

19



Europäisches Patentamt
European Patent Office
Office européen des brevets

11

Veröffentlichungsnummer:

**0 367 046
A1**

12

EUROPÄISCHE PATENTANMELDUNG

21

Anmeldenummer: 89119514.1

51

Int. Cl.⁵: F04C 2/10

22

Anmeldetag: 20.10.89

30

Priorität: 24.10.88 CH 3943/88

43

Veröffentlichungstag der Anmeldung:
09.05.90 Patentblatt 90/19

84

Benannte Vertragsstaaten:
DE FR GB IT

71

Anmelder: Eisenmann, Siegfried A., Dipl.-Ing.
Conchesstrasse 25
D-7960 Aulendorf(DE)

Anmelder: Härle, Hermann
Conchesstrasse 23
D-7960 Aulendorf(DE)

72

Erfinder: Eisenmann, Siegfried, Dipl.-Ing.
Conchesstrasse 25
D-7960 Aulendorf(DE)
Erfinder: Härle, Hermann
Conchesstrasse 23
D-7960 Aulendorf(DE)

74

Vertreter: Büchel, Kurt F., Dr.
Bergstrasse 297
FL-9495 Triesen(LI)

54

Hydrostatische Kreiskolbenmaschine.

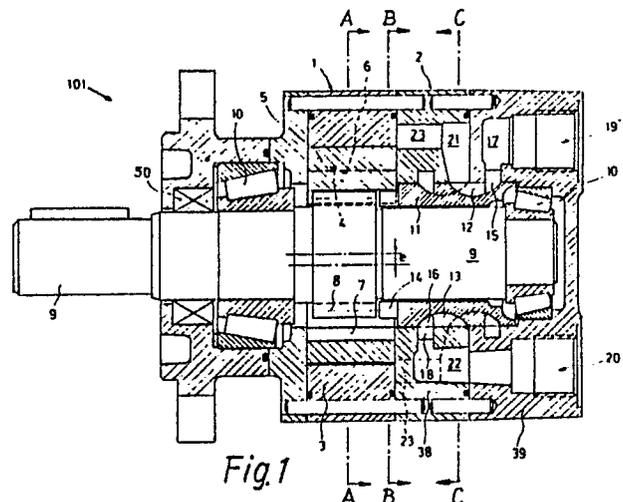
57

Die Erfindung betrifft eine hydrostatische Kreiskolbenmaschine, mit der hohe Drehmomente übertragen bzw. erzeugt werden sollen. Sie enthält einen als An- bzw. Abtriebsteil wirkenden Verdrängerteil (1) und einem zur Ver- und Entsorgung des Verdrängerteils (1) mit Arbeitsfluid dienenden, daneben liegenden Steuerteil (2).

Der Verdrängerteil (1) hat ein erstes starres Gehäuse (3) mit einer ersten Innenverzahnung (4), die mit einem drehbaren, exzentrisch angeordneten Kreiskolben (5) mit einer ersten Aussenverzahnung (6) zusammenwirkt. Der Kreiskolben (5) weist eine zweite Innenverzahnung (7) auf, die mit einer zweiten Aussenverzahnung (8) an einer zentrisch gelagerten Welle (9) kämmt, die zumindest auch den Steuerteil (2) durchsetzt und beidseitig gelagert ist. Zwischen der ersten Innen- und Aussenverzahnung (4,6) besteht eine Zähnezahldifferenz von 1.

Die zweite Innen- und Aussenverzahnung (7,8) weist eine Zähnezahldifferenz von mindestens auf, wobei die Aussenverzahnung (6,8) jeweils diejenige mit der geringeren Zähnezahl ist. Ein Drehkommutator (11) des Steuerteils (2) ist mit dem Kreiskolben (5) über ein Kreisbogengetriebe (28,29) mit einem Übersetzungsverhältnis von 1 : 1 gekoppelt. Die Maschine baut insgesamt sehr klein.

tor (11) des Steuerteils (2) ist mit dem Kreiskolben (5) über ein Kreisbogengetriebe (28,29) mit einem Übersetzungsverhältnis von 1 : 1 gekoppelt. Die Maschine baut insgesamt sehr klein.



EP 0 367 046 A1

Hydrostatische Kreiskolbenmaschine

Die Erfindung betrifft eine hydrostatische Kreiskolbenmaschine der im Oberbegriff des Anspruchs 1 angegebenen Gattung. Diese hydrostatischen Maschinen können sowohl als Hydropumpe, vorzugsweise jedoch als Hydromotor eingesetzt werden und sind besonders beliebt als langsam laufende "Torque-Motoren". Als Arbeitsfluid werden Flüssigkeiten und Gase verstanden. Ihr Vorzug liegt vor allem in einem relativ grossen Schluckvolumen pro Umdrehung und somit in einem relativ hohen Abtriebsdrehmoment. Ausführungen nach dem Oberbegriff haben den Vorteil, dass die Welle links und rechts des Verdrängerteils und des Steuerteils in gross dimensionierten Wälzlagern gelagert werden kann, so dass nicht nur eine für den Hydroteil genaue Wellenlagerung vorliegt, sondern auch ein grosser Lagerabstand verwirklicht ist, der am An- bzw. Abtriebswellenende - bedingt durch die grosse Hebelwirkung der Welle - grosse radiale Kräfte zulässt. Dadurch ist es möglich, bei diesen Maschinen nicht nur grosse Riemen- und Zahnkräfte für die Drehmomentein- bzw. ableitung zuzulassen, sondern man kann diese Maschinen auch als Antriebsnabe für hydrostatische Radantriebe benutzen.

Eine bekannte Maschine dieser Art (DOS 1.703.573) besitzt eine sogenannte Gerotor-Verzahnung zwischen dem feststehenden Gehäuse und der Aussenverzahnung des Kreiskolbens. Diese Verzahnung arbeitet dort als Verdrängerteil. Der Kreiskolben besitzt in seinem inneren Bereich ebenfalls eine Gerotor-Verzahnung, wobei sein Innenläufer einstückig mit der An- bzw. Abtriebswelle verdrehfest verbunden ist. Bei dieser Maschine wird versucht, die Versorgung und Entsorgung der Verdrängerverzahnung über Steuerschlitze zu gewährleisten, die am Drehkolben selbst angeordnet sind. Aus konstruktiven und getriebekinematischen Gründen ist es erforderlich, dass die Exzentrizitäten beider Gerotor-Verzahnungen gleich sein müssen. Somit richtet sich die Zahnhöhe der Verdrängerverzahnung nach der Zahnhöhe der sehr viel kleineren Verzahnung auf der Welle, sodass die Förderfläche, d.h. das spezifische Volumen pro Umdrehung der Verdrängerverzahnung noch immer relativ klein ist. Auch sind die erzielbaren Strömungsquerschnitte durch die dort vorgesehene Kommutatorsteuerung ungünstig, so dass hohe Drosselverluste auftreten.

Der Erfindung liegt die Aufgabe zugrunde, eine hydrostatische Kreiskolbenmaschine der angegebenen Gattung zu schaffen, bei der die oben erwähnten Nachteile nicht auftreten. Insbesondere soll das Schluckvolumen vergrössert sein und eine hydrostatische Kreiskolbenmaschine vorgeschlagen wer-

den, bei der möglichst viele Teile mit höchst rationalen Verfahren hergestellt werden können, z.B. im Sinterverfahren. Auch soll die Anzahl der benötigten Teile möglichst klein sein. Gesintert werden vor allem natur axial-abformbare Teile. Dies wird erfindungsgemäss durch die Kombination der Merkmale des Anspruchs 1 erreicht.

Zweckmässige Ausführungsformen sind in den Merkmalen der Unteransprüche beschrieben.

Gemäss der Erfindung erhält man nämlich in der Verdrängerverzahnung, die im folgenden als erste Innen- bzw. Aussenverzahnung bezeichnet ist, bei einer Zähnezahldifferenz von 1 die doppelte Zahnhöhe, wenn die zwischen dem Kreiskolben und der Welle vorgesehene Verzahnung, die im folgenden als zweite Innen- und Aussenverzahnung bezeichnet ist, eine höhere Zähnezahldifferenz aufweist als 1. Das dadurch erreichte wesentlich grössere Schluckvolumen der Verdrängerverzahnung erfordert jedoch eine zeitquerschnittsintensive Steuerung (in $\text{cm}^2 \cdot \text{sec}$) des Zu- und Abflusses für das Arbeitsmedium, weshalb ein getrennter Drehkommutator vorgesehen werden muss. Da der Kreiskolben über sehr grosse Zahnkräfte sein Drehmoment an die Welle überträgt, muss diese Welle sehr stabil ausgeführt werden. Da diese dicke Welle durch den Drehkommutator hindurchgeführt werden muss, muss für den Antrieb desselben durch den Kreiskolben ein neuer Weg beschritten werden. Darin dürfte auch der Grund liegen, warum die Fachwelt bisher keine höhere Zähnezahldifferenz als möglich ansah.

Die Lösung dieser Aufgabe wird nunmehr in äusserst vorteilhafter Weise dadurch erreicht, dass die zweite Innen- und Aussenverzahnung eine Zähnezahldifferenz von mindestens 2 aufweist, und dass der Drehkommutator des Steuerteils mit dem Kreiskolben über ein Kreisbogengetriebe mit einem Übersetzungsverhältnis von 1 : 1 gekoppelt ist. Gegenüber der Welle ist der Drehkommutator frei drehbar.

Als eine mögliche Zahnform zwischen dem Kreiskolben und der Welle eignet sich eine Innenverzahnung mit konkav ausgebildeten Zahnflanken, die Kreisbogenform besitzen und die Form der Zahnflanken der zweiten Aussenverzahnung auf der An- bzw. Abtriebswelle durch Abrollen auf der zweiten Innenverzahnung des Kreiskolbens bestimmen. Eine solche Innenverzahnung hat besonders kleine Gleitanteile, bedingt durch einen sehr kleinen Eingriffswinkel.

Man kann den Wirkungsgrad des Innengetriebes zwischen dem Kreiskolben und der Welle noch verbessern, indem die zweite Innenverzahnung (des Kreiskolbens) konvex kreisförmig ausgebildete

Zahnflanken aufweist, die Form der Zahnflanken der zweiten Aussenverzahnung (der Welle) durch Abrollen auf der zweiten Innenverzahnung bestimmt ist und somit konkave Zahnform besitzt. Dadurch ist der kerbfreie Querschnitt des Drehkolbens auch grösser als bei der Variante mit konkaven Flanken an der zweiten Innenverzahnung, was eine höhere Stabilität ergibt oder eine schmalere Bauform erlaubt.

Eine einwandfreie Drehkommutatorsteuerung für die Versorgung und Entsorgung des Verdrängerteils hat zur Bedingung, wie dies allgemein bei solchen Maschinen bekannt ist, dass der Drehkommutator exakt die gleiche Drehzahl ausführt wie der Kreiskolben um seine eigene Achse. Da der Kreiskolben nicht nur eine Drehbewegung, sondern auch eine Exzenterbewegung ausführt, treten bei dieser 1:1 - Übersetzung konstruktive Schwierigkeiten auf. Bei der erfindungsgemässen Kreiskolbenmaschine wird diese 1:1-Übersetzung dadurch erreicht, dass der Drehkommutator zum Verdrängerteil gerichtete Getriebefortsätze aufweist, die unmittelbar mit der zweiten Innenverzahnung des Kreiskolbens kämmen. Die 1:1 Übersetzung entsteht dadurch, dass zwischen dem Drehkommutator und dem Kreiskolben ein Kreisbogengetriebe mit der Übersetzung 1:1 vorgesehen ist, bei welchem die vom Drehkommutator abragenden Getriebefortsätze als Zähne mit kreisbogenförmigen Zahnflanken ausgebildet sind - entlang eines Teilkreisumfangs gleichmässig verteilt - und in kreisbogenförmige Zähne des Kreiskolbens als zweite Innenverzahnung eingreifen, deren Radius um die Exzentrizität der Kreiskolbenmaschine kleiner ist als der Radius der kreisbogenförmigen Zahnflanken der Getriebefortsätze oder umgekehrt. Hohe Leistungen werden dabei nicht übertragen.

Umgekehrt muss die Verzahnung zwischen dem Kreiskolben und der Abtriebswelle zur Verlustminimierung unbedingt als rollende Verzahnung mit kleinsten Gleitanteilen ausgeführt werden. Da der Drehkommutator jedoch praktisch momentenfrei arbeitet, kann für dessen Antrieb ein Getriebe mit verhältnismässig hohem Gleitanteil eingesetzt werden, wie dies bei dem Kreisbogengetriebe der Fall ist. Es kann z.B. eine Kopplung wie beim Cyclogetriebe vorgesehen sein. Im Rahmen der Erfindung gilt auch der Inhalt der CH-Patentanmeldung "Kreisbogengetriebe" vom selben Anmeldetag als geoffenbart. Bei einer Ausführung der zweiten Innenverzahnung mit konkaven Zähnen ist nun der 1 : 1 - Antrieb des Drehkommutators dadurch gegeben, dass die gleichmässig am Umfang verteilten Getriebefortsätze des Drehkommutators direkt in die zweite mit konkav kreisförmigen Zahnflanken ausgeführte Innenverzahnung des Kreiskolbens hineinragen und die Anzahl der Fortsätze gleich der Zähnezahl der zweiten Innenverzahnung ist, wobei

die Form der Fortsätze nach den Richtlinien für ein Kreisbogengetriebe gemäss Anspruch 7 festgelegt ist und konvexe Zahnflanken aufweist. Für die konstante Drehwinkelübersetzung 1:1 vom Kreiskolben auf den Drehkommutator kann ein ausreichender Überdeckungsgrad erzielt werden.

Besitzt der Kreiskolben als zweite Innenverzahnung Zähne mit konvexen Zahnflanken, so erfolgt der Antrieb des Drehkommutators dann dadurch, dass die gleichmässig am Umfang verteilten Getriebefortsätze des Drehkommutators ebenfalls direkt in die mit konvex kreisförmigen Zahnflanken versehene zweite Innenverzahnung des Kreiskolbens hineinragen und die Anzahl der Fortsätze gleich der Zähnezahl der zweiten Innenverzahnung ist, wobei die Fortsätze wiederum nach den Richtlinien für ein Kreisbogengetriebe gemäss Anspruch 6 festgelegt sind und konkave Zahnflanken aufweisen.

Bei ähnlichen Kreiskolbenmaschinen, die zwar nicht dieser Gattung angehören, ist bekannt, dass der Drehkommutator über eine taumelnde Kardanwelle vom Kreiskolben angetrieben wird. Diese Lösung kann aber bei der erfindungsgemässen Maschine nicht übernommen werden, da im zentralen Bereich der Maschine die Antriebswelle durch den Drehkommutator hindurchgeführt ist. Zwar bestünde die Möglichkeit, dass im Bereich zwischen dem Drehkommutator des Steuerteils eine taumelnde Hohlwelle vorgesehen ist, die an ihren beiden Enden mit einer dritten bzw. vierten Aussenverzahnung versehen ist, die einerseits mit der zweiten Innenverzahnung des Kreiskolbens und andererseits mit einer dritten Innenverzahnung des Drehkommutators kämmt. Diese Möglichkeit scheidet jedoch praktisch aus, da die durchgeführte Antriebswelle in diesem Bereich sehr viel schwächer ausgeführt werden müsste, wodurch bei gleicher Dimensionierung unzulässige Durchbiegungen der Getriebewelle auftreten könnten.

Die Ausführungsform der Verdrängerverzahnung, in diesem Fall also die erste Innen- bzw. Aussenverzahnung, hat einen wesentlichen Einfluss auf den Wirkungsgrad der Maschine. Hierbei ist eine der Verlustquellen die Normalkraft, mit der die Zahnköpfe der ersten Aussenverzahnung auf die Zahnköpfe der zugehörigen Innenverzahnung gegeneinander gerückt werden. Diese Kopf-Zahnkraft ist umso kleiner, je kleiner der Eingriffswinkel der Verzahnung ist. Da diese Zahnköpfe aufeinander gleiten, treten dort Reibverlustleistungen auf, die auch gleichzeitig zu Verschleisserscheinungen führen können. Eine in der Praxis vielfach bewährte Ausführung ist dadurch gekennzeichnet, dass diese erste Innen- bzw. Aussenverzahnung eine Trochoidenverzahnung ist, wobei wie in anderem Zusammenhang beschrieben (siehe EP-PS 43899, die als im Rahmen dieser Beschreibung geoffenbart gilt)-

die Zähne der ersten Innenverzahnung angenähert Trapezform mit konvex gewölbten Flanken und Köpfen aufweisen, und dass der Wälzkreis der ersten Innenverzahnung ausserhalb des Kreises um den Mittelpunkt der ersten Innenverzahnung durch das untere Drittel der Zahnhöhe der ersten Innenverzahnung verläuft.

Bei hohen Drehzahlen dieser hydrostatischen Kreiskolbenmaschinen hat sich auch eine Ausführung bewährt, bei der die Zähne der ersten Innenverzahnung durch in dem Gehäuse drehbar gelagerte Rollen gebildet werden. Diese werden mit einem gewissen Gleitlagerlaufspiel im Gehäuse gelagert, so dass durch das Arbeitsfluid zwischen der Rolle und dem Gehäuse ein hydrodynamisches Gleitlager entsteht.

Bei der der Erfindung zugrundeliegenden Gattung der Kreiskolbenmaschinen besitzt der Kreiskolben Ringform. Die hydrostatische Kraft wirkt auf seinen halben Aussenumfang und hat das Bestreben, diesen ringförmigen Körper zu einem Oval zu verformen. Diese Verformung darf nicht grösser sein, als es das Zahnspiel der ersten Innenverzahnung zulässt, wenn sich der Kreiskolben noch frei in der Gehäuseinnenverzahnung drehen soll. Wird diese Ovalverformung zu gross, dann klemmt der Kreiskolben mit der Folge schlechten Wirkungsgrades und hohen Verschleisses der Maschine. Aus diesem Grunde muss die Verformungssteifigkeit des Kreiskolbens optimiert sein. Dies wird dann erreicht, wenn die Innenverzahnung des Kreiskolbens dieselbe Zähnezahl aufweist wie dessen Aussenverzahnung und wenn der Kreiskolben aus einem Material mit grossem Elastizitätsmodul hergestellt ist.

Weitere vorteilhafte Ausführungsmöglichkeiten für eine rationelle Herstellung der erfindungsgemässen Maschine sind in den Unteransprüchen beschrieben.

Die Erfindung wird im folgenden anhand von Ausführungsbeispielen unter Bezugnahme auf die beiliegenden, schematischen Zeichnungen näher erläutert. Es zeigen:

Fig.1 einen Längsschnitt durch eine Ausführungsform einer hydrostatischen Kreiskolbenmaschine, wobei der besseren Anschaulichkeit wegen lediglich die Längsverstiftung, nicht jedoch die Längsschraubung dargestellt ist;

Fig.2 einen Querschnitt entlang der Schnittlinie A-A von Fig.1, wobei die Innenverzahnung des Kreiskolbens konkave Zahnflanken aufweist;

Fig.3 einen gleichen Querschnitt, wobei die Innenverzahnung des Kreiskolbens konvexe Zahnflankenform besitzt;

Fig.4 einen Querschnitt entlang der Schnittlinie B-B von Fig.1, wobei die Innenverzahnung des Kreiskolbens wie in Fig.2 konkave Zahnflanken aufweist;

Fig.5 einen gleichen Querschnitt, wobei die Innenverzahnung des Kreiskolbens konvexe Zahnflankenform besitzt;

Fig.6 einen Querschnitt entlang der Schnittlinie A-A von Fig.1, wobei die Innenverzahnung der Verdrängerverzahnung im Gehäuse durch Zylinderrollen gebildet wird;

Fig.7 einen Querschnitt entlang der Schnittlinie C-C von Fig.1, und

Fig.8 eine Variante mit mittig angeordnetem Steuerteil.

Die in den Figuren ersichtliche Kreiskolbenmaschine 101 weist neben der im Längsschnitt nicht gezeigten Längsschraubung eine An- bzw. Abtriebswelle 9 auf, die in zwei Kegelrollenlagern 10 links und rechts des Hydraulikteils stabil gelagert ist. Die Maschine ist durch einen Wellendichtring 50 nach aussen leckfrei abgedichtet, wobei die zur Druckentlastung der Dichtung dienenden Leckölleitungen und Leckölrückführungen in den Niederdruckbereich der Übersichtlichkeit wegen nicht dargestellt sind. Die Welle 9 ist mit einer kräftigen, das An- bzw. Abtriebsdrehmoment übertragenden Aussenverzahnung 8 (8a mit konvexen und 8b mit konkaven Zahnflanken 28a bzw 28b) versehen, die mit der Innenverzahnung 7 (7a mit konkaven und 7b mit konvexen Zahnflanken 29a bzw 29b) des Kreiskolbens 5 kämmt. Dieser kreist mit der Exzentrizität e um die Welle 9 und, da die Welle coaxial zur Gehäuseinnenverzahnung 4 gelagert ist, auch innerhalb des Gehäuses 3. Es muss somit die konstruktive Forderung erfüllt sein, dass der Achsabstand des Zahnradinnengetriebes zwischen Welle 9 und Kreiskolben 5 gleich dem Achsabstand des Innengetriebes zwischen Kreiskolben 5 und Gehäuse 3 sein muss. Die Maschine weist ferner einen trommelförmigen Drehkommutator 11 auf, der druckdicht, jedoch mit Laufspiel versehen im Steuerteil 2 gelagert ist. Er besitzt radial nach aussen offene Steuerschlitze 12 und 13, die wechselweise axial versetzt und gleichmässig am Umfang verteilt sind. Die Steuerschlitze stehen sowohl über Umfangsnuten 15 und 16 als auch über Innennuten 17 und 18 mit den Anschlüssen 19 und 20 für das Fördermedium in Verbindung. Die Wirkungsweise eines solchen Drehkommutators zur Steuerung z.B. einer gattungsgemässen Kreiskolbenmaschine ist dem einschlägigen Fachmann bekannt (vgl. OMM Hydromotor der Fa. Danfoss) und muss deshalb nicht näher erläutert werden. Der Drehkommutator beliefert und entsorgt den Verdrängerteil 1 über die radialen Steuerkanäle 21 und 22 und über die axialen Kanäle 23 mit Druckmedien.

Wie aus den Fig.2 bis 6 erkennbar, münden die Kanäle 23 in die Zahnlückenräume 26 der Gehäuseinnenverzahnung 4, die in bekannter Weise zusammen mit der zugehörigen Aussenverzahnung

nung 6 des Kreiskolbens 5 die Arbeitsräume der hydrostatischen Maschine bilden. Auch die Wirkungsweise dieser bekannter Innenzahnradpumpen oder -motoren ist dem Fachmann bekannt und muss nicht weiters erläutert werden. Bei richtiger Steuerung des Zu- und Abflusses des Arbeitsmediums aus den Arbeitsräumen 26a und 26b durch den Drehkommutator 11 sind beispielsweise alle links der Achsstandlinie 40 liegenden Arbeitsräume 26a mit dem Zulauf 19, alle rechts da von liegenden Arbeitsräume 26b mit dem Abfluss 20 in Verbindung. Wenn nun, wie im Falle eines Hydromotors, der Zulauf 19 unter hohem Pumpendruck, der Ablauf 20 etwa unter Atmosphärendruck steht, dann wird der Kreiskolben 5 mit hohem Drehmoment um den Eingriffspunkt 27 der Gehäuseverzahnung 4 im Beispiel der Fig.2 bis 6 im Uhrzeigersinn gedreht. Die Grösse und die Gleichförmigkeit dieses Drehmomentes hängt entscheidend von der Zähnezahzahl und vom Teilkreisdurchmesser der Aussenverzahnung des Kreiskolbens ab. Daraus leitet sich ein linearer Zusammenhang zwischen dem Schluckvolumen der Maschine pro Umdrehung des Kreiskolbens um seine eigene Achse und dessen Drehmoment ab. Grosse Zähnezahzahl und grosse Exzentrizität e ergeben somit eine hohe Leistung der Maschine bei gegebenem Bauraum.

Der Kreiskolben 5 gibt nun sein Drehmoment in Form einer grossen Zahnkraft im Eingriffspunkt 44 zwischen seiner Innenverzahnung 7 und der Aussenverzahnung 8 der Welle auf die Abtriebswelle 9 ab.

Der Wirkungsgrad dieser Kraftübertragung zwischen dem Kreiskolben und der Welle wird vom Eingriffswinkel der engagierten Verzahnungen beeinflusst. Die Verzahnung gemäss Fig.3 ist derjenigen der Fig.2 um ca. 4% überlegen, sofern sie konstruktiv optimiert ist. Diese Optimierung muss am Reissbrett und gleichzeitig rechnerisch erfolgen, was hier im Einzelnen nicht dargelegt werden muss und einem Fachmann bekannt ist.

Wichtig für das erfolgreiche Arbeiten einer solchen Kreiskolbenmaschine ist eine biegesteife Welle 9, weshalb angestrebt werden muss, dass die auf ihr bevorzugt einstückig aufgesetzte Aussenverzahnung 8 möglichst grossen Durchmesser besitzt. Gleichzeitig soll jedoch auch der Kreiskolben 5 möglichst steif ausgebildet sein. Besonders aus Fig.6 kann man erkennen, dass es vorteilhaft ist, wenn die Innenverzahnung des Kreiskolbens 5 gleiche Zähnezahzahl aufweist wie dessen Aussenverzahnung 6.

Wie man insbesondere in Fig.1 erkennen kann, bleibt für den 1:1-Antrieb des Drehkommutators 11 durch den Kreiskolben 5 wenig Platz übrig. Bei der Kreiskolbenmaschine gemäss der Erfindung ist für die Lösung dieser Aufgabe ein völlig neuer Weg beschritten worden, wie man dies besonders deut-

lich in Fig.4 erkennen kann. Wählt man für die Innenzahnflanken 29a des Kreiskolbens 5 eine Kreisbogenform, dann lässt sich auch für eine 1:1 - Übersetzung zwischen Kreiskolben 5 und Drehkommutator 11 ein dazu passender Kreisbogenzahn 30 (mit einer konvexen Zahnflanke 30a) finden. Die aktiven Eingriffspunkte sind mit den Ziffern 31 und 32 bezeichnet. Die Vorschrift für die Berechnung und Konstruktion dieser 1:1 - Verzahnung kann der Patentschrift (CH-Patentgesuch "Kreisbogengetriebe" vom selben Anmeldetag) bzw. den Merkmalen des Anspruches 5 entnommen werden. Die als Zähne ausgebildeten Fortsätze 14 mit der kreisbogenförmigen Zahnflanke 30a können einstückig mit dem Drehkommutator 11 beispielsweise im Sinterverfahren hergestellt werden. Da der Drehkommutator keine Leistung verbraucht, ist die Zahnbelastung hier praktisch Null.

Fig.5 zeigt eine solche Kreisbogenverzahnung zwischen dem Kreiskolben 5 und dem Drehkommutator 11, bei der die Zahnform 29b konvex ist. Die Regeln zur Konstruktion und Berechnung der Gegenzahnflanke 30b sind gleich. Hierbei erhält man wesentlich stabilere zahnförmige Fortsätze 14b am Drehkommutator 11.

Eine Maschine mit sehr hoher und bewährter Verschleissfestigkeit ist in Fig. 6 dargestellt, bei der die Innenverzahnung 4 des Gehäuses aus drehbaren, gehärteten und geschliffenen Rollen 34 hergestellt wird. Hier besteht die Möglichkeit, dass sich die Rollen 34 auf einem Ölfilm im Spalt 35 zwischen Rolle und Gehäuse hydrodynamisch gelagert abstützen, so dass der Wirkungsgrad dieser Verdrängerverzahnung verbessert wird. Der Herstellungsaufwand ist natürlich entsprechend höher, da der Schmierfilm nur wenige Mikrometer dick sein darf, so dass die Gehäuse-Innenform entsprechend exakt sein muss.

In Fig.7 kann man die Anordnung der radialen Schlitze 12 und 13 des Drehkommutators 11 erkennen, ebenso die Anordnung der Kanäle 21 und 22 und der zylindrischen Kanäle 23 im Querschnitt. Hier erkennt man auch die Schrauben 36 für die Längsverschraubung der Maschine und die Schrauben 37 zum getrennten Verschrauben des Steuergehäuses 38 mit dem Anschlussgehäuse 39.

Die in Fig.8 im Schnitt dargestellte Variante zeigt den Steuerteil 2a mit den Anschlüssen 19a,20a dem Abtriebsende der Welle 9 näher als bei der Variante nach Fig.1. Dadurch ist eine radiale Anspeisung möglich, und die radialen Lagerkräfte für die Lager 10 sind noch besser verteilt. Es ergeben sich daraus weiters weniger Durchströmverlustrate bei hoher Drehzahl, weil keine starken Wegkrümmungen vorhanden sind; längere Abdichtstrecken "L" am Kommutator und dadurch ein besserer volumetrischer Wirkungsgrad bei gleicher Baulänge wie Fig.1; leichtere Montierbarkeit und

eine marktkonformere Anordnung der Anschlüsse. Die weiteren Bauteile entsprechen denen der anderen Figuren und sind daher nicht näher bezeichnet.

Die in der Zeichnung dargestellten Ausführungsformen sollen lediglich Beispiele für eine erfindungsgemäße Kreiskolbenmaschine geben. So ist es auch denkbar, dass der Drehkommutator nicht radial, sondern axial durchströmt sein kann, wie dies in einigen Fällen bevorzugt wird. Ebenso können die Zu- und Abflussanschlüsse - wie oft bevorzugt - nicht axial, sondern radial angeordnet sein.

Ansprüche

1. Hydrostatische Kreiskolbenmaschine mit einem als An- bzw. Abtriebsteil wirkenden Verdrängerteil (1) und einem zur Versorgung und Entsorgung des Verdrängerteils (1) mit Arbeitsfluid dienenden, daneben liegenden Steuerteil (2), wobei der Verdrängerteil (1) ein erstes starres Gehäuse (3) mit einer ersten Innenverzahnung (4) aufweist, die mit einem drehbaren, exzentrisch angeordneten Kreiskolben (5) mit einer ersten Aussenverzahnung (6) zusammenwirkt, welcher Kreiskolben (5) eine zweite Innenverzahnung (7) aufweist, die mit einer zweiten Aussenverzahnung (8) an einer zentrisch gelagerten Welle (9) kämmt, die zumindest auch den Steuerteil (2) durchsetzt und beidseitig gelagert ist, wobei zwischen der ersten Innen- und Aussenverzahnung (4,6) eine Zähnezahldifferenz von 1 herrscht, dadurch gekennzeichnet, dass die zweite Innen- und Aussenverzahnung (7,8) eine Zähnezahldifferenz von mindestens 2 - die Aussenverzahnung (6,8) ist jeweils diejenige mit der geringeren Zähnezahl - aufweisen, und dass ein Drehkommutator (11) des Steuerteils (2) mit dem Kreiskolben (5) über ein Kreisbogengetriebe (28,29) mit einem Übersetzungsverhältnis von 1 : 1 gekoppelt ist.

2. Hydrostatische Kreiskolbenmaschine nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, dass die zweite Innenverzahnung (7a) konkav ausgebildete Zahnflanken (29a) aufweist, die insbesondere Kreisbogenform besitzen, und dass die Form der Zahnflanken (28) der zweiten Aussenverzahnung (8a) auf der An- bzw. Abtriebswelle (9) für das Abrollen auf der zweiten Innenverzahnung (7a) des Kreiskolbens (5a) bestimmt ist. (Fig.2)

3. Hydrostatische Kreiskolbenmaschine nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, dass die zweite Innenverzahnung (7b) konvexe, insbesondere kreisbogenförmig ausgebildete, Zahnflanken (29b) aufweist, und dass die Form der Zahnflanken (28b) der zweiten Aussenverzahnung (8b) der Welle (9) für das Abrollen auf der zweiten Innenverzahnung (7b) bestimmt ist. (Fig.3)

4. Hydrostatische Kreiskolbenmaschine nach

einem der Ansprüche 1 bis 3, dadurch gekennzeichnet, dass der Drehkommutator (11) zum Verdrängerteil (1) gerichtete Getriebefortsätze (14a;b) aufweist, die unmittelbar mit der zweiten Innenverzahnung (7) des Kreiskolbens (5) kämmen. (Fig.1,4)

5. Hydrostatische Kreiskolbenmaschine nach einem der Ansprüche 2 bis 4, dadurch gekennzeichnet, dass vom Drehkommutator abragende Getriebefortsätze (14a;b) als - entlang eines Teilkreisumfangs gleichmässig verteilte - Zähne mit - vorzugsweise kreisbogenförmigen - Zahnflanken (30) ausgebildet sind, die in die zweite Innenverzahnung (7a;b) eingreifen, wobei deren Radius um die Exzentrizität (e) der Kreiskolbenmaschine kleiner ist, als der Radius der - vorzugsweise kreisbogenförmigen - Zahnflanken (30a;b) der Getriebefortsätze (14a;b) oder umgekehrt. (Fig.4:5)

6. Hydrostatische Kreiskolbenmaschine nach Anspruch 2 oder 5, dadurch gekennzeichnet, dass die Anzahl der Getriebefortsätze (14a) gleich der Zähnezahl der zweiten Innenverzahnung (7a) ist, wobei die Getriebefortsätze (14a) konkave Zahnflanken (30a) aufweisen. (Fig.4)

7. Hydrostatische Kreiskolbenmaschine nach Anspruch 3 oder 5, dadurch gekennzeichnet, dass die Anzahl der Getriebefortsätze (14b) gleich der Zähnezahl der zweiten Innenverzahnung (7b) ist, wobei die Getriebefortsätze (14b) konvexe Zahnflanken (30b) aufweisen. (Fig.5)

8. Hydrostatische Kreiskolbenmaschine nach einem der Ansprüche 1 bis 7, dadurch gekennzeichnet, dass die erste Innen- bzw. Aussenverzahnung (4,6) eine Trochoidenverzahnung ist, wobei jeder Zahn (25) der ersten Innenverzahnung (4) annähernd Trapezform mit konvex gewölbten Flanken und Köpfen aufweist, und dass der Wälzkreis (41) der ersten Innenverzahnung (4) ausserhalb des Kreises (42) um den Teilkreismitelpunkt (43) der ersten Innenverzahnung (4) durch das untere Drittel ihrer Zahnhöhe verläuft. (Fig.2)

9. Hydrostatische Kreiskolbenmaschine nach einem der vorhergehenden Ansprüche, gekennzeichnet durch wenigstens eines der folgenden Merkmale:

a) der Kreiskolben (5), vorzugsweise aber auch das diesen aufnehmende erste Gehäuse (3), und der Drehkommutator (11) sowie gegebenenfalls die Steuerscheibe (36) und das zweite Gehäuse (19) sind aus einem gesinterten Metall und/oder Keramikpulver aufgebaut;

b) die Innenverzahnung (7a;b) des Kreiskolbens (5) weist dieselbe Zähnezahl auf wie dessen Aussenverzahnung (6a;b);

c) die Zähne der ersten Innenverzahnung (4) sind durch in dem Gehäuse (3) drehbar gelagerte Rollen (34) gebildet.

10. Hydrostatische Kreiskolbenmaschine nach

einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, dass im Bereich des Drehkommutators der Steuerteil (2) in ein Steuergehäuse (38) und ein Anschlussgehäuse (39) coaxial geteilt und druckdicht verschraubt ist, wobei das Anschlussgehäuse (39) vorzugsweise ein Lager (51) für die Welle (9) aufnimmt. 5

11. Hydrostatische Kreiskolbenmaschine nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, dass der die Leistung übertragende Wellenein- bzw. ausgang (13) dem Verdrängerteil (1) näher liegt als dem Steuerteil (2). (Fig.8) 10

15

20

25

30

35

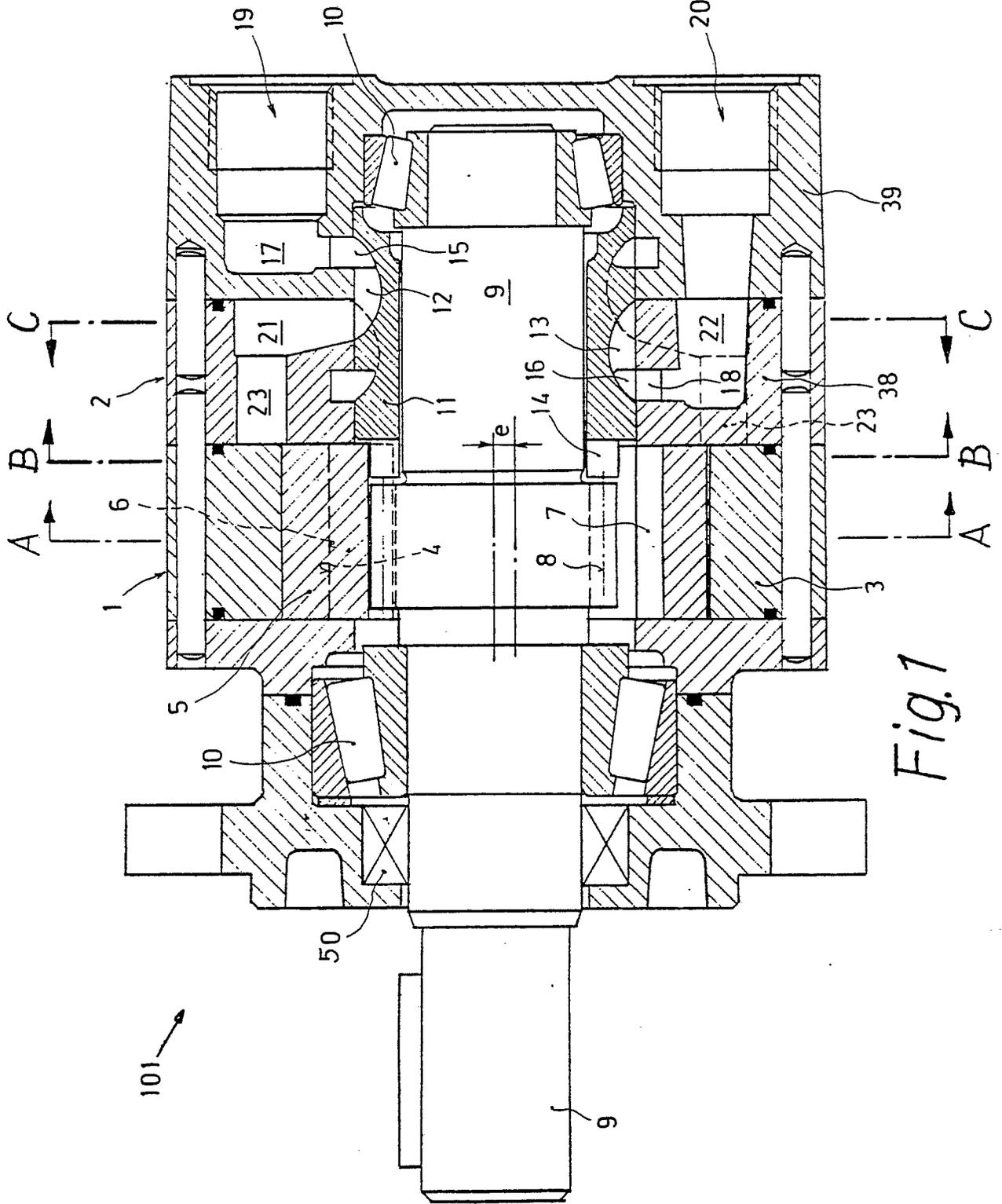
40

45

50

55

7



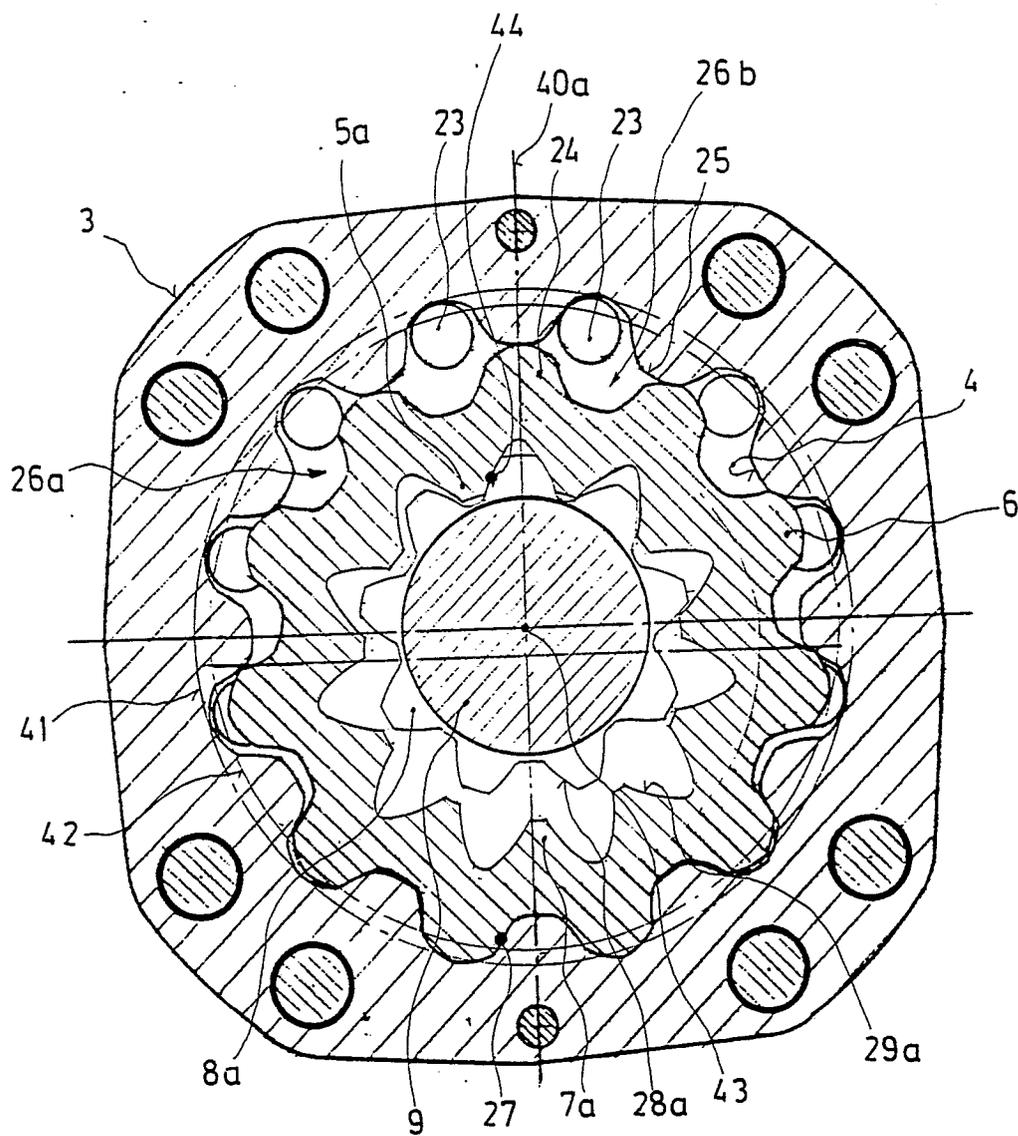


Fig. 2

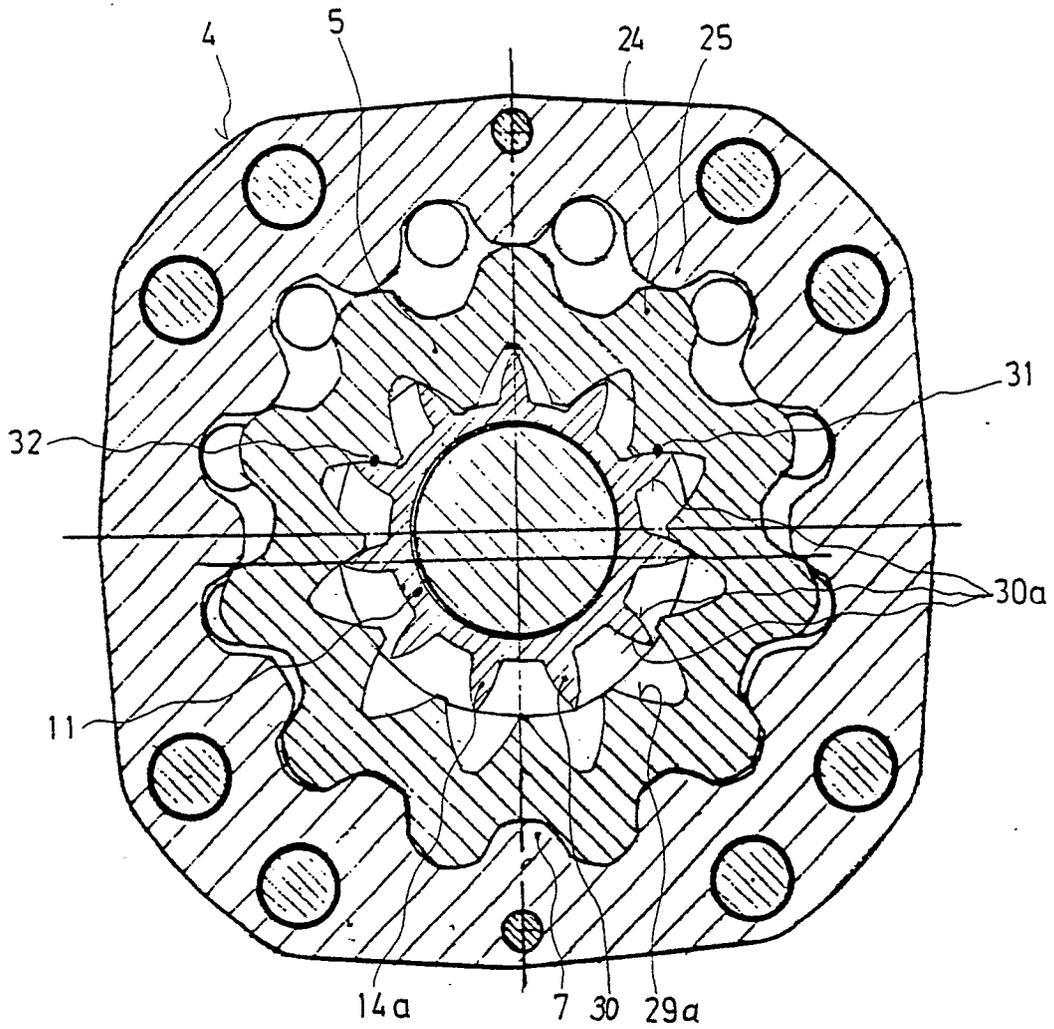


Fig. 4

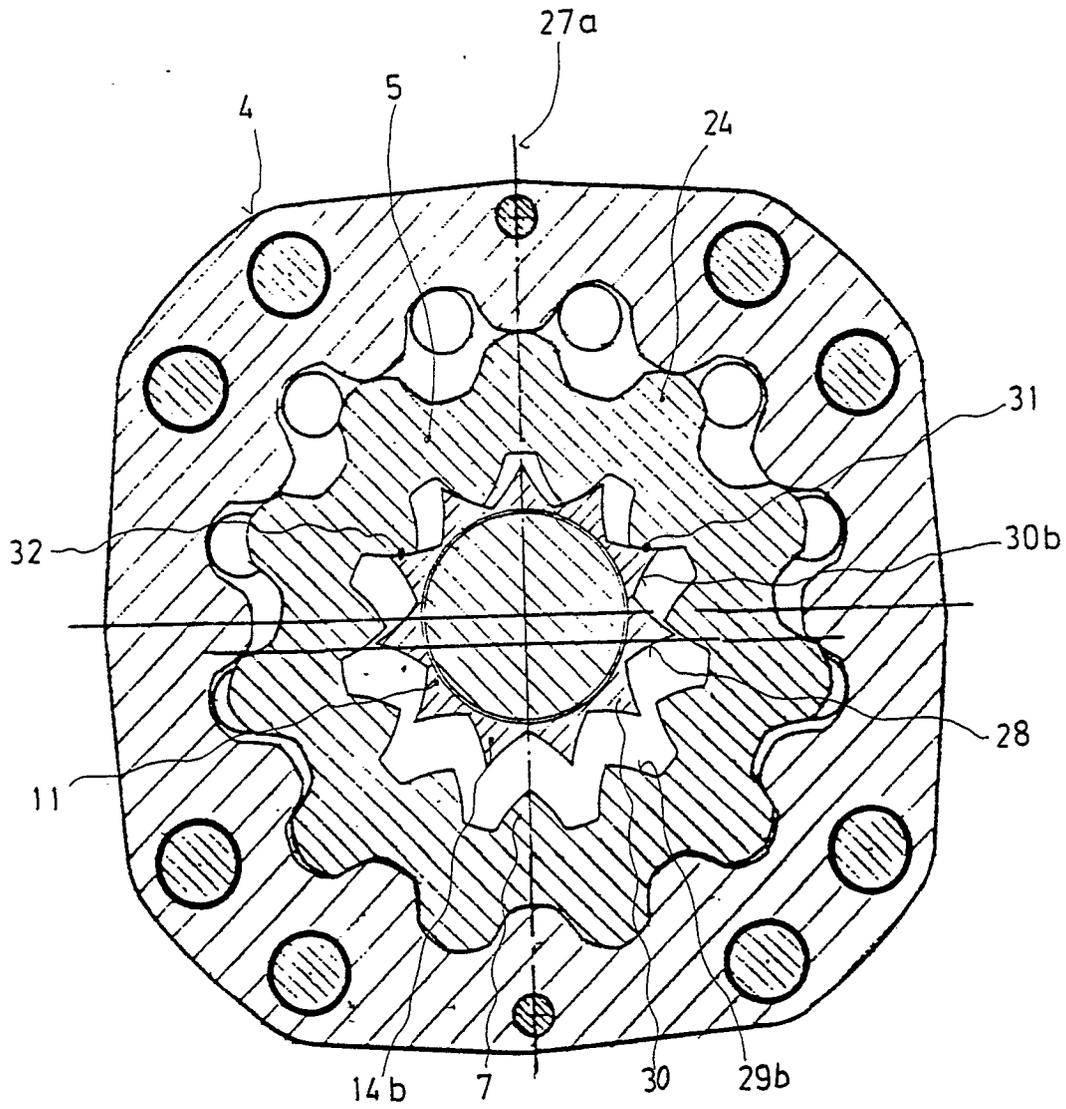


Fig.5

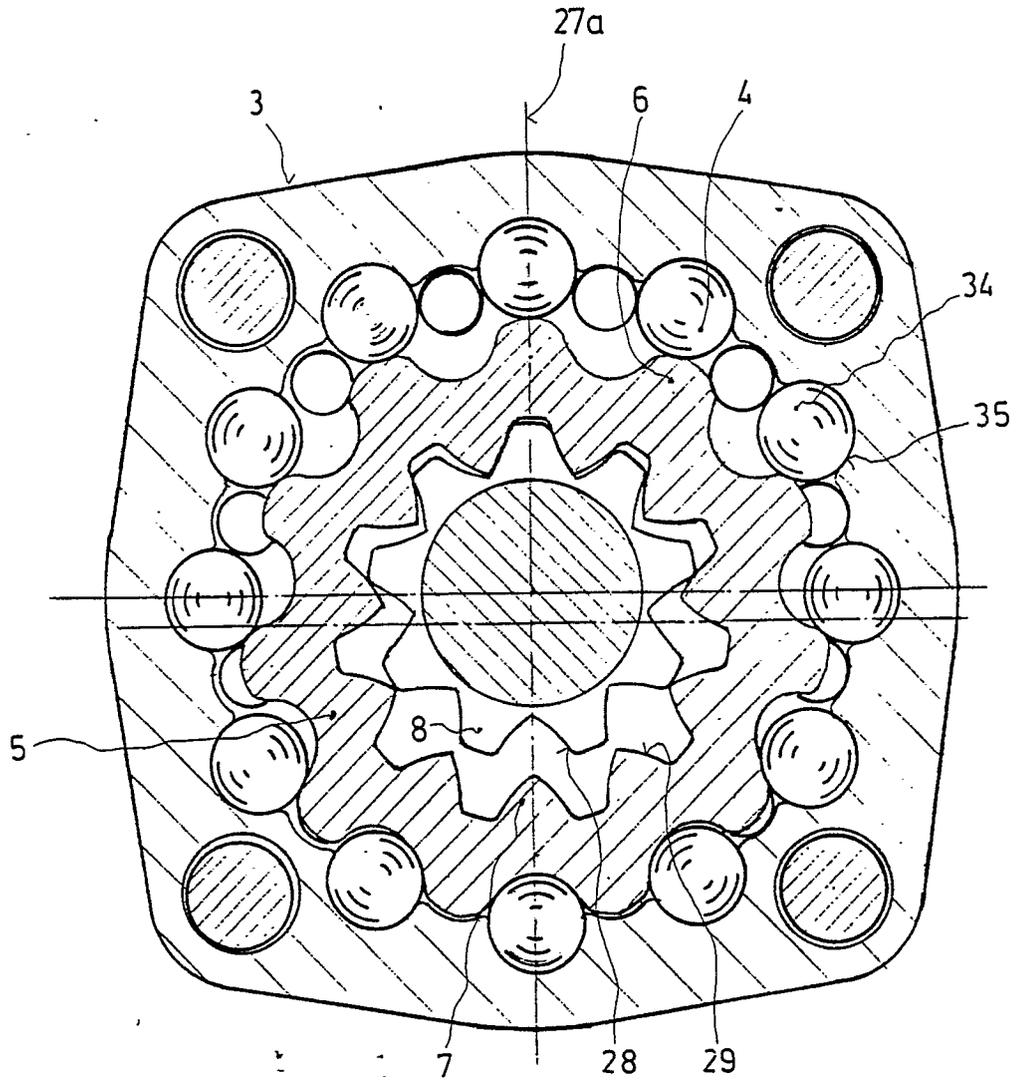


Fig. 6

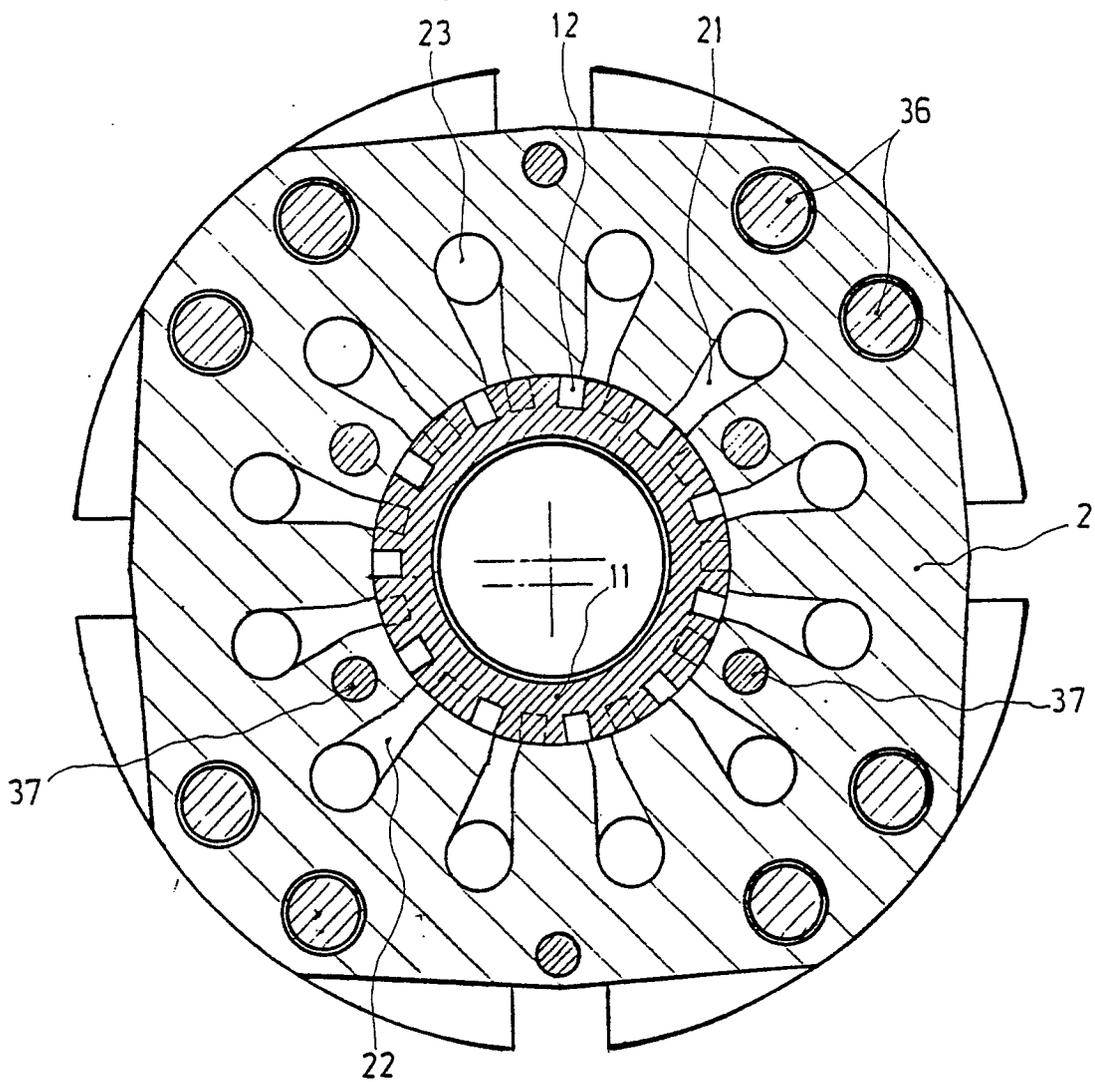


Fig. 7

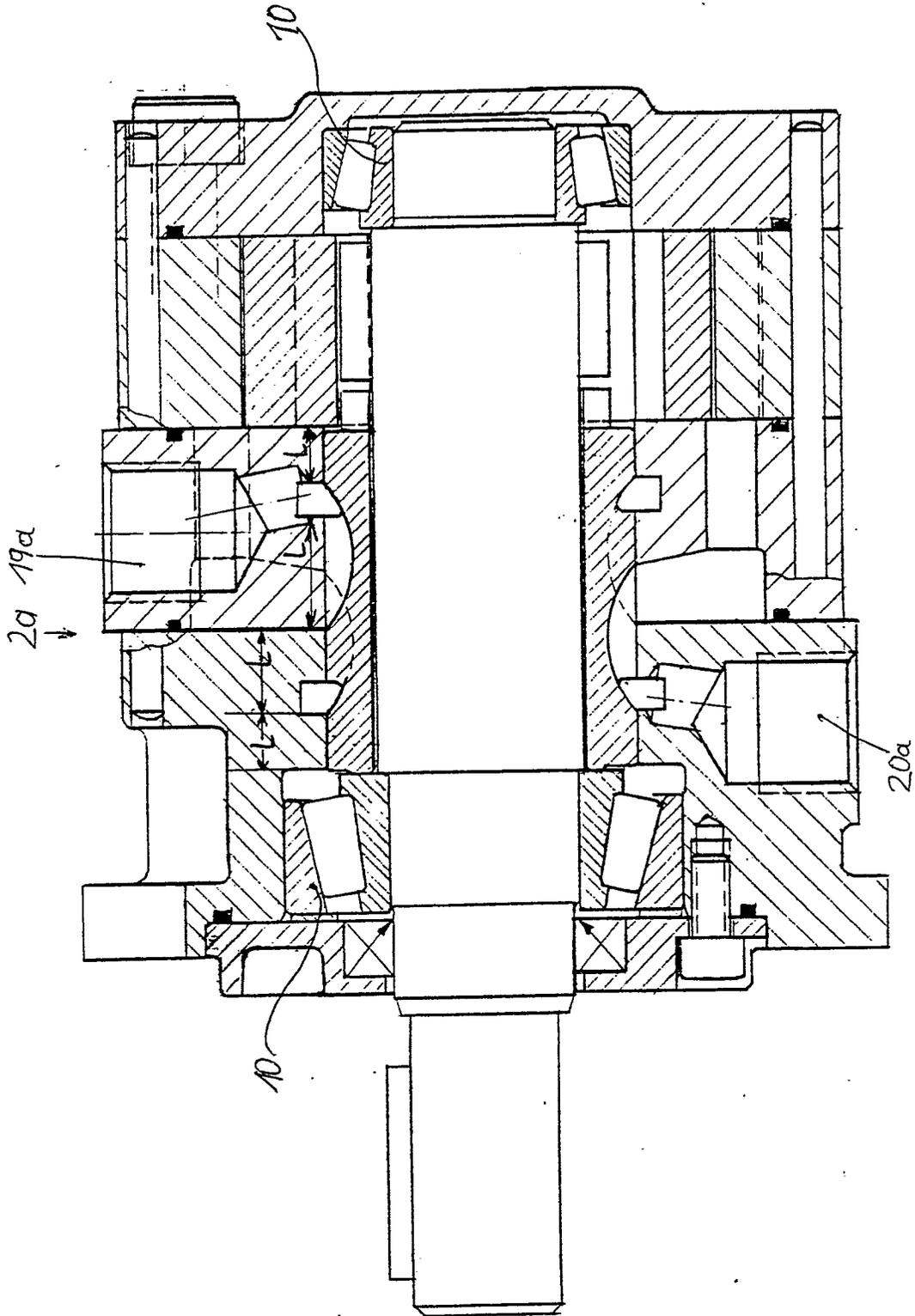


Fig. 8



EINSCHLÄGIGE DOKUMENTE			
Kategorie	Kennzeichnung des Dokuments mit Angabe, soweit erforderlich, der maßgeblichen Teile	Betrifft Anspruch	KLASSIFIKATION DER ANMELDUNG (Int. Cl.5)
Y	US-A-3 288 078 (MONROE) * Spalte 4, Zeilen 29-56; Figuren 5,8 *	1,2	F 04 C 2/10
Y	US-A-3 658 449 (WOODLING) * Spalte 8, letzter Absatz; Spalte 9, Figuren 16-18 *	1,4,5,6	
Y	US-A-3 784 336 (SCHULTZ) * Spalte 2, Zeilen 17-41; Figuren 1,3,4 *	2,4,5,6	
A	-----	10,11	
			RECHERCHIERTE SACHGEBIETE (Int. Cl.5)
			F 04 C 2/00 F 01 C 1/00 F 03 C 2/00 F 04 C 18/00 F 01 C 17/00
Der vorliegende Recherchenbericht wurde für alle Patentansprüche erstellt			
Recherchenort DEN HAAG		Abschlußdatum der Recherche 29-01-1990	Prüfer KAPOULAS T.
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 : nichtschriftliche Offenbarung P : Zwischenliteratur			