

DEUTSCHE DEMOKRATISCHE REPUBLIK
AMT FÜR ERFINDUNGS- UND PATENTWESEN

PATENTSCHRIFT 131 275

**Patentbibliothek
des AfEP**

Wirtschaftspatent

Teilweise aufgehoben gemäß § 6 Absatz 1 des Änderungsgesetzes
zum Patentgesetz

(11)	131 275	(45)	27.08.80	Int. Cl. ³	3 (51) F 16 H 1/00
(21)	WP F 16 h / 196 165	(22)	07.12.76		
(44) ¹	14.06.78				

(71)	VEB Plast- und Elastverarbeitungsmaschinen-Kombinat Karl-Marx-Stadt, DD
(72)	Stein, Walter, DD
(73)	siehe (72)
(74)	Manfred Garberding, VEB Plastmaschinenwerk Schwerin, 2700 Schwerin-Süd

(54)	Planetengertriebe
------	-------------------

¹⁾ Ausgabebetrag der Patentschrift für das gemäß § 5 Absatz 1 AndG zum PatG erteilte Patent

Anwendungsgebiet

Die Erfindung betrifft ein Planetengetriebe zur Drehzahl und Drehmomentenwandlung mit coaxialer Anordnung der An- und Abtriebswelle, insbesondere für große Übersetzungen auf kleinstem Raum für kleine bis mittlere Leistungen.

Das Getriebe ist geeignet als Antriebsaggregat im Geräte-, Apparate-, Werkzeug- und Verarbeitungsmaschinenbau.

Charakteristik der bekannten technischen Lösungen

Die bekannten Getriebe dieser Art basieren auf dem kinematischen Grundprinzip, bei dem das Planetengetriebe aus einem feststehenden Hohlrad, einem angetriebenen Steg und einem Planetenrad als Abtriebsselement besteht. Durch eine derartige Anordnung lassen sich auf relativ kleinem Raum große Übersetzungen realisieren.

Unter Verwendung dieses Grundprinzips ist in der DT-PS 856 086 eine Lösung beschrieben, durch die ein Getriebe mit hohem Wirkungsgrad geschaffen wurde, wobei die bei jeder Verzahnung vorhandene Gleitreibung in Rollreibung umgewandelt wurde. Dies wurde durch ein Ersatzhohlrad erreicht, das aus am festen Gehäuse mit in bestimmter Teilung angeordneten drehbaren Rollen besteht und mit

5 einem Planetenrad in Wirkverbindung steht, welches am Umfang mit einer Anzahl von Epizykloiden versehen ist. Die größte Übersetzung wird erreicht bei einer Teilungsdifferenz von 1 zwischen Hohlrad und Planetenrad. Für den Massenausgleich des exzentrisch gelagerten Planetenrades sind zwei Planetenräder mit entgegengesetzt gerichteter Exzentrizität vorgesehen.

10 Die Nachteile dieser Erfindung bestehen in einer komplizierten Fertigung der Planetenräder und einer nicht optimalen Raumausnutzung, da der Zwischenraum zwischen den Rollen des Hohlrades kinematisch nicht genutzt wird. Ferner ist der konstruktive Aufbau der Abtriebswellenlagerung sehr aufwendig. Der Fertigungsaufwand für die das Hohlrad bildenden Teile ist außerdem sehr groß, da zur Vermeidung von Funktionsstörungen hohe Genauigkeitsanforderungen an die die Verzahnung ersetzenden und beeinflussenden Elemente zu stellen sind. Das resultiert daraus, daß die Planetenräder vollständig durch das Hohlrad geführt werden und die zusätzliche Lagerung auf dem Steg eine geometrische Überbestimmung darstellt.

20 Bei einer anderen in der DT-OS 2 534 476 beschriebenen Lösung wird als Planetenrad ein Kettenrad benutzt. Das feststehende Hohlrad wird durch ein in feststehenden Führungselementen angeordnetes biegsames Element gebildet, das mit Eingriffselementen versehen ist, z.B. einer endlosen Rollenkette.

25 Die Nachteile dieser Erfindung bestehen in einer großen Anzahl von Getriebeeinzelteilen, wodurch die Störanfälligkeit sehr groß ist und ein hoher Montageaufwand notwendig ist. Bei höheren Drehzahlen tritt eine stärkere Geräuscentwicklung auf. Die Fertigung der Führungselemente für das das Hohlrad bildende biegsame Glied ist kompliziert und kostenaufwendig. Als weiterer Nachteil ergibt sich bei dieser Lösung ebenfalls keine optimale Raumausnutzung.

30

35

Bekannt ist ferner eine Lösung, aus der DT-OS 2 243 722, bei der neben den bereits bekannten Merkmalen der zuvor genannten Planetengetriebe ein Getriebe mit Selbsthemmung zu schaffen ist, wie es vielfach im Hebezeugbau erforderlich ist.

Als Hohlrad für dieses Getriebe wird ein normales innenverzahntes Rad verwendet, während das Planetenrad durch einen zentrisch angeordneten mit der Abtriebswelle verbundenen Käfig mit in entsprechenden Ausnehmungen befindlichen losen Nadeln oder Rollen gebildet wird.

Ein mit der Antriebswelle verbundener Kurvenexzenter bewirkt ein nacheinander erfolgendes radiales Bewegen der Rollen oder Nadeln in die Innenverzahnung des Hohlrades. Die Übersetzung des Getriebes wird durch den Teilungsunterschied von 1 zwischen Hohlrad und Planetenrad erreicht. Zur Vermeidung von Geräuschbildung und Eingriffstörungen werden die Nadeln oder Rollen durch ein Federelement im Käfig gehalten. Die Nachteile dieser Erfindung bestehen darin, daß das Getriebe ein herkömmliches innenverzahntes Hohlrad erfordert, daß der Käfig ein technologisch kompliziertes Teil darstellt und daß das Getriebe, das an sich zur Übertragung auch größerer Drehmomente geeignet erscheint, in seiner Leistungsübertragungsfähigkeit durch den Käfig auf kleinere Werte begrenzt wird. Das ist dadurch bedingt, daß die max. Wandstärke des Käfigs die Differenz zwischen Nadeldurchmesser und Exzentrizität des Kurvenexzenter nicht überschreiten darf. Ferner neigt das Getriebe zu erheblichen Verschleißerscheinungen zwischen Nadeln und Exzenter.

Ziel der Erfindung

Ziel der Erfindung ist es, den technischen und ökonomischen Aufwand bei der Herstellung von Planetengetrieben zu senken, die Störanfälligkeit herabzusetzen, die Geräuschentwicklung zu vermindern und eine bessere Raumausnutzung für zu realisierende Übersetzungsverhältnisse zu erreichen.

Darstellung des Wesens der Erfindung

Aufgabe der Erfindung ist es, unter Umgehung einer Hohlradverzahnung ein Planetengetriebe für größere Übersetzungen mit gleicher oder geringerer Baugröße zu schaffen, das im konstruktiven Aufbau einfach gestaltet ist und nur
5 wenig bewegte Teile mit geringem technologischem Schwierigkeitsgrad besitzt.

Erfindungsgemäß wird die Aufgabe dadurch gelöst, daß das Hohlrad aus einem Gehäuseteil mit einer zylindrischen
10 Aufnahmebohrung besteht, in der sich lückenlos aneinander eingelegte Formelemente befinden, die von Seitenscheiben begrenzt bzw. aufgenommen werden.

Eine größere Anzahl Formelemente weist eine Länge auf, die der Breite des Gehäuseteiles entspricht, während eine
15 geringere Anzahl von Formelementen eine größere Länge besitzt, die im Gehäuseteil gleichmäßig am Umfang der zylindrischen Aufnahmebohrung verteilt angeordnet sind.

Zu beiden Seiten des Gehäuseteiles haben die längeren Formelemente einen gleichmäßigen Überstand, wobei die überstehenden Enden dieser Formelemente in entsprechende Boh-
20 rungen der Seitenscheiben ragen. Das Gehäuseteil ist mit den anliegenden Seitenscheiben verschraubt. Die Seitenscheiben enthalten außerdem Zentrierabsätze, durch die die kurzen Formelemente eine zusätzliche Führung gegen Verlagerung zum Rotationszentrum des Gehäuseteiles erhalten. Auf diese
25 Weise entsteht ein Hohlrad, dessen Zähne durch die genannten Formelemente ersetzt werden.

Das Planetenrad besitzt am Umfang gleichmäßig verteilte Formlücken, die sich aus kreisbogenförmigen Abschnitten mit
30 dem Radius der Formelemente und daran anschließenden geraden, unter einem bestimmten Winkel geneigten, Flanken zusammensetzen. Die Antriebswelle des Getriebes ist über eine Doppelschleifenkupplung mit dem exzentrisch gelagerten Planetenrad verbunden. Entsprechende Mitnehmeraussparungen
35 sind direkt im Planetenradkörper untergebracht.

Um dem Getriebe einen ruhigen geräuscharmen Lauf zu geben, sind am exzentrischen Teil der Antriebswelle beiderseits des Planetenrades Ausgleichmassen vorgesehen.

Ausführungsbeispiel

- 5 Nachstehend soll die Erfindung an einem Ausführungsbeispiel näher erläutert werden:

Es zeigen:

- Fig. 1: das kinematische Grundprinzip des Getriebes,
Fig. 2: Hauptansicht des Getriebes im Schnitt,
10 Fig. 3: Schnitt nach der Linie A - A durch die in Wirkverbindung stehenden Formelemente
Fig. 4: Einzelheit z der Eingriffsstelle der Formelemente
Fig. 5: Schnitt nach der Linie B - B durch die Doppel-
15 schleifenkupplung
Fig. 6: Schnitt nach der Linie C - C durch die Doppelschleifenkupplung
Fig. 7: Ausgleichmasse auf der Abtriebsseite
Fig. 8: Ausgleichmasse auf der Antriebsseite

- 20 Der in Figur 2 und 3 dargestellte Schnitt durch das erfindungsgemäße Planetengetriebe veranschaulicht den Aufbau des Getriebes. Das Getriebe besteht aus einem Getriebegehäuse 1, das sich zusammensetzt aus einer Seitenscheibe 13, einem Gehäuseteil 8 zur Aufnahme der Formelemente 10 und
25 11 und einer weiteren Seitenscheibe 14. Diese Teile sind mittels Verbindungsschrauben 16 zusammengeschraubt und durch einen Zylinderstift 12 gegen Verdrehung gesichert. Die notwendige Hohlradverzahnung für ein Planetengetriebe wurde dadurch ersetzt, daß in das Gehäuseteil 8, das eine
30 zylindrische Aufnahmebohrung 9 enthält, Formelemente 10 und 11, die vorzugsweise aus Rollen oder Nadeln bestehen, lückenlos mit einem geringen seitlichen Spiel f eingelegt werden.

Eine größere Anzahl von Formelementen 10 besitzt eine Länge, die der Breite des Gehäuseteiles 8 entspricht, während eine geringere Anzahl von Formelementen 11, etwa 10 % der Gesamtanzahl, länger ist. Die längeren Formelemente 11 sind so in das Gehäuseteil 8 eingelegt, daß sich zu beiden Seiten ein gleichmäßiger Überstand ergibt. Die überstehenden Enden der Formelemente 11 ragen in Bohrungen 17 von zu beiden Seiten am Gehäuseteil 8 anliegenden und mit diesem festverschraubten Seitenscheiben 13 und 14. An den Seitenscheiben 13 und 14 sind außerdem Zentrierabsätze 15 angebracht, durch die die kurzen Formelemente 10 zusätzlich gegen Verlagerung zum Rotationszentrum des Gehäuseteiles 8 geführt werden.

In dem auf diese Weise entstehenden Hohlrad 3, ist die Lage der Formelemente 10 und 11 sowohl in ihrem radialen Abstand vom Zentrum des Getriebes, als auch bezüglich des Drehwinkels genau fixiert. Der gesamte Rollenkörper kann somit gegenüber dem feststehenden Gehäuseteil 8 nicht umlaufen. Es kann sich jedoch jedes Formelement 10, 11 um seine eigene Achse drehen. Das so entstandene Hohlrad 3 kann also aus einfachen Drehteilen und Normteilen gebildet werden.

Am Planetenrad 4 sind am Umfang gleichmäßig verteilt Formlücken 18 mit nur geringer Tiefe eingearbeitet, die sich aus dem Radius der Formelemente 10, 11 und daran anschließenden geraden, unter einem bestimmten Winkel α geneigten, Flanken 20 zusammensetzen. Die so beschriebene Ersatzverzahnung des Planetenrades 4 erlaubt eine sehr ökonomische Fertigung, z.B. durch Kaltwalzen oder durch Formfräsen.

Die größtmögliche Übersetzung für das Getriebe ergibt sich, wenn die Differenz zwischen der Anzahl der Formelemente 10, 11 und der Anzahl von Teilungen am Planetenrad 4 den Wert 1 hat. In diesem Falle ist die Übersetzung des Getriebes gleich der Anzahl der Teilungen des Planetenrades 4. Hierbei kann das Planetenrad 4 eine Teilung weniger oder auch mehr gegenüber der Anzahl von Formelementen 10, 11 des Hohlrades 3 aufweisen. Dadurch sind negative als auch positive Übersetzungen möglich, die in einer entsprechenden Drehrichtung der Antriebswelle wirksam werden. Es sind auch andere Teilungsdifferenzen als 1 zwischen Planetenrad und Hohlrad

möglich. Hierdurch, wie auch durch die Möglichkeit, beliebig viele Formelemente im Hohlrad anzuordnen, erhält man eine außerordentliche Variationsbreite bezüglich der Getriebeparameter. Es können darüber hinaus mehrere einzelne
5 Getriebesätze so miteinander verbunden werden, daß extrem große Übersetzungen möglich sind, das durch eine Reihen- oder Parallelanordnung dieser Getriebe erreicht wird. Darüber hinaus kann dem Getriebe eine Zahnradstufe nachgeschaltet werden, um am Abtrieb größere Drehmomente zu erhalten.
10

Die Wirkungsweise des erfindungsgemäßen Getriebes ist nachstehend erläutert:

Aus Fig. 2 ist erkennbar, daß das Getriebe vom Antriebsmotor 7 über die Antriebswelle 2 direkt angetrieben wird.
15 Die Antriebswelle 2 wird im Getriebegehäuse 1 von den Lagern 29 aufgenommen. Die Antriebswelle 2 ist auf ihrem exzentrischen Teil mit Ausgleichmassen 31, 32 versehen, die die Aufgabe haben, die durch die exzentrische Lagerung auftretende Unwucht auszugleichen (Fig. 7 und 8). Auf dem
20 exzentrischen Teil der Antriebswelle 2 ist ferner durch das Lager 30 das Planetenrad 4 drehbar gelagert, das im Eingriff mit dem mit dem Gehäuse verbundenen Hohlrad steht. Das Lager 30 ist in axialer Richtung gleichzeitig durch die Ausgleichmasse 32 arretiert, die mittels Zylinderstift 33
25 und Befestigungsschrauben 34 an der Antriebswelle befestigt ist (Fig. 7).

Das Planetenrad 4 steht mit dem Hohlrad 3 in Eingriff. Der Eingriff erfolgt so, daß in Abhängigkeit von der Größe des seitlichen Spieles f zwischen den Formelementen 10, 11
30 eine bestimmte Anzahl von Formelementen, die sich in Richtung der Exzentrizität im Winkelbereich β befindet, voll in den entsprechenden Formlücken 18 des Planetenrades 4 mit einem Spiel f von ca. der Größe der Teilungsdifferenz anliegen. Außerhalb des Winkelbereiches β bis hin zu den
35 Enden des gesamten Eingriffsbereiches berühren die Formelemente die geraden Flanken 20 der Formlücken 18. Dieser Bereich entspricht dem Winkel γ . Bei Drehung des Planeten-

rades 4 bewegen sich die Formelemente 10, 11, die sich noch nicht auf dem kreisbogenförmigen Abschnitt 19 der Formlücken 18 befinden, in Drehrichtung der Antriebswelle 2 fortlaufend durch Gleiten bzw. Abrollen (Drehung der Formelemente um ihre eigenen Achsen) entlang der geraden Flanken 20 in Richtung auf den Abschnitt 19 in die Formlücken 18 hinein. Dabei legt das Planetenrad 4 von Eingriffsstelle zu Eingriffsstelle den Weg einer Teilungsdifferenz zwischen Hohlrad und Planetenrad zurück. Dieser Weg ist bezogen auf die Antriebsdrehrichtung des Getriebes, gleichgerichtet, wenn das Planetenrad 4 eine Formlücke 18 mehr aufweist als Formelemente 10, 11 im Hohlrad 3 sind. Er ist entgegengesetzt gerichtet, wenn das Planetenrad 4 weniger Formlücken 18 enthält als Formelemente 10, 11 im Hohlrad 3 sind.

Durch die vorgeschlagene Konstruktion dieses Planetenradgetriebes sind ca. 30 % der Formelemente und Formlücken an der Lastaufnahme beteiligt. Die gesamte tragende Fläche kann durch Festlegung eines gewissen seitlichen Spieles f der Formelemente, das durch eine entsprechende Bemessung der Bohrung 9 im festen Gehäuseteil 8 erreicht wird, noch vergrößert werden.

Das Planetenrad 4 und die Exzentrizität der Antriebswelle 2 sind so bemessen, daß eine Wirkverbindung zwischen Planetenrad 4 und Hohlrad 3 nur innerhalb der Formlücken 18 des Planetenrades 4 stattfindet, d.h. der Kopfkreis des Planetenrades d_{ki} und der Kopfkreis des Hohlrades d_{ka} berühren sich nicht.

Die geschilderten Eingriffsverhältnisse gehen aus den Fig. 3 und 4 hervor. Der Abtrieb vom Planetenrad 4 zur Abtriebswelle 6 erfolgt über eine Doppelschleifenkupplung 5, die zum Ausgleich der Exzentrizität dient, was aus Fig. 5 und 6 ersichtlich ist. Die Doppelschleifenkupplung 5 besteht aus Mitnehmeraussparungen 22, die im Körper des Planetenrades 4 enthalten sind, dem Kupplungsring 35 mit kreuzweise angeordneten Mitnehmern 27 und dem Abtriebsflansch 36 mit zwei gegenüberliegend angeordneten Mitnehmeraussparun-

gen 26. Der Antriebsflansch ist direkt mit der Abtriebswelle verbunden, die durch das Lager 38 in der Antriebswelle und durch das Lager 39 im Getriebegehäuse drehbar gelagert ist.

Erfindungsanspruch

1. Planetengetriebe zur Drehzahl- und Drehmomentenwandlung mit koaxialer Anordnung der An- und Abtriebswelle, insbesondere für große Übersetzungen auf kleinstem Raum für kleine bis mittlere Leistungen, bestehend aus einem feststehenden Hohlrad ohne Innenverzahnung, einem Planetenrad, zwischen dem feststehenden Hohlrad und dem Planetenrad angeordneten Formelementen, einem angetriebenen Steg und einer mit dem Planetenrad verbundenen Abtriebswelle, gekennzeichnet dadurch, daß das Hohlrad (3) aus einem Gehäuseteil (8) mit einer zylinderischen Aufnahmebohrung (9) besteht, in die die Formelemente (10) und (11) lückenlos aneinander eingelegt sind, die von Seitenscheiben (13) und (14) begrenzt, bzw. aufgenommen werden und die Formelemente (10) eine Länge aufweisen, die der Breite des Gehäuseteiles (8) entspricht, während eine geringere Anzahl Formelemente (11) eine größere Länge besitzt, die im Gehäuseteil gleichmäßig am Umfang der zylinderischen Aufnahmebohrung (9) verteilt angeordnet sind und am Umfang des Planetenrades (4) eine Vielzahl von Formlücken (18) gleichmäßig verteilt ist, die sich aus kreisbogenförmigen Abschnitten (19) mit dem Radius der Formelemente (10, 11) und sich daran anschließenden geraden Flanken (20) mit einem Flankenwinkel $\angle$ zusammensetzen.

2. Planetengetriebe nach Punkt 1, gekennzeichnet dadurch, daß die Formelemente (11) mit ihren überstehenden Enden in Bohrungen (17) der Seitenscheiben (13) und (14) ragen und die Seitenscheiben (13) und (14) Zentrierabsätze (15) aufweisen und mit dem Gehäuseteil (8) durch Verbindungsschrauben (16) und einen Zylinderstift (12) fest verbunden sind.
3. Planetengetriebe nach Punkt 1 und 2, gekennzeichnet dadurch, daß die Aufnahmebohrung (9) des Gehäuseteiles (8) so bemessen ist, daß ein seitliches Spiel f zwischen den Formelementen (10) und (11) entsteht.
4. Planetengetriebe nach Punkt 1 bis 3, gekennzeichnet dadurch, daß das Planetenrad (4) eine Anzahl von vorzugsweise 1 bis 20 Teilungen weniger als das Hohlrad (3) besitzt.
5. Planetengetriebe nach Punkt 1 bis 4, gekennzeichnet dadurch, daß das Planetenrad (4) eine Teilung mehr oder weniger als das Hohlrad (3) besitzt.
6. Planetengetriebe nach Punkt 1 bis 5, gekennzeichnet dadurch, daß am exzentrischen Teil der Antriebswelle (2) Ausgleichsmassen (31) und (32) angebracht sind, die Ausgleichsmasse (31) Bestandteil der Antriebswelle (2) ist und die Ausgleichsmasse (32) mittels Zylinderstift (33) und Befestigungsschrauben (34) an der Antriebswelle (2) befestigt ist.
7. Planetengetriebe nach Punkt 1 bis 6, gekennzeichnet dadurch, daß der Abtrieb vom Planetenrad (4) zur Abtriebswelle (6) über eine Doppelschleifenkupplung (5) erfolgt, die aus im Körper des Planetenrades (4) befindlichen Mitnehmeraussparungen (22), einem Kupplungsring (35) mit kreuzweise angeordneten Mitnehmern (27) und dem Abtriebsflansch (36) mit Mitnehmeraussparungen (26), besteht.

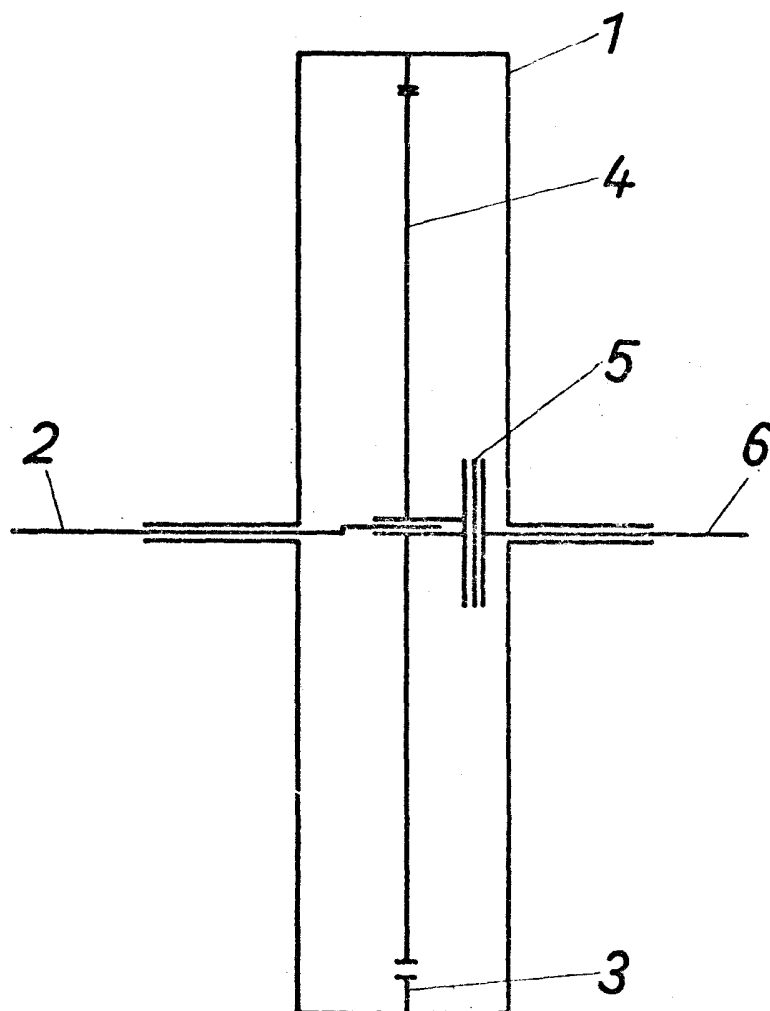


Fig. 1

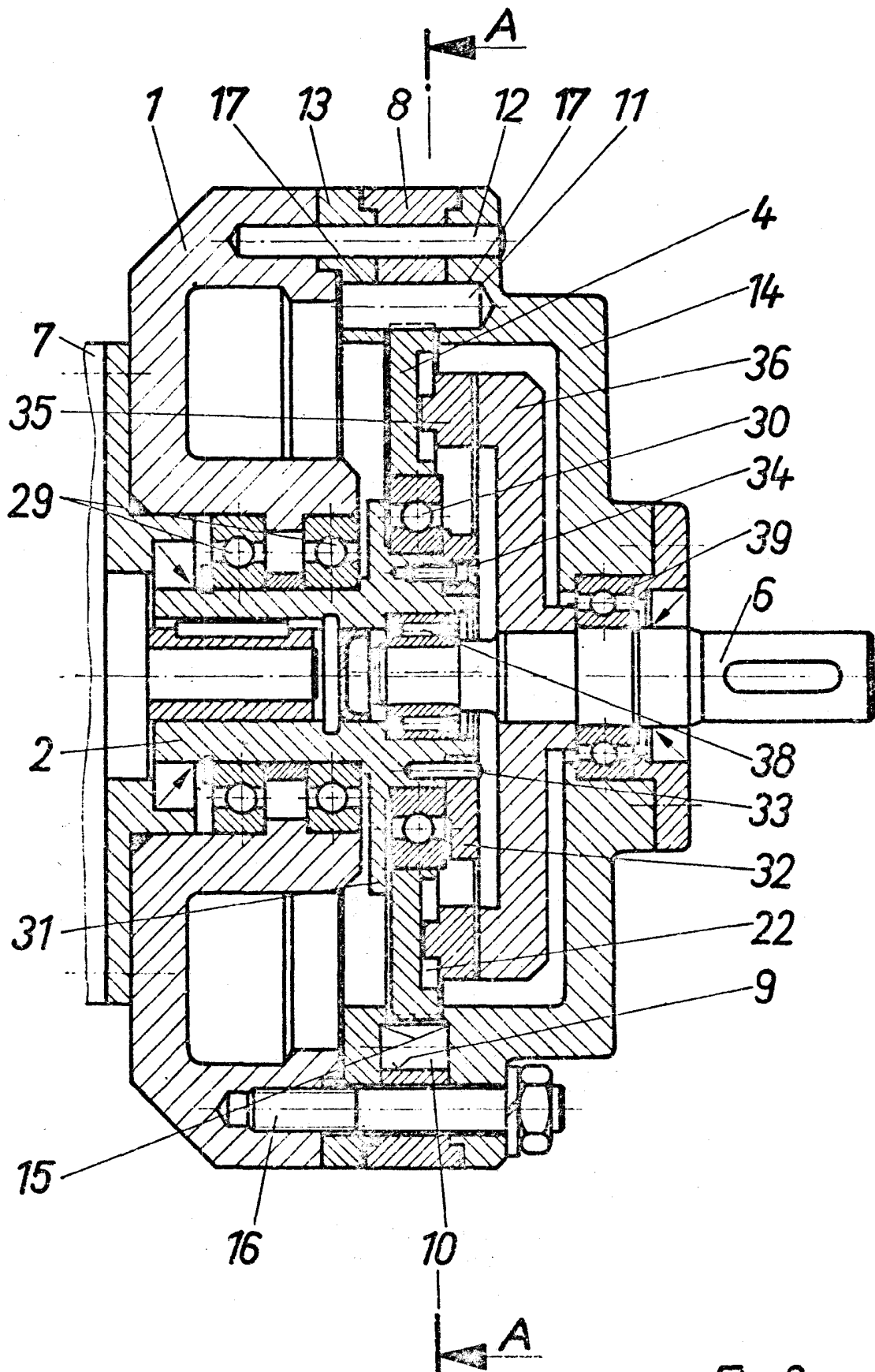


Fig. 2

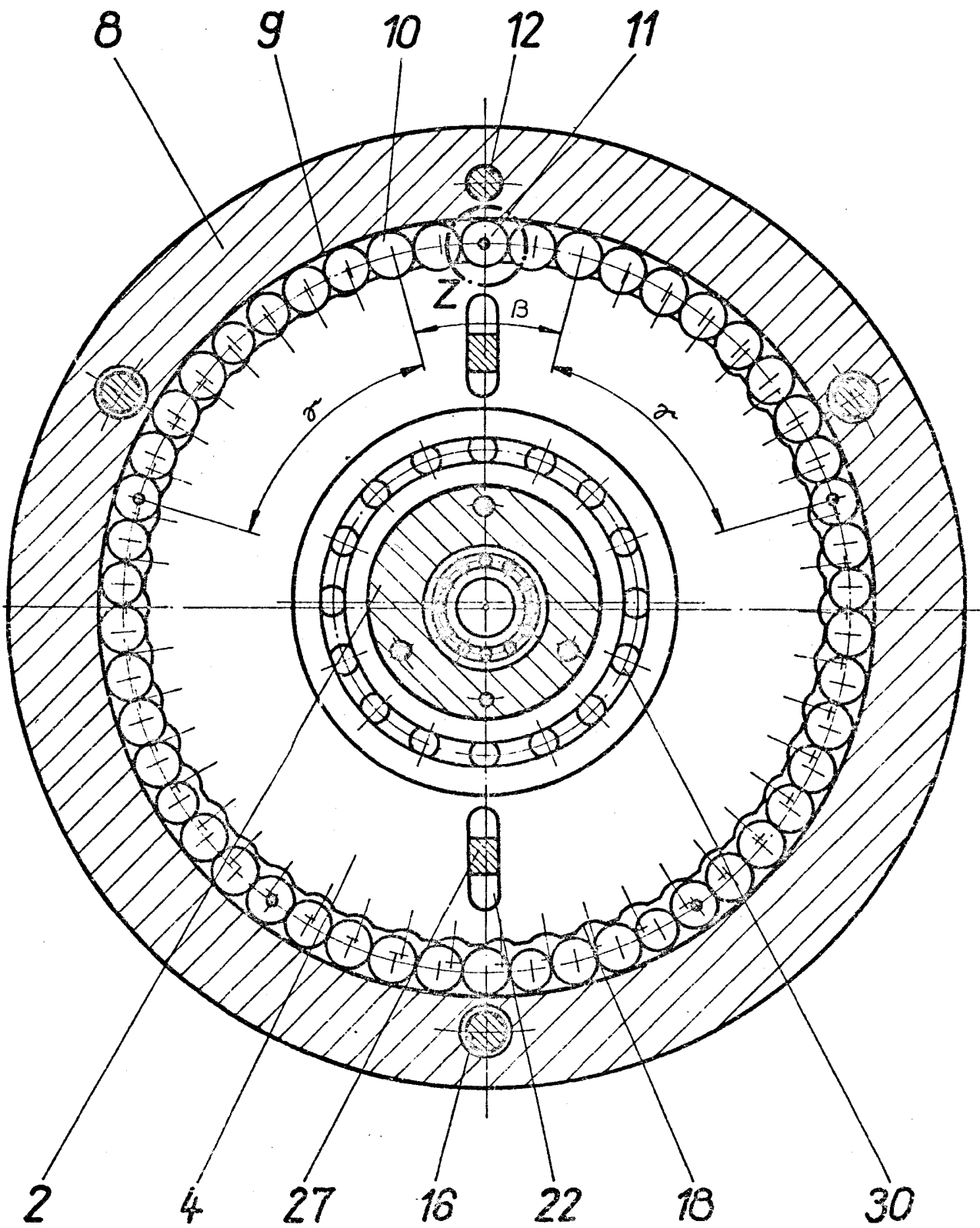


Fig. 3

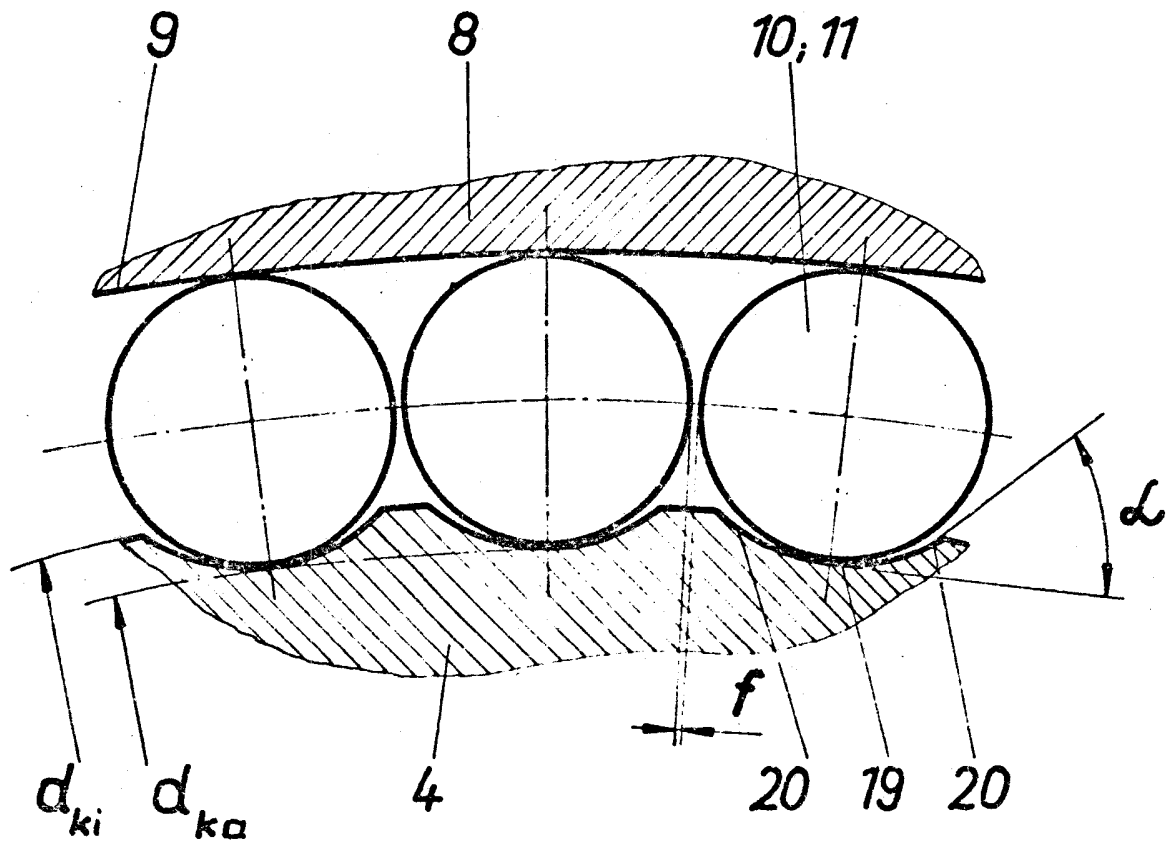
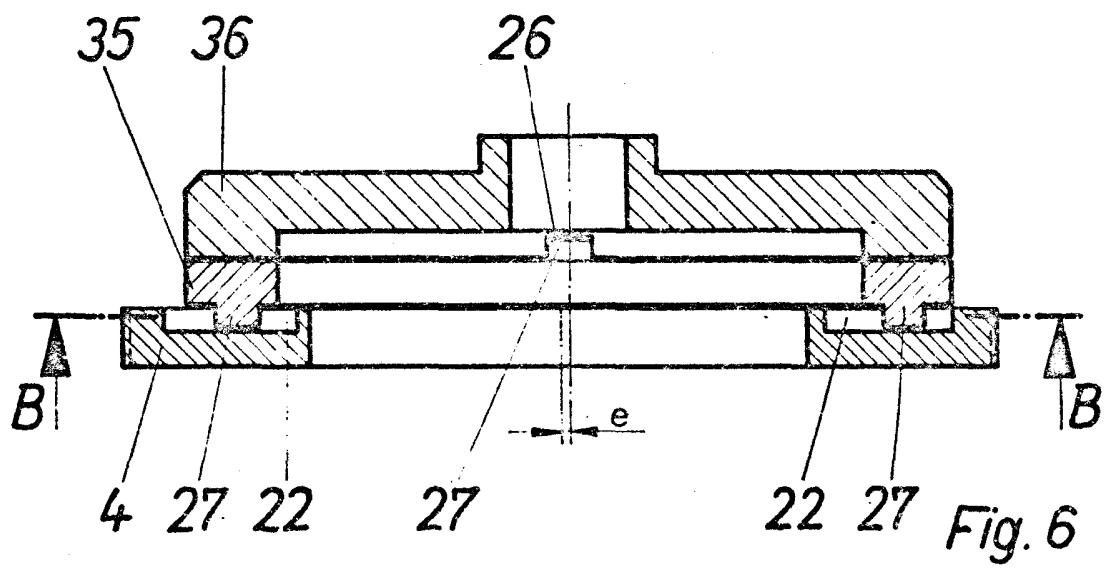
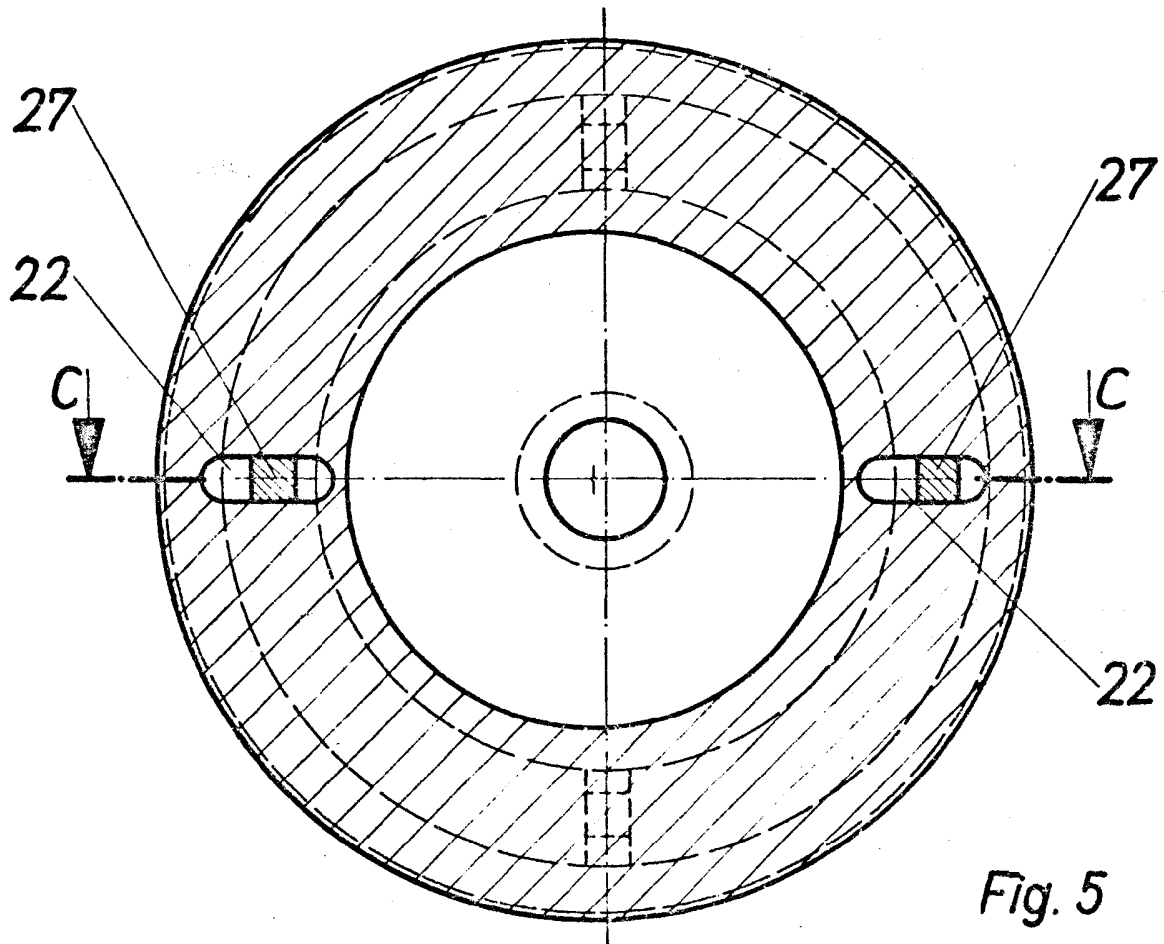


Fig. 4



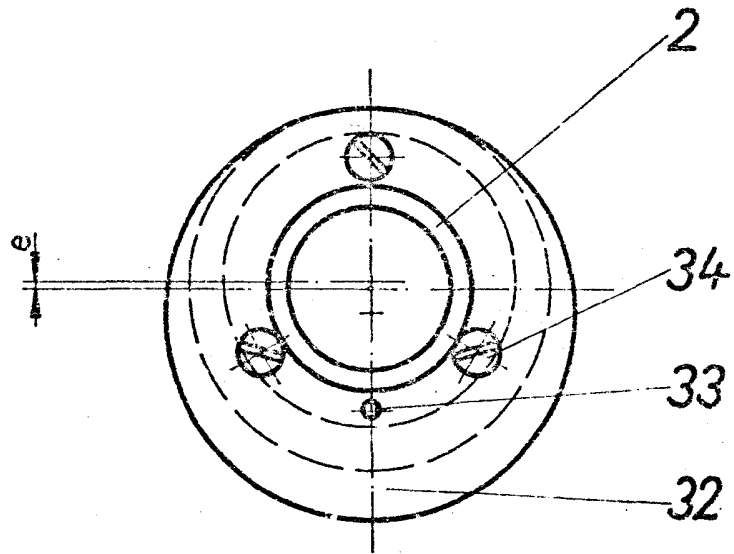


Fig. 7

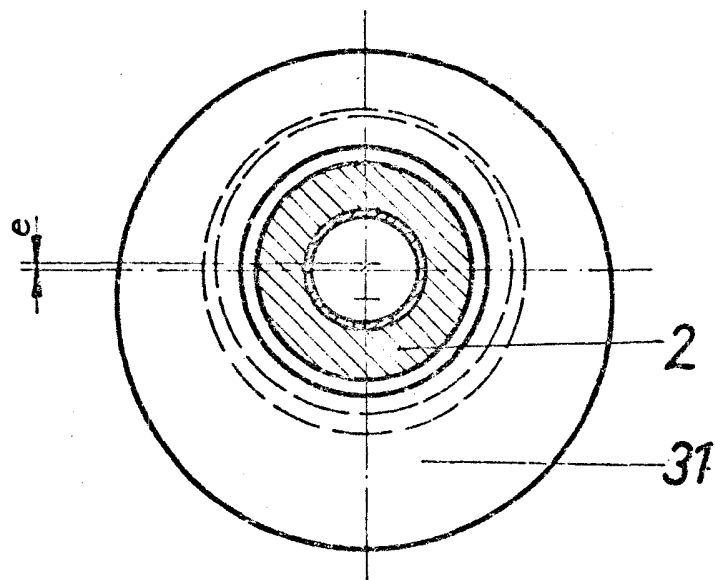


Fig. 8