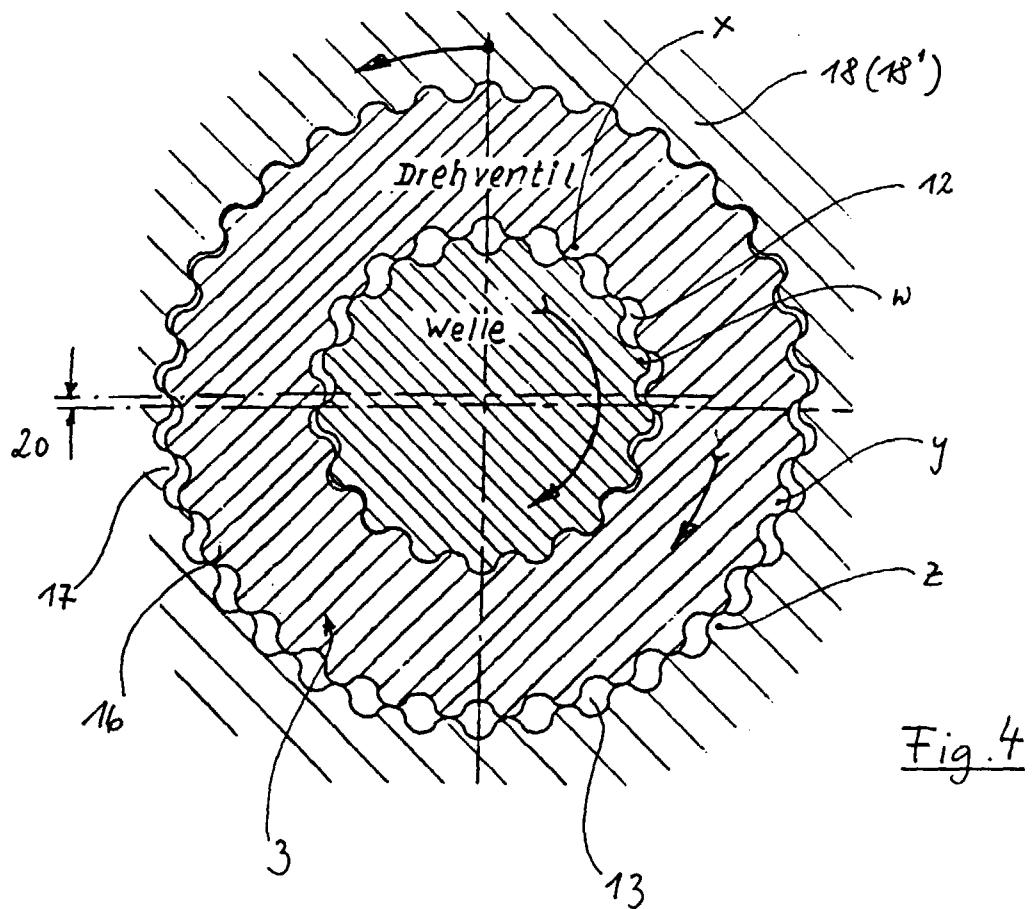
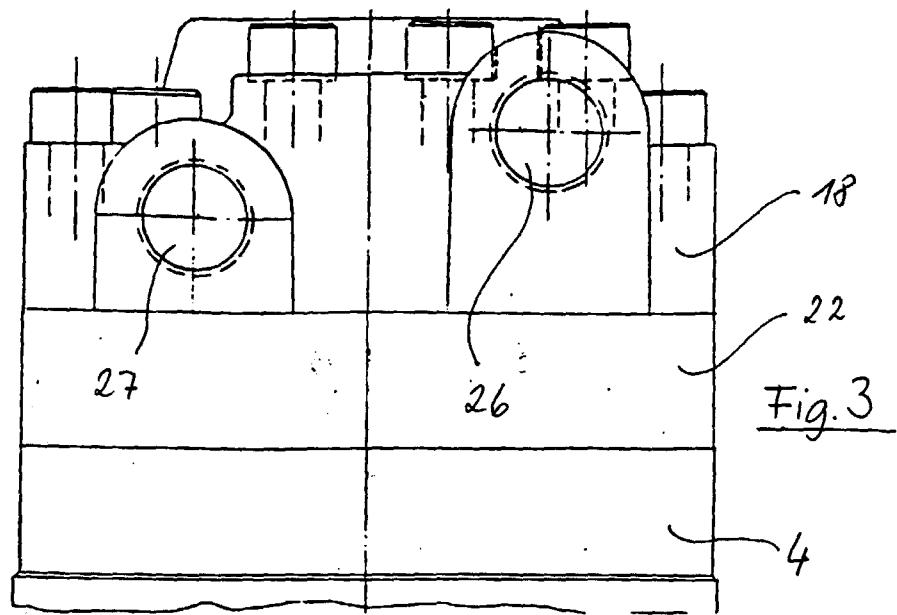
40

45

50

55





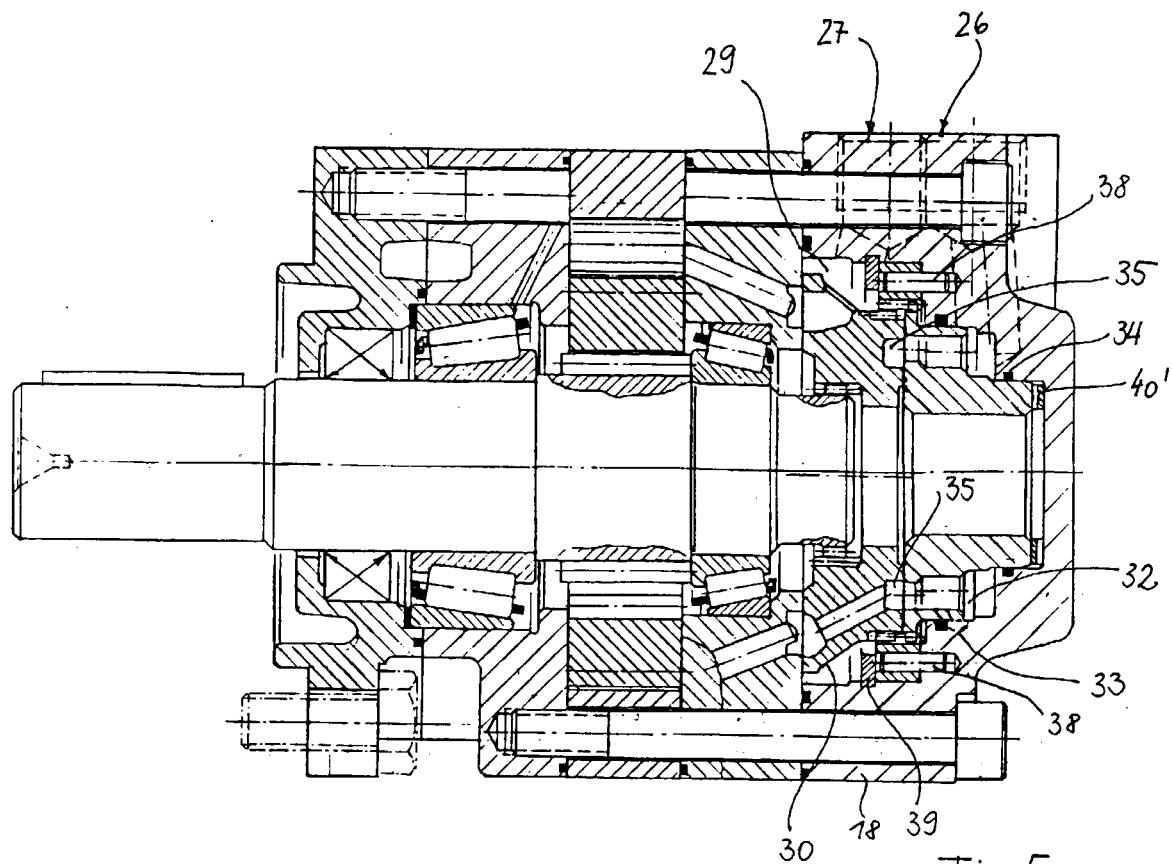


Fig. 5

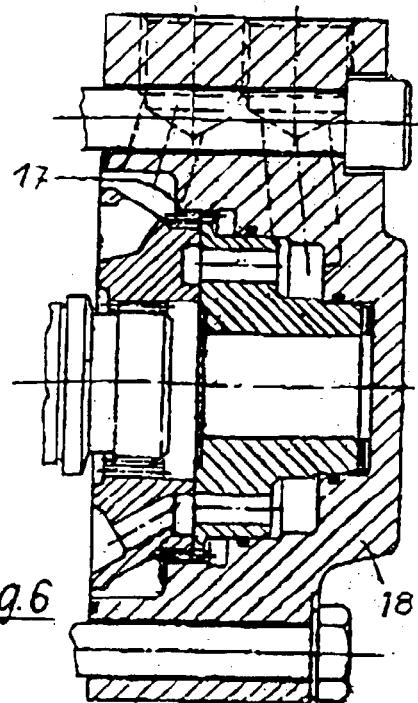


Fig. 6



Europäisches
Patentamt

EUROPÄISCHER RECHERCHENBERICHT

Nummer der Anmeldung
EP 00 11 6469

EINSCHLÄGIGE DOKUMENTE			
Kategorie	Kennzeichnung des Dokuments mit Angabe, soweit erforderlich, der maßgeblichen Teile	Betrifft Anspruch	KLASSIFIKATION DER ANMELDUNG (Int.Cl.7)
D, A	EP 0 761 968 A (EISENMANN SIEGFRIED A) 12. März 1997 (1997-03-12) * Anspruch 1; Abbildung 1 * ---	1	F04C2/10
D, A	CH 679 062 A (EISENMANN SIEGFRIED; HERMANN HAERLE) 13. Dezember 1991 (1991-12-13) * Anspruch 1; Abbildung 1 * -----	1	
			RECHERCHIERTE SACHGEBIETE (Int.Cl.7)
			F04C
Der vorliegende Recherchenbericht wurde für alle Patentansprüche erstellt			
Recherchenort	Abschlußdatum der Recherche	Prüfer	
DEN HAAG	17. Oktober 2000	Dimitroulas, P	
KATEGORIE DER GENANNTEN DOKUMENTE			
X : von besonderer Bedeutung allein betrachtet Y : von besonderer Bedeutung in Verbindung mit einer anderen Veröffentlichung derselben Kategorie A : technologischer Hintergrund O : nichtschriftliche Offenbarung P : Zwischenliteratur			
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 anderen Gründen angeführtes Dokument & : Mitglied der gleichen Patentfamilie, übereinstimmendes Dokument			

**ANHANG ZUM EUROPÄISCHEN RECHERCHENBERICHT
ÜBER DIE EUROPÄISCHE PATENTANMELDUNG NR.**

EP 00 11 6469

In diesem Anhang sind die Mitglieder der Patentfamilien der im obengenannten europäischen Recherchenbericht angeführten Patentdokumente angegeben.

Die Angaben über die Familienmitglieder entsprechen dem Stand der Datei des Europäischen Patentamts am
Diese Angaben dienen nur zur Unterrichtung und erfolgen ohne Gewähr.

17-10-2000

Im Recherchenbericht angeführtes Patentdokument		Datum der Veröffentlichung		Mitglied(er) der Patentfamilie		Datum der Veröffentlichung
EP 0761968	A	12-03-1997		JP 9177682 A		11-07-1997
				US 5989001 A		23-11-1999
CH 679062	A	13-12-1991		DE 8912593 U		25-01-1990
				DE 58905616 D		21-10-1993
				EP 0367046 A		09-05-1990
				HK 58394 A		17-06-1994
				JP 2245485 A		01-10-1990
				JP 2820290 B		05-11-1998
				SG 64994 G		14-10-1994
				US 5056994 A		15-10-1991