

<b>(51) Internationale Patentklassifikation <sup>6</sup> :</b>  <b>F16H 1/36</b>	<b>A1</b>	<b>(11) Internationale Veröffentlichungsnummer:</b> <b>WO 98/51943</b>  <b>(43) Internationales Veröffentlichungsdatum:</b> 19. November 1998 (19.11.98)
<b>(21) Internationales Aktenzeichen:</b> PCT/EP98/02724  <b>(22) Internationales Anmeldedatum:</b> 9. Mai 1998 (09.05.98)  <b>(30) Prioritätsdaten:</b> 197 20 255.1      15. Mai 1997 (15.05.97)      DE  <b>(71) Anmelder (für alle Bestimmungsstaaten ausser US):</b> ZF FRIEDRICHSHAFEN AG [DE/DE]; D-88038 Friedrichshafen (DE).  <b>(72) Erfinder; und</b> <b>(75) Erfinder/Anmelder (nur für US):</b> PESCHECK, Jürgen [DE/DE]; Strandbadstrasse 24, D-88090 Immenstaad (DE). SCHULZ, Horst [DE/DE]; Königsberger Strasse 3, D-88045 Friedrichshafen (DE).  <b>(74) Gemeinsamer Vertreter:</b> ZF FRIEDRICHSHAFEN AG; D-88038 Friedrichshafen (DE).		<b>(81) Bestimmungsstaaten:</b> JP, KR, US, europäisches Patent (AT, BE, CH, CY, DE, DK, ES, FI, FR, GB, GR, IE, IT, LU, MC, NL, PT, SE).  <b>Veröffentlicht</b> <i>Mit internationalem Recherchenbericht.</i> <i>Vor Ablauf der für Änderungen der Ansprüche zugelassenen Frist; Veröffentlichung wird wiederholt falls Änderungen eintreffen.</i>

**(54) Title:** PLANETARY GEAR

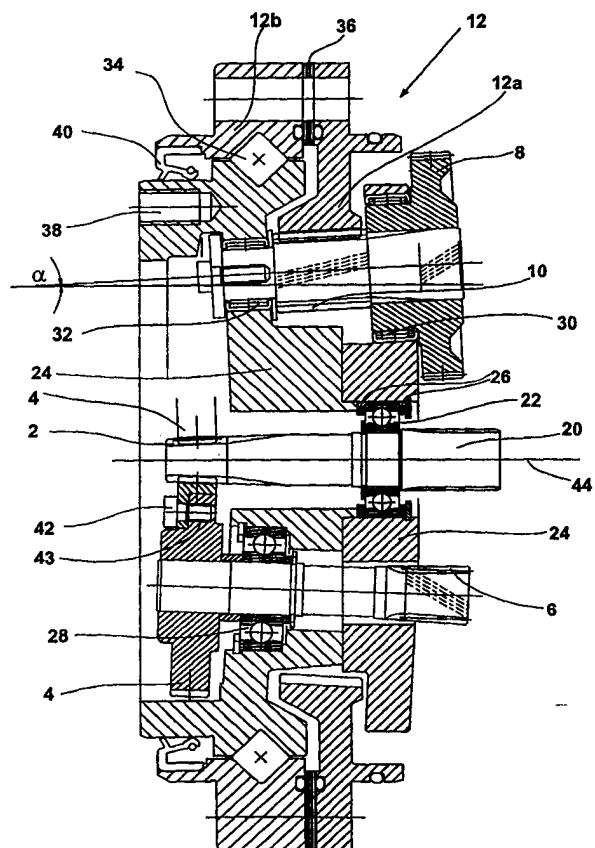
**(54) Bezeichnung:** PLANETENGETRIEBE

**(57) Abstract**

The invention relates to a planetary gear comprising a sun gear (2) connected to a driven central shaft (20), an internal geared wheel (12), a group of first stepped planetary gears (8, 10) and a group of second stepped planetary gears (4, 6). The large step wheels (4) of the second stepped planetary gears engage the sun gear (2), the small step wheels (6) of the second stepped planetary gears simultaneously engage a pair of adjoining large step wheels (8) of the first stepped planetary gears and all the small step wheels (10) of the first stepped planetary gears engage the internal geared wheel (12). Said gear allows for high transmission ratios having a small size, a low inertia moment and excellent properties as regards efficiency and transmission reliability.

**(57) Zusammenfassung**

Das erfindungsgemäße Planetengetriebe weist ein mit einer angetriebenen Zentralwelle (20) verbundenes Sonnenrad (2), ein Hohlrad (12), eine Gruppe von ersten Stufenplaneten (8, 10) und eine Gruppe von zweiten Stufenplaneten (4, 6) auf. Die großen Stufenräder (4) der zweiten Stufenplaneten stehen mit dem Sonnenrad (2) in Eingriff, die kleinen Stufenräder (6) der zweiten Stufenplaneten stehen gleichzeitig mit einem Paar von benachbarten großen Stufenrädern (8) der ersten Stufenplaneten in Eingriff und alle kleinen Stufenräder (10) der ersten Stufenplaneten stehen mit dem Hohlrad (12) in Eingriff. Das Getriebe erlaubt hohe Übersetzungen bei kleiner Baugröße und geringer Massenträgheit und bietet hervorragende Eigenschaften in bezug auf Wirkungsgrad und Übertragungstreue.



### **LEDIGLICH ZUR INFORMATION**

Codes zur Identifizierung von PCT-Vertragsstaaten auf den Kopfbögen der Schriften, die internationale Anmeldungen gemäss dem PCT veröffentlichen.

AL	Albanien	ES	Spanien	LS	Lesotho	SI	Slowenien
AM	Armenien	FI	Finnland	LT	Litauen	SK	Slowakei
AT	Österreich	FR	Frankreich	LU	Luxemburg	SN	Senegal
AU	Australien	GA	Gabun	LV	Lettland	SZ	Swasiland
AZ	Aserbaidshan	GB	Vereinigtes Königreich	MC	Monaco	TD	Tschad
BA	Bosnien-Herzegowina	GE	Georgien	MD	Republik Moldau	TG	Togo
BB	Barbados	GH	Ghana	MG	Madagaskar	TJ	Tadschikistan
BE	Belgien	GN	Guinea	MK	Die ehemalige jugoslawische Republik Mazedonien	TM	Turkmenistan
BF	Burkina Faso	GR	Griechenland			TR	Türkei
BG	Bulgarien	HU	Ungarn	ML	Mali	TT	Trinidad und Tobago
BJ	Benin	IE	Irland	MN	Mongolei	UA	Ukraine
BR	Brasilien	IL	Israel	MR	Mauretanien	UG	Uganda
BY	Belarus	IS	Island	MW	Malawi	US	Vereinigte Staaten von Amerika
CA	Kanada	IT	Italien	MX	Mexiko		
CF	Zentralafrikanische Republik	JP	Japan	NE	Niger	UZ	Usbekistan
CG	Kongo	KE	Kenia	NL	Niederlande	VN	Vietnam
CH	Schweiz	KG	Kirgisistan	NO	Norwegen	YU	Jugoslawien
CI	Côte d'Ivoire	KP	Demokratische Volksrepublik Korea	NZ	Neuseeland	ZW	Zimbabwe
CM	Kamerun			PL	Polen		
CN	China	KR	Republik Korea	PT	Portugal		
CU	Kuba	KZ	Kasachstan	RO	Rumänien		
CZ	Tschechische Republik	LC	St. Lucia	RU	Russische Föderation		
DE	Deutschland	LI	Liechtenstein	SD	Sudan		
DK	Dänemark	LK	Sri Lanka	SE	Schweden		
EE	Estland	LR	Liberia	SG	Singapur		

Planetengetriebe

Die Erfindung betrifft ein Planetengetriebe mit einem mit einer angetriebenen Zentralwelle verbundenen Sonnenrad, einem Hohlrad, einer Gruppe von ersten Stufenplaneten, einer Gruppe von zweiten Stufenplaneten, wobei alle Stufenplaneten in einem gemeinsamen Planetenträger gelagert sind, die Anzahl der zweiten Stufenplaneten der halben Anzahl der ersten Stufenplaneten entspricht, die großen Stufenräder der zweiten Stufenplaneten mit dem Sonnenrad in Eingriff stehen, die kleinen Stufenräder der zweiten Stufenplaneten gleichzeitig mit einem Paar von benachbarten großen Stufenrädern der ersten Stufenplaneten in Eingriff stehen und alle kleinen Stufenräder der ersten Stufenplaneten mit dem Hohlrad in Eingriff stehen.

Ein Planetengetriebe dieser Art ist in der nicht veröffentlichten internationalen Anmeldung PCT/EP97/00288 der Anmelderin beschrieben. Dieses Getriebe ist als sogenanntes Wolfrom-Getriebe ausgeführt, und eignet sich insbesondere sehr gut zur Darstellung von sehr hohen Gesamtübersetzungen bei einer guten Bauraumausnutzung. Ferner zeichnet es sich durch eine hohe Übertragungsqualität, hohen Wirkungsgrad und relativ geringe Massenträgheit sowie durch eine einfache Montage und geringe Fertigungskosten aus.

Aus der US 1499763 ist ein Wolfrom-Getriebe mit Stufenplaneten bekanntgeworden, bei dem die Hohlräder konisch ausgebildet sind und die Planetenachsen radial geneigt zur Getriebehauptachse verlaufen.

Wolfromgetriebe zeichnen sich vor allem durch hohe Übersetzungen bei einer sehr kompakten Bauform aus. Wol-

fromgetriebe weisen jedoch auch einige prinzipbedingte Nachteile auf. An den unter der hohen Momentenbelastung am Abtrieb stehenden Verzahnungen (Hohlräder und die mit den Hohlrädern in Eingriff stehenden Planeten) treten hohe  
5 Drehzahlen und Relativgeschwindigkeiten auf. Dies führt zu hohen Blindleistungen, einem verminderten Wirkungsgrad und unter bestimmten Betriebsbedingungen auch zu Problemen mit Vibrationen und Geräuschen. Der mit einer relativ hohen Drehgeschwindigkeit umlaufende Planetenträger trägt bei zu  
10 einem insgesamt großen Massenträgheitsmoment des Getriebes. Ein großes Massenträgheitsmoment erzeugt hohe Reaktionsmomente bei abrupten Drehgeschwindigkeitsänderungen.

Stirnradgetriebe weisen gegenüber Wolffromgetrieben  
15 zwar einen besseren Wirkungsgrad auf, erreichen jedoch nicht die hohe Bauraum- und Momentendichte von Planetengetrieben. Weitere Nachteile von Stirnradgetrieben gegenüber Planetengetrieben sind, daß diese nicht gut für eine koaxiale Anordnung von Antrieb und Abtrieb geeignet sind, und  
20 daß sich Teilungsfehler der Verzahnungen jedes Rads einer Räderkette voll auf die Übertragungsqualität zwischen An- und Abtrieb auswirken.

Mit herkömmlichen einstufigen Planetengetrieben lassen  
25 sich sehr hohe Übersetzungen aufgrund von Problemen mit der Zahngeometrie bei den dafür notwendigen sehr kleinen Sonnenrädern nur mit Einschränkungen realisieren.

Bekannte Planetengetriebe mit mehreren hintereinandergeschalteten Planetenstufen weisen eine hohe Teilezahl,  
30 sowie einen großen axialen Bauraum auf.

Aufgabe der Erfindung ist, hohe Übersetzungen bei einer hohen Bauraum- und Momentendichte zu erreichen, die Übertragungsqualität und den Wirkungsgrad deutlich zu verbessern, und dabei die Massenträgheit und die Neigung zu Vibrationen zu verringern. Darüberhinaus soll das Getriebe günstig in der Herstellung sein und keinen hohen Montageaufwand erfordern.

Die Aufgabe wird durch ein Planetengetriebe nach einem der unabhängigen Ansprüche 1 oder 2 gelöst. Vorteilhafte Ausgestaltungen und weitere Ausführungsformen der Erfindung sind durch die abhängigen Ansprüche gegeben.

Das Antriebsmoment wird vom Sonnenrad zunächst auf mehrere große Stufenräder der zweiten Stufenplaneten verteilt. Nach der Übersetzung durch die zweiten Stufenplaneten wird das Moment von den kleinen Stufenrädern der zweiten Stufenplaneten nochmals auf die doppelte Anzahl von Zahneingriffen mit den ersten Stufenplaneten verteilt. Mit -entsprechend der jeweiligen Übersetzungsstufe- steigendem Moment steigt in vorteilhafter Weise die Anzahl von Zahneingriffen, auf die dieses Moment verteilt wird. Es wird eine sehr gleichmäßige Belastungsverteilung erzielt.

Die mit hohen Momenten belasteten Getriebeteile, welche aufgrund ihrer notwendigen Dimension einen hohen Anteil an der Gesamtgetriebemasse haben, laufen langsam um. Alle schnellaufenden Getriebeteile sind keiner hohen Momentenbelastung ausgesetzt und sind daher entsprechend leicht gestaltet. Für das Getriebe ergibt sich daraus insgesamt ein sehr geringes Massenträgheitsmoment.

Niedrige Umfangsgeschwindigkeiten an den Verzahnungen ermöglichen den Einsatz von kompakten, schnelldrehenden Antriebsmotoren.

5 Die paarweise Anordnung der ersten Stufenplaneten führt darüberhinaus zu einer einfachen Anpassung an verschiedene zu übertragende Momente mit vielen Gleichteilen. Für höhere Momente wird einfach ein weiteres Paar von ersten Stufenplaneten mit einem weiteren zweiten Stufenplaneten auf dem  
10 Planetenträger angeordnet.

Ein erfindungsgemäßes Getriebe weist den Vorteil auf, daß es hohe Übersetzungen auf engem Bauraum bei geringen internen Wälzleistungen ermöglicht. Es weist dadurch einen  
15 hohen Wirkungsgrad auf. Anfahr- und sonstige Reibungsmomente bleiben klein. Außerdem wirken sich die geringen Wälzleistungen positiv auf das Geräuschverhalten, sowie die Konstanz des geringen Getriebespiels über die Lebensdauer aus.

20

Bei der Ausführungsform gemäß Anspruch 1 als Umlaufrädergetriebe wird bei im wesentlichen waagrechter Lage der Getriebehauptachse und einer teilweisen Ölbefüllung des Getriebes ferner der Vorteil erzielt, daß die Stufenplaneten bei der Drehung des Planetenträgers regelmäßig ins Öl  
25 getaucht werden. Sämtliche Verzahnungen und Planetenlager werden auf diese Weise optimal geschmiert.

Bei der alternativen Ausführungsform gemäß dem unabhängigen Anspruch 2 als Standgetriebe, weist das Getriebe eine um 1 höhere Gesamtübersetzung auf. Bei dieser Ausführungsform drehen Antriebs- und Abtriebswelle gleichsinnig. -  
30

Durch die erfindungsgemäße vorteilhafte Ausgestaltung gemäß Anspruch 3 ergeben sich weitgehend ausgewogene Verzahnungskräfte an den kleinen Stufenrädern der zweiten Stufenplaneten, wodurch deren Lagerung leichter und einfacher wird. Der genaue Winkelwert für die Anordnung der zweiten Stufenplaneten kann in Abhängigkeit von den Montagebedingungen gewählt werden.

Durch ein konisch ausgeführtes Hohlrad wird in Kombination mit einer axialen Verstellbarkeit des Hohlrads gegenüber den ersten Stufenplaneten entlang der Getriebepauptachse eine sehr gute Einstellbarkeit des Verzahnungsspiels zwischen den kleinen Stufenrädern der ersten Stufenplaneten und dem Hohlrad ermöglicht.

Mit einer Ausgestaltung gemäß Anspruch 5, wird der Vorteil erzielt, daß sich ein axiales Spiel der Lager der ersten Stufenplaneten nicht auf das Gesamtspiel des Getriebes auswirkt. Eine genaue Axialposition ist nicht erforderlich. Somit wird der Einstellaufwand reduziert und insgesamt ein geringeres Getriebespiel erzielt.

Eine weitere vorteilhafte Möglichkeit der Anpassung der kleinen Stufenräder an die Konizität des Hohlrades ist durch Anspruch 6 gegeben. In diesem Fall ist der Planetenträger einfacher zu fertigen, da keine geneigten Planetenachsen erforderlich sind.

Ein zylindrisches Hohlrad gemäß Anspruch 7 ist vorteilhaft einfach zu fertigen und muß bezüglich seiner axialen Position nicht justiert werden. So können die großen und teuren Einstellscheiben für das Hohlrad eingespart werden.

Mit dem in Anspruch 8 genannten weiteren Merkmal lässt sich das Verzahnungsspiel durch Einstellung der axialen Position der ersten Stufenplaneten entlang ihrer geneigten Drehachse einstellen. Die hierfür notwendigen kleinen Einstellscheiben, die axial zwischen Planetenlager und Planetenträger angeordnet sind, sind wesentlich kostengünstiger als die großen Einstellscheiben, welche für das Hohlrad benötigt werden.

Die Ausgestaltung der großen Stufenräder gemäß Anspruch 9 ermöglicht eine einfache Montage, wohingegen bei der Ausgestaltung nach Anspruch 10 eine Kompensation der Axialkraft mit dem Vorteil geringerer Lagerkräfte erzielt wird.

Die Anzahl aufwendig herstellbarer konischer Verzahnungen kann mittels der Ausgestaltung gemäß Anspruch 11 verkleinert werden.

Ein kinematisch exaktes Eingreifen der Verzahnungen der Stufenplaneten wird durch das in Anspruch 12 genannte Merkmal erreicht. Im Fall von zur Getriebehauptachse parallelen Achsen der Stufenplaneten liegt der gemeinsame Schnittpunkt im Unendlichen.

Die Vorteile einer Schrägverzahnung sind ein präziser geräuscharmer Lauf, sowie geringe Vibrationen.

Eine mindestens teilweise Kompensation der durch die Schrägverzahnung erzeugten Axialkräfte in den Stufenplaneten wird durch die in Anspruch 14 angegebenen Merkmale erzielt.



Eine nahezu vollständige Kompensation wird erreicht, wenn die Bedingung gemäß Anspruch 15 erfüllt ist. Insbesondere in Kombination mit zylindrischen Stufenrädern wird  
5 eine Selbsteinstellung der axialen Position ermöglicht. In diesem Fall kann auf eine axiale Lagerung der betreffenden Stufenplaneten ganz verzichtet werden.

Die Ausgestaltung gemäß Anspruch 16 ermöglicht insbesondere mit der weiteren Ausgestaltung gemäß Anspruch 17  
10 eine sehr hohe Bauraum- und Drehmomentendichte.

Durch die fliegende Lagerung gemäß den Ansprüchen 18 und 19 werden mehrere Vorteile erzielt. Ganz offensichtlich  
15 können dadurch die ansonsten notwendigen Lager (z.B. Wälzlager) und damit Bauraum, Kosten und Montageaufwand eingespart werden. Außerdem findet an den fliegend gelagerten Rädern bedingt durch den paarweisen Eingriff ein Ausgleich von auch bei Präzisionsgetrieben noch vorhandenen ferti-  
20 gungsbedingten Teilungsfehlern statt. Somit wirkt sich diese Ausgestaltung positiv auf die Übertragungstreue und das Vibrationsverhalten des Getriebes aus. Durch die normalerweise in geringem Maße stets vorhandene Winkelbeweglichkeit des axial beabstandeten Lagers findet darüberhinaus eine  
25 Selbstzentrierung in den Zahneingriffen und damit ein Belastungsausgleich zwischen den Zahneingriffen der Stufenplaneten statt. Die fliegende Lagerung der kleinen Stufenräder der zweiten Stufenplaneten wird erst durch die erfindungsgemäße paarweise Anordnung von jeweils zwei ersten Stufen-  
30 planeten ermöglicht.

Ein einziges Hauptlager gemäß Anspruch 20 ermöglicht  
eine kompakte Bauform sowie eine einfache Montage.

Durch eine Integration der Lagerlaufbahnen in das Hohlrad und den Planetenträger wird deutlich Bauraum eingespart, so daß mehr Raum verfügbar ist, um bei räumlicher Unterbringung aller Räder innerhalb eines engen Bauraums eine hohe Übersetzung zu realisieren.

Durch eine zweiteilige Ausführung des Hohlrads gemäß Anspruch 22 wird eine axiale Einstellbarkeit des Hohlrades gegenüber dem Planetenträger und eine getrennte Fertigung der Teile ermöglicht. Insbesondere die Erfordernisse an verschiedene Einhärtetiefen der Verzahnungen bzw. Lagerlaufbahnen können auf diese Weise vorteilhaft berücksichtigt werden.

Ein Kreuzrollenlager als Hauptlager gemäß Anspruch 23 weist den Vorteil einer hohen Belastbarkeit insbesondere gegenüber Kippmomenten bei gleichzeitig hoher Präzision auf.

Durch das in Anspruch 24 genannte Merkmal kann der Fertigungsaufwand von einander zugeordneten Verzahnungen verkleinert werden. Komplizierte Montagebedingungen müssen bei der Wahl der Zähnezahlen nicht beachtet werden. Außerdem wird die Zahl von einzustellenden Teilen minimiert.

Die Ausgestaltung gemäß Anspruch 25 weist den Vorteil einer geringen Teilezahl auf, wohingegen die Ausgestaltung gemäß Anspruch 26 eine Austauschbarkeit von einzelnen Teilen zuläßt, und nachträgliche Korrekturen der Stellungsanordnung ermöglicht. Sofern es nicht erforderlich ist, die relative Drehstellung der Stufenräder eines Stufenplaneten einzustellen, können die Stufenplaneten einstückig herge-

stellt werden. Aus fertigungstechnischen Gründen kann es jedoch vorteilhaft sein, die Stufenplaneten auch in diesem Fall aus mehreren Teilen zusammenzusetzen.

5 Die weitere Ausgestaltung gemäß Anspruch 27 gewährleistet, daß eine definierte Zuordnung von Durchgangslöchern und Einschraubgewinden vorhanden ist.

10 Eine zweiteilige Ausgestaltung eines Stufenplaneten gemäß Anspruch 28 bietet Vorteile beim Herstellen einer bestimmten Stellungszuordnung der beiden Stufenräder eines Stufenplaneten. Die formschlüssige Verbindung ist vorteilhaft als Zahnwellenverbindung herstellbar, jedoch ist auch eine Keilwellenverbindung möglich. Eine spielfreie und  
15 axial unverschiebbliche Verbindung der Stufenräder läßt sich durch ein geringes Übermaß des verzahnten Wellenfortsatzes und thermisches Fügen oder unter Einsatz von Klebstoff herstellen.

20 Mit dem Merkmal gemäß Anspruch 29 wird insbesondere bei Stufenplaneten mit fester relativer Drehstellungszuordnung zwischen den Stufenrädern die Montage vereinfacht. Bei der Montage der ersten Stufenplaneten braucht beispielsweise nicht darauf geachtet zu werden, welcher Zahn des kleinen Stufenrads in das Hohlrad eingreift.  
25

Durch eine hohle Zentralwelle gemäß Anspruch 30 wird ein zentraler Durchlaß ermöglicht, durch den beispielsweise ein Kabelstrang hindurchgeführt werden kann.

30

Eine gleichmäßigere Belastung des Hohlrades läßt sich erzielen, wenn mehr als zwei Paare von ersten Stufenplaneten gleichzeitig mit dem Hohlrad in Eingriff sind. Durch

Hinzufügen jeweils eines Paares von ersten Stufenplaneten und einem zweiten Stufenplaneten lassen sich höhere Belastungsanforderungen mit nur wenigen Änderungen (am Planetenträger) erfüllen.

5

Durch die Anordnung der Paare von ersten Stufenplaneten gemäß Anspruch 32 werden verschiedene Vorteile erzielt. In Kombination mit einem größeren Sonnenrad läßt sich so der zentrale Durchlaß wesentlich größer gestalten. Je nach Belastungsanforderungen ist es leicht möglich, weitere Paare von ersten Stufenplaneten mit zugeordneten zweiten Stufenplaneten am Innenumfang des Hohlrades zu verteilen.

10

Die Ausführungsform gemäß Anspruch 33 ermöglicht, den Antrieb exzentrisch anzuordnen, und damit den zentralen Durchlaß freizuhalten. Die Stirnradstufe ermöglicht darüberhinaus eine Vorübersetzung, so daß auch bei der durch das größere Sonnenrad begrenzten Übersetzung des Umlaufgetriebes eine hohe Gesamtübersetzung erzielt werden kann.

15

20

Die Ausgestaltung gemäß Anspruch 34 mit einer Buchse, die mit dem Abstützglied oder dem Abtrieb drehfest verbunden sein kann, weist den Vorteil auf, daß im zentralen Durchlaß nicht die hohen Drehzahlen des Sonnenrads auftreten. Auf diese Weise werden Beschädigungen beispielsweise an durchgeführten Kabelsträngen vermieden.

25

Je kleiner ein Verzahnungsspiel eingestellt ist, desto besser ist auch die Übertragungstreue des Getriebes, umso größer ist jedoch die Gefahr des Verklemmens. Auch aufgrund von thermischen Verformungen und Verschleiß ist das Verzahnungsspiel nicht beliebig klein einstellbar. Die Ausgestaltung gemäß Anspruch 35 hat den Vorteil, daß das Verzahn-

30

nungsspiel bei normalen Betriebsmomenten über die gesamte Lebensdauer des Getriebes immer Null ist, und ein Verklemmen dadurch verhindert wird, daß ein Stufenplanet eine axiale Ausweichbewegung ausführen kann, wenn sehr große  
5 Verzahnungskräfte auftreten, die beispielsweise durch einen Teilungsfehler in der Verzahnung des Hohlrads hervorgerufen werden.

Die Federkraft wird zweckmäßigerweise so gewählt, daß  
10 sie in einem Teillastbereich die drehmomentproportional anwachsenden Axialverzahnungskräfte ausgleichen kann.

Die weitere Ausgestaltung gemäß Anspruch 36 ist sehr platzsparend. Die Verstelleinrichtung ermöglicht, den maximalen Federweg vorzugeben.  
15

Im folgenden wird die Erfindung mit Bezug auf die beiliegenden Zeichnungen näher erläutert wobei

20 Fig. 1 eine Prinzipdarstellung der Räderanordnung eines erfindungsgemäßen Planetengetriebes,

Fig. 2 eine Schnittdarstellung einer Ausführungsform mit geneigten Stufenplanetenachsen eines erfindungsgemäßen Planetengetriebes,  
25

Fig. 3 eine Stirnansicht der Ausführungsform gemäß Fig. 2,

30 Fig. 4 eine Schnittdarstellung einer weiteren Ausführungsform mit parallelen Stufenplanetenachsen,

- Fig. 5 eine Schnittdarstellung einer Ausführungsform mit parallelen Stufenplanetenachsen und einer Federanordnung zwischen zweiten Stufenplaneten und dem Planetenträger,
- 5
- Fig. 6 eine vergrößerte Darstellung der Federanordnung zwischen den zweiten Stufenplaneten und dem Planetenträger,
- 10
- Fig. 7 eine Prinzipdarstellung einer möglichen Anordnung von Hohlrad und ersten Stufenplaneten,
- Fig. 8 eine Prinzipdarstellung einer weiteren möglichen Anordnung von Hohlrad und ersten Stufenplaneten,
- 15
- Fig. 9 eine Prinzipdarstellung der Räderanordnung eines weiteren erfindungsgemäßen Planetengetriebes mit zwei Paaren von ersten Stufenplaneten,
- 20
- Fig. 10 eine Prinzipdarstellung der Räderanordnung eines weiteren erfindungsgemäßen Planetengetriebes mit drei Paaren von ersten Stufenplaneten,
- Fig. 11 einen Schnitt durch ein ausgeführtes erfindungsgemäßes Getriebe mit einer exzentrisch angeordneten Stirnradstufe und einem großen zentralen Durchlaß,
- 25
- Fig. 12 eine Seitenansicht eines ersten Teils eines zweiteiligen Stufenplaneten und
- 30
- Fig. 13 eine Stirnansicht eines ersten Teils eines zweiteiligen Stufenplaneten zeigen.

In den Figuren sind einander entsprechende Positionen mit gleichen Bezugszeichen versehen.

5

Die bezüglich der horizontalen und vertikalen Mittellinien symmetrische Prinzipdarstellung gemäß Fig. 1 zeigt das zentrale Sonnenrad 2, welches in einer Axialebene mit mehreren großen Stufenrädern 4 der zweiten Stufenplaneten in Eingriff ist. In einer anderen Ebene stehen die kleinen Stufenräder 6 der zweiten Stufenplaneten gleichzeitig mit einem Paar von benachbarten großen Stufenrädern 8 der ersten Stufenplaneten in Eingriff. In einer dritten Ebene stehen alle kleinen Stufenräder 10 der ersten Stufenplaneten mit dem Hohlrad 12 in Eingriff. Im Gegensatz zu herkömmlichen Planetengetrieben, bei denen Sonnenrad und Hohlrad den selben Modul aufweisen müssen, ist es bei dem Erfindungsgemäßen Getriebe möglich, den Modul für jede einzelne Übersetzungsstufe optimal zu wählen. Insbesondere bei der ersten Stufe zwischen Sonnenrad 2 und großen Stufenrädern 4 der zweiten Stufenplaneten, bei der sehr große Unterschiede in den Raddurchmessern vorhanden sein können, ist eine feinere Teilung bzw. eine höhere Zähnezahl wie dargestellt vorteilhaft, um Probleme bezüglich der Zahnform, wie z. B. Unterschnitt und/oder spitze Zähne zu vermeiden. In den weiteren Stufen treten bei kleineren Drehzahlen höhere Verzahnungskräfte auf, so daß hier eine grobe Teilung vorteilhaft ist.

30

Mit der Anordnung können hohe Übersetzungen erzielt werden. Vorteilhaft ist, daß der Momentenfluß sich an mehreren Stellen auf (hier) jeweils zwei Pfade verteilt. Da-

durch wird eine gleichmäßige Belastungsverteilung und ein Ausgleich von etwaigen Teilungsfehlern erzielt.

Aus der Fig. 1 ist weiterhin auch ersichtlich, daß die  
5 Verbindungslinien 14 und 16 vom Radmittelpunkt eines kleinen Stufenrads 6 eines zweiten Stufenplaneten zu den Radmittelpunkten der beiden benachbarten großen Stufenräder 2 der ersten Stufenplaneten einen Winkel 18 zwischen  $180^\circ$  und  $195^\circ$  einschließen. Die weitgehend symmetrische Anordnung  
10 des Sonnenrads 2 bzw. der kleinen Stufenräder 6 der zweiten Stufenplaneten zwischen großen Stufenrädern 4 bzw. 8 ermöglicht eine platzsparende fliegende Lagerung der betreffenden Räder in den Zahneingriffen.

15 Alle Stufenräder laufen mit der langsamen Winkelgeschwindigkeit des Planetenträgers (in Fig. 1 nicht dargestellt) um die Getriebehauptachse, wenn der Planetenträger der Getriebeabtrieb ist. Das Massenträgheitsmoment bleibt insgesamt sehr gering.

20

Fig. 2 zeigt eine Schnittdarstellung eines erfindungsgemäßen Getriebs. Der Schnittverlauf ist in Fig. 1 durch Pfeile gekennzeichnet. Bei dem in Fig. 2 gezeigten Planetengetriebe ist die Verzahnung des Sonnenrads 2 in der  
25 angetriebenen Zentralwelle 20 eingearbeitet. Die angetriebene Zentralwelle 20 ist hier durch fliegende Lagerung des Sonnenrads 2 zwischen den großen Stufenrädern 4 der zweiten Stufenplaneten und durch das axial beabstandete Lager 22 im Planetenträger 24 gelagert. Das hier konisch ausgebildete Sonnenrad 2 befindet sich in gleichzeitigem Eingriff mit den großen Stufenrädern 4 der zweiten Stufenplaneten. Mittels Einstellscheiben 26 läßt sich die axiale  
30 Position der angetriebenen Zentralwelle 20 im Planetenträger



ger 24 und damit das Verzahnungsspiel zwischen Sonnenrad 2 und großen Stufenrädern 4 der zweiten Stufenplaneten einstellen.

5 Die zweiten Stufenplaneten mit den großen Stufenrädern 4 und den kleinen Stufenrädern 6 sind wiederum durch fliegende Lagerung der kleinen Stufenräder 6 zwischen den großen Stufenrädern 8 der ersten Stufenplaneten und durch  
10 jeweils ein weiteres, axial beabstandetes Lager 28 im Planetenträger 24 gelagert.

In Fig. 2 ist erkennbar, daß die zweiten Stufenplaneten in platzsparender Weise im wesentlichen den selben axialen Bauraum einnehmen, der bereits von den ersten Stufenplaneten beansprucht wird. Dies wird unter anderem dadurch ermöglicht, daß die großen Stufenräder 4, 8 der Stufenplaneten axial nicht alle auf einer Seite des Hohlrades 12a, sondern beiderseits des Hohlrades angeordnet sind.

20 Die großen Stufenräder 4 der zweiten Stufenplaneten sind annähernd zylindrisch ausgebildet. Dadurch wird der Vorteil erzielt, daß eine axiale Verschiebung eines zweiten Stufenplaneten entlang seiner radial geneigten Planetenachse keinen Einfluß auf das Verzahnungsspiel zwischen Sonnenrad 2 und großen Stufenrädern 4 der zweiten Stufenplaneten  
25 hat. Das kleine Stufenrad 6 der zweiten Stufenplaneten ist in gleichzeitigem Zahneingriff mit einem Paar von benachbarten großen Stufenrädern 8 von ersten Stufenplaneten.

30 Die durch den Winkel  $\alpha$  engedeutete radiale Neigung der Stufenplaneten ist so gewählt, daß sich die Verlängerungen der Planetenachsen der ersten und zweiten Stufenplaneten in

einem gemeinsamen Punkt in Verlängerung der Getriebehauptachse schneiden.

5 In der in Fig. 2 dargestellten Ausführungsform sind beide Stufenräder 8, 10 der ersten Stufenplaneten zylindrisch ausgebildet. Das Hohlrad 12a ist entsprechend der radialen Neigung der Planetenachse der ersten Stufenplaneten innen konisch ausgebildet. Eine axiale Verschiebung der ersten Stufenplaneten entlang der Planetenachse hat somit  
10 keinen Einfluß auf das Verzahnungsspiel zwischen den kleinen Stufenrädern 10 der ersten Stufenplaneten und dem Hohlrad 12a.

15 Die Schrägungswinkel der Verzahnungen der großen und kleinen Stufenräder der ersten Stufenplaneten 8, 10 sind so aufeinander abgestimmt, daß es zu einer Kompensation der aus der Schrägverzahnung herrührenden Axialkräfte kommt. Die axiale Position der ersten Stufenplaneten ist in diesem Beispiel also selbsteinstellend und ohne Auswirkung auf das  
20 Verzahnungsspiel zwischen kleinen Stufenrädern 10 und Hohlrad 12a. Vorteilhaft ist weiterhin, daß kein Axiallager für die ersten Stufenplaneten benötigt wird und die Lagerung mittels platzsparender Nadellager 30, 32 bewerkstelligt werden kann.

25 Das Verzahnungsspiel zwischen kleinem Stufenrad 10 der ersten Stufenplaneten und Hohlrad 12 ist durch axiales Verschieben des innenverzahnten Teils des Hohlrades 12a gegenüber dem Planetenträger 24 einstellbar. Zu diesem Zweck ist  
30 das Hohlrad 12 in der in Fig. 2 gezeigten Ausführungsform aus einem innenverzahnten Teil des Hohlrades 12a und einem das Hauptlager 34 aufnehmenden Teil 12b zusammengesetzt. Das Teil 12b ist in der dargestellten Ausführungsform also

gleichzeitig der Aussenring eines integrierten Kreuzrollen-  
lagers. Der axiale Abstand zwischen den Teilen 12a, 12b und  
damit das Verzahnungsspiel zwischen kleinen Stufenrädern 10  
der ersten Stufenplaneten und Hohlrad 12a ist mittels einer  
5 Einstellscheibe 36 einstellbar.

In der Fig. 2 sind die Durchgangslöcher für die nicht  
dargestellten Schrauben zur Verbindung der Teile 12a, 12b  
dargestellt. Die Lagerlaufbahnen des als Kreuzrollenlager  
10 ausgeführten Hauptlagers 34 sind in platzsparender Weise in  
die betreffenden Bauteile 12b, 24 eingearbeitet.

In der Ausführungsform gemäß Fig. 2 ist vorgesehen,  
daß das Hohlrad 12 als Abstützglied und der Planetenträ-  
15 ger 24 als Getriebeabtrieb dient. Die am Umfang verteilten  
Gewindebohrungen 38 dienen zur Befestigung von anzutreiben-  
den Bauteilen. Die Dichtung 40 verhindert das Eindringen  
von Schmutz in das Getriebe und das Auslaufen von Schmier-  
mittel. Ein Getriebegehäuse ist in Fig. 2 nicht darge-  
20 stellt.

Mindestens ein großes Stufenrad 4 eines zweiten Stu-  
fenplaneten weist am Umfang verteilt Schrauben 42 einer  
Flanschverbindung auf. Mittels dieser Flanschverbindung ist  
25 die relative Drehstellung des großen Stufenrades 4 zum  
kleinen Stufenrad 6 des zweiten Stufenplaneten einstellbar.  
Hierzu weisen die entsprechenden Schraubendurchgangslö-  
cher 43 ein Übermaß in tangentialer Richtung auf. Mittels  
dieser Flanschverbindung ist die exakte Stellung des flie-  
30 gend gelagerten Sonnenrads in den Zahneingriffen der großen  
Stufenräder 4 einstellbar. In entsprechender Weise ist auch  
die Drehstellung der kleinen und großen Stufenräder minde-  
stens eines ersten Stufenplaneten zueinander einstellbar.

Zwischen diesen großen Stufenrädern der ersten Stufenplaneten sind die kleinen Stufenräder 6 der zweiten Stufenplaneten fliegend gelagert.

5            Fig. 3 zeigt eine abtriebsseitige Stirnansicht des in Fig. 2 im Schnitt dargestellten Getriebes. Neben dem Sonnenrad 2 sind zwei große Stufenräder 4 von zweiten Stufenplaneten, die Schrauben 42 der Flanschverbindung sowie der Lageraussenring (Hohlrad) 12b dargestellt.

10            Fig. 4 zeigt eine weitere Ausführungsform eines erfindungsgemäßen Getriebes in entsprechender Darstellung wie Fig. 2. Sämtliche Planetenachsen sind hier parallel zur Getriebehauptachse. Das Sonnenrad 2 sowie die großen Stufenräder 4 der zweiten Stufenplaneten sind zylindrisch ausgebildet. Die kleinen Stufenräder 6 der zweiten Stufenplaneten sowie die Stufenräder 8, 10 der ersten Stufenplaneten sind ebenso wie das Hohlrad 12 konisch ausgebildet. Die großen und kleinen Stufenräder 8, 10 der ersten Stufenplaneten weisen gleiche Konusrichtung auf, was hinsichtlich einer einfachen Montierbarkeit von Vorteil ist. Das Verzahnungsspiel in der schnellaufenden Stufe zwischen dem Sonnenrad 2 und den großen Stufenrädern 4 ist hier nicht einstellbar, jedoch konstruktiv eng ausgelegt. Dafür braucht die axiale Position von Sonnenrad 2 und großen Stufenrädern 4 der zweiten Stufenplaneten nicht eingestellt zu werden. Das Verzahnungsspiel zwischen den konischen Stufenrädern 6, 8 ist einstellbar durch Einstellung der axialen Position der zweiten Stufenplaneten 4, 6 mittels Einstellscheiben 54.

Die in Fig. 5 dargestellte Ausführungsform unterscheidet sich von der Ausführungsform nach Fig. 4 durch eine

Federanordnung 64 zwischen zweiten Stufenplaneten 8, 10 und dem Planetenträger 24, welche in Fig. 6 vergrößert dargestellt ist.

5 Die Schraubenfeder 56 ist zwischen einer mittels  
Sprengring 72 im Stufenplaneten gesicherten Scheibe 70 und  
einem Bund am Ende der Hülse 68 in der Bohrung 62 im zwei-  
ten Stufenplaneten angeordnet. Die Hülse 68 überträgt die  
Federkraft auf den fest mit der Hülse verbundenen Gewinde-  
10 stift 60. Der Deckel 74 ist zwischen einer auf den Gewinde-  
stift geschraubten Mutter 66 und den Stirnseiten der Wälz-  
körper des Lagers 32 gespannt. Der Außenring des Lagers 32  
ist durch einen Sprengring 78 im Planetenträger 24 axial  
fixiert. Die Federanordnung überträgt eine definierte Vor-  
15 spannkraft zwischen Stufenplanet und Planetenträger, die  
den Stufenplaneten spielfrei im Konus des (in Fig 6 nicht  
dargestellten) Hohlrades 12 hält. Zwischen der Scheibe 70  
und der Hülse 68 ist ein axialer Spalt  $s$  vorgesehen. Die  
effektive axiale Stellung des Stufenplaneten ist im Betrieb  
20 einer gewissen geringfügigen Schwankungsbreite unterworfen,  
die sich aus unvermeidlichen geringfügigen Teilungsfehlern  
ergibt. Der axiale Spalt  $s$  ist über die Mutter 66 so ein-  
stellbar, daß er diese Schwankungsbreite gerade abdeckt.  
Die Kraft der eingebauten Feder 56 ist so abgestimmt, daß  
25 die Axialkräfte der Verzahnung nur in einem Teillastbereich  
abgedeckt sind. Bei höherer Last wandert das Stufenrad  
axial aus bis zum Anschlag, gebildet durch die Scheibe 70  
und die Buchse 68. Das Verzahnungsspiel zwischen Stufenpla-  
neten und Hohlrad ist eliminiert. Einflüsse durch Tempera-  
30 turdehnungen oder Verschleiß werden durch die Federanordnung  
kompensiert. Trotzdem tritt ein Verklemmen auch bei Teil-  
ungsfehlern nicht auf, da der Stufenplanet in diesem Fall -  
eine axiale Ausweichbewegung ausführen kann. Die Axial-

kraft, welche Ursache für diese Ausweichbewegung ist ergibt sich aus der Summe der Kräfte aus der Schrägverzahnung der beiden Stufenräder, die sich bei entsprechender Wahl der Schrägungswinkel in vorteilhafter Weise ausgleichen und zum größten Teil aus der Axialkraft welche bei einer radialen Belastung der Verzahnung in Folge der Konizität auftritt.

Die Fig. 7 und 8 zeigen skizzenhaft weitere vorteilhafte Anordnungen von ersten Stufenplaneten und Hohlrad 12. Die Mittellinie 44 entspricht bei diesen Figuren der Getriebehauptachse. Fig. 7 zeigt eine Anordnung mit konischem Hohlrad 12, zur Getriebehauptachse parallelen ersten Stufenplaneten 10, 8 und konischen kleinen und großen Stufenrädern der ersten Stufenplaneten. Die großen und kleinen Stufenräder weisen dabei entgegengesetzte Konusrichtung auf. Aus der Konizität herrührende Axialkräfte wirken in vorteilhafter Weise in entgegengesetzte Richtung. Außerdem ist bei dieser Anordnung die Einstellung des Verzahnungsspiels der Verzahnungen der ersten Stufenplaneten erleichtert.

Fig. 8 zeigt eine Anordnung mit zylindrischem Hohlrad 12, radial geneigten Planetenachsen der ersten Stufenplaneten und entsprechend angepaßter Konizität der kleinen Stufenräder 10 der ersten Stufenplaneten. Das Verzahnungsspiel zwischen kleinem Stufenrad 10 und Hohlrad 12 wird durch Einstellen der axialen Position der Stufenplaneten entlang ihrer radial geneigten Achse eingestellt. Bei dieser Ausführungsform können die teuren, großen Einstellscheiben 36 für das Hohlrad 12 (Fig. 2) eingespart werden.

Fig. 9 und 10 zeigen schematisch weitere Ausgestaltungen der Erfindung, bei denen die Verbindungslinien der Rad-

mittelpunkte von zwei ein Paar bildenden ersten Stufenplaneten zum Radmittelpunkt des Sonnenrads (Getriebehauptachse) einen kleineren Winkel als  $90^\circ$  einschließen. Es ist hierbei nicht erforderlich, daß dieser Winkel ein ganzzahliger Bruchteil von  $360^\circ$  ist. Beispielsweise kann er  $56,2^\circ$  sein.

Fig. 9 zeigt zwei Paare von ersten Stufenplaneten 8,10 mit jeweils einem dazwischenliegenden kleinen Stufenrad 6 eines zweiten Stufenplaneten (Hohlrad, Sonnenrad und große Stufenräder der zweiten Stufenplaneten sind nicht dargestellt)

Fig. 10 zeigt drei Paare von ersten Stufenplaneten 8, 10, mit jeweils einem dazwischenliegenden kleinen Stufenrad 6 eines zweiten Stufenplaneten. Desweiteren sind in Fig. 10 die großen Stufenräder 4 der zweiten Stufenplaneten, welche mit dem zentralen Sonnenrad 2 in Eingriff sind dargestellt. Das Hohlrad 12 ist mit insgesamt sechs kleinen Stufenrädern 10 der ersten Stufenplaneten in Eingriff. Die hohe Zahl der Eingriffstellen wirkt sich positiv auf die Übertragungsqualität und Belastbarkeit aus. Das Sonnenrad 2 hat einen relativ großen Durchmesser und ermöglicht in Kombination mit einer hohl ausgebildeten, angetriebenen Zentralwelle 20 (Fig. 11) einen großen zentralen Durchlaß. Je nach Belastungs- und Übersetzungserfordernissen ist es natürlich ebenso möglich, mehr als drei Paare von ersten Stufenplaneten vorzusehen.

Fig. 11 zeigt im Schnitt ein erfindungsgemäßes Getriebe mit einem solchen zentralen Durchlaß. Der Antrieb ist exzentrisch am Motorflansch 47 angeordnet. Das Antriebsritzel 48 treibt das mit dem Sonnenrad 2 drehfest verbundene

Stirnrad 46 an. Diese Stirnradstufe ermöglicht neben der exzentrischen Anordnung des Antriebs zusätzlich eine Vorübersetzung entsprechend dem Zähnezahnverhältnis von Ritzel 48 und Stirnrad 46. So sind auch mit einem großen zentralen Sonnenrad 2 hohe Gesamtübersetzungen erzielbar. Das zylindrische Sonnenrad 2 ist in Eingriff mit den ebenfalls zylindrisch ausgebildeten großen Stufenrädern 4 der zweiten Stufenplaneten. Die kleinen Stufenräder 6 der zweiten Stufenplaneten sind konisch ausgebildet und treiben die konischen großen Stufenräder 8 der ersten Stufenplaneten an. Von den konischen kleinen Stufenrädern 10 der ersten Stufenplaneten wird auf das konische Hohlrad 12 abgetrieben. Teile des Gehäuses 52 drehen mit der Drehzahl des Hohlrades 12, welches in der dargestellten Ausführung den Abtrieb darstellt. Die Bohrungen 39 in dem Teil 12b des Hohlrades mit der Wälzkörperlaufbahn für das Hauptlager 34 dienen zur Befestigung von anzutreibenden Teilen. Bei dieser Ausführungsform ist der Planetenträger 24 feststehend und das Hohlrad 12 rotierbar ausgebildet - es handelt sich um ein Standgetriebe. Der zentrale Durchlaß ist von einer Buchse 50 umgeben. Diese schließt das Gehäuse 52 nach innen ab und verhindert Beschädigungen, wenn Kabelstränge oder andere Teile durch den zentralen Durchlaß hindurchgeführt werden.

Die Figuren 12 und 13 zeigen schließlich zwei Ansichten eines ersten Teils eines zweiteilig ausgeführten ersten Stufenplaneten. Es weist axial aufeinanderfolgend drei Abschnitte auf. Der Lagerzapfen 84 dient zur Führung in einem Planetenlager 32 (Fig. 2). Das Stufenrad 10 weist eine schrägverzahnte Laufverzahnung auf. Im Wellenfortsatz 82 ist eine Formschlußverzahnung eingearbeitet. Die Laufverzahnung und die Formschlußverzahnung haben gleiche Zähne-



zahl. Im Übergangsbereich von der Laufverzahnung zur Form-  
schlußverzahnung sind die Zahnücken stellungsgleich, was  
in Fig. 13 erkennbar ist. Diese Stellungsgleichheit bietet  
Vorteile bei der Herstellung der Verzahnungen, da durch die  
5 Zahnücke der angrenzenden Verzahnung ein Auslauf für Bear-  
beitungswerkzeuge gegeben ist. Bei der Montage braucht auf-  
grund der gleichen Zähnezahlen nicht auf eine Stellungszu-  
ordnung von Lauf- und Formschlußverzahnung geachtet zu wer-  
den.

10 In allen Ausführungsformen ist vorgesehen, daß das  
Verzahnungsspiel sämtlicher Verzahnungen, bei denen koni-  
sche Räder beteiligt sind, durch entsprechend angepaßte  
Einstellscheiben bzw. Einstellringe einstellbar sind, bzw.  
15 durch Federanordnungen 64 eliminierbar sind.

Je nach den gewünschten Eigenschaften, oder der ge-  
wünschten Übersetzung sind natürlich auch andere Ausfüh-  
rungsformen insbesondere der Planetenräder denkbar  
20 (z.B. durchgehende Planeten, gleiche Zähnezahl aufweisende  
Planeten).

Natürlich ist aber auch eine sehr einfach herstellbare  
Ausführungsform möglich, bei der alle Planetenachsen paral-  
25 lel zur Getriebehauptachse verlaufen und alle Räder zylin-  
drisch ausgebildet sind. Durch ein zylindrisch ausgebilde-  
tes Sonnenrad 2 wird der Vorteil einer Unempfindlichkeit  
des Verzahnungsspiels der Eingangsstufe, nämlich Sonnen-  
rad/kleine Stufenräder der zweiten Stufenplaneten gegenüber  
30 einer relativen axialen Verschiebung der betreffenden Räder  
erzielt.

## Bezugszeichen

	2	Sonnenrad
	4	großes Stufenrad der zweiten Stufenplaneten
5	6	kleines Stufenrad der zweiten Stufenplaneten
	8	großes Stufenrad der ersten Stufenplaneten
	10	kleines Stufenrad der ersten Stufenplaneten
	12	Hohlrad
	12a	innenverzahntes Teil des Hohlrads
10	12b	Hohlradteil mit Wälzkörperlaufbahn
	14	Verbindungslinie
	16	Verbindungslinie
	18	Winkel
	20	angetriebene Zentralwelle
15	22	Lager
	24	Planetenträger
	26	Einstellscheiben
	28	Lager
	30	Lager
20	32	Lager
	34	Hauptlager
	36	Einstellscheibe
	38	Gewindebohrung
	39	Bohrung
25	40	Dichtung
	42	Schrauben
	43	Durchgangslöcher
	44	Mittellinie
	46	Stirnrad
30	47	Motorflansch
	48	Ritzel
	50	Buchse
	52	Gehäuse

	54	Einstellscheiben
	56	Schraubenfeder
	58	Buchse
	60	Gewindestift
5	62	Bohrung
	64	Federanordnung
	66	Mutter(n)
	68	Hülse mit Bund
	70	Scheibe
10	72	Sprengring
	74	Deckel
	78	Sprengring
	82	Wellenfortsatz
	84	Lagerzapfen
15		

P a t e n t a n s p r ü c h e

1. Planetengetriebe mit einem mit einer angetriebenen Zentralwelle (20) verbundenen Sonnenrad (2), einem Hohlrad (12), einer Gruppe von ersten Stufenplaneten (8, 10), einer Gruppe von zweiten Stufenplaneten (4, 6), wobei alle Stufenplaneten in einem gemeinsamen Planetenträger (24) gelagert sind, die Anzahl der zweiten Stufenplaneten (4, 6) der halben Anzahl der ersten Stufenplaneten (8, 10) entspricht, die großen Stufenräder (4) der zweiten Stufenplaneten mit dem Sonnenrad (2) in Eingriff stehen, die kleinen Stufenräder (6) der zweiten Stufenplaneten gleichzeitig mit einem Paar von benachbarten großen Stufenrädern (8) der ersten Stufenplaneten in Eingriff stehen, alle kleinen Stufenräder (10) der ersten Stufenplaneten mit dem Hohlrad (12) in Eingriff stehen, der Planetenträger (24) der Getriebeabtrieb ist und das Hohlrad (12) das Abstützglied ist.

2. Planetengetriebe mit einem mit einer angetriebenen Zentralwelle (20) verbundenen Sonnenrad (2), einem Hohlrad (12), einer Gruppe von ersten Stufenplaneten (8, 10), einer Gruppe von zweiten Stufenplaneten (4, 6), wobei alle Stufenplaneten in einem gemeinsamen Planetenträger (24) gelagert sind, die Anzahl der zweiten Stufenplaneten (4, 6) der halben Anzahl der ersten Stufenplaneten (8, 10) entspricht, die großen Stufenräder (4) der zweiten Stufenplaneten mit dem Sonnenrad (2) in Eingriff stehen, die kleinen Stufenräder (6) der zweiten Stufenplaneten gleichzeitig mit einem Paar von benachbarten großen Stufenrädern (8) der ersten Stufenplaneten in Eingriff stehen, alle kleinen Stufenräder (10) der ersten Stufenplaneten mit dem Hohlrad (12) in Eingriff stehen, der Planetenträger (24) das

Abstützglied ist und das Hohlrad (12) der Getriebeabtrieb ist.

3. Planetengetriebe nach Anspruch 1 oder 2, dadurch  
5 g e k e n n z e i c h n e t , daß die Verbindungslini-  
en (14, 16) vom Radmittelpunkt eines kleinen Stufenrads (6)  
eines zweiten Stufenplaneten zu den Radmittelpunkten der  
beiden benachbarten großen Stufenräder (8) der ersten Stu-  
fenplaneten einen Winkel (18) zwischen  $180^\circ$  und  $195^\circ$  ein-  
10 schließen.

4. Planetengetriebe nach einem der Ansprüche 1 bis 3,  
dadurch g e k e n n z e i c h n e t , daß das Hohl-  
rad (12) innen konisch ausgeführt ist.

15

5. Planetengetriebe nach Anspruch 4, dadurch g e -  
k e n n z e i c h n e t , daß mindestens die kleinen Stu-  
fenräder (10) der ersten Stufenplaneten zylindrisch ausge-  
führt sind und die Drehachsen der ersten Stufenplaneten  
20 (8, 10) um einen Winkel zur Getriebehauptachse radial ge-  
neigt sind.

6. Planetengetriebe nach Anspruch 4, dadurch g e -  
k e n n z e i c h n e t , daß die kleinen Stufenrä-  
25 der (10) der ersten Stufenplaneten konisch ausgeführt sind  
und die Drehachsen der ersten Stufenplaneten parallel zur  
Getriebehauptachse sind.

7. Planetengetriebe nach einem der Ansprüche 1 bis 3,  
30 dadurch g e k e n n z e i c h n e t , daß Hohlrad (12)  
innen zylindrisch ausgeführt ist.

8. Planetengetriebe nach Anspruch 7, dadurch gekennzeichnet, daß die kleinen Stufenräder (10) der ersten Stufenplaneten konisch ausgeführt sind und die Drehachsen der ersten Stufenplaneten (8,10) um einen Winkel zur Getriebehauptachse radial geneigt sind.

9. Planetengetriebe nach Anspruch 6 oder 8, dadurch gekennzeichnet, daß die großen Stufenräder (8) der ersten Stufenplaneten konisch ausgeführt sind und gleiche Konusrichtung aufweisen, wie die kleinen Stufenräder (10) der ersten Stufenplaneten.

10. Planetengetriebe nach Anspruch 6 oder 8, dadurch gekennzeichnet, daß die großen Stufenräder (8) der ersten Stufenplaneten konisch ausgeführt sind und entgegengesetzte Konusrichtung aufweisen, wie die kleinen Stufenräder (10) der ersten Stufenplaneten.

11. Planetengetriebe nach mindestens einem der Ansprüche 1 bis 8, dadurch gekennzeichnet, daß die großen Stufenräder (4, 8) mindestens einer Gruppe von Stufenplaneten annähernd zylindrisch ausgebildet sind, und die mit diesen Stufenrädern in Eingriff stehenden Räder (2, 6) konisch ausgebildet sind.

12. Planetengetriebe nach mindestens einem der Ansprüche 1 bis 11, dadurch gekennzeichnet, daß alle Planetenachsen und die Getriebehauptachse sich in einem gemeinsamen Punkt schneiden.

13. Planetengetriebe nach mindestens einem der Ansprüche 1 bis 12, dadurch gekennzeichnet, daß -

mindestens eine Gruppe von miteinander verzahnten Rädern schräg verzahnt ist.

14. Planetengetriebe nach Anspruch 13, dadurch g e -  
5 k e n n z e i c h n e t , daß die beiden Stufenräder mindestens einer Gruppe von Stufenplaneten schräg verzahnt sind, und die Schrägungswinkel der Verzahnungen der beiden Stufenräder gleichen Richtungssinn haben.

10 15. Planetengetriebe nach Anspruch 14, dadurch g e - k e n n z e i c h n e t , daß das Verhältnis der Tangens der Schrägungswinkel in etwa gleich dem Durchmesser Verhältnis der Wälzkreise der Stufenräder der Stufenplaneten ist.

15 16. Planetengetriebe nach mindestens einem der Ansprüche 1 bis 15, dadurch g e k e n n z e i c h n e t , daß die zweiten Stufenplaneten (4, 6) im wesentlichen den selben axialen Bauraum einnehmen, der bereits von den ersten Stufenplaneten (8, 10) beansprucht wird.

20

17. Planetengetriebe nach Anspruch 16, dadurch g e -  
k e n n z e i c h n e t , daß die großen Stufenräder (8) der ersten Stufenplaneten axial auf der einen Seite des Hohlrades (12a) und die großen Stufenräder (4) der zweiten  
25 Stufenplaneten axial auf der anderen Seite des Hohlrades (12a) angeordnet sind.

18. Planetengetriebe nach mindestens einem der Ansprüche 1 bis 17, dadurch g e k e n n z e i c h n e t , daß  
30 die zweiten Stufenplaneten (4, 6) durch fliegende Lagerung der kleinen Stufenräder (6) zwischen jeweils zwei großen Stufenrädern (8) der ersten Stufenplaneten und durch je-

weils ein weiteres axial beabstandetes Lager (28) im Planetenträger (24) gelagert sind.

19. Planetengetriebe nach mindestens einem der Ansprüche 1 bis 18, dadurch gekennzeichnet, daß die angetriebene Zentralwelle (20) durch fliegende Lagerung des Sonnenrades (2) zwischen den großen Stufenrädern (4) der zweiten Stufenplaneten und durch ein weiteres axial beabstandetes Lager (22) gelagert ist.

20. Planetengetriebe nach mindestens einem der Ansprüche 1 bis 19, dadurch gekennzeichnet, daß zwischen Abstützglied und Getriebeabtrieb ein Hauptlager (34) angeordnet ist, welches die Betriebskräfte aufnimmt.

21. Planetengetriebe nach Anspruch 20, dadurch gekennzeichnet, daß die Wälzkörper-Laufbahnen des Hauptlagers (34) direkt in die betreffenden Bauteile (12b, 24) eingearbeitet sind.

22. Planetengetriebe nach Anspruch 21, dadurch gekennzeichnet, daß das Hohlrad (12) ein erstes innenverzahntes Teil (12a), und ein zweites Teil (12b) mit eingearbeiteter Wälzkörper-Laufbahn aufweist.

23. Planetengetriebe nach mindestens einem der Ansprüche 20 bis 22, dadurch gekennzeichnet, daß das Hauptlager (34) als Kreuzrollenlager ausgebildet ist.

24. Planetengetriebe nach mindestens einem der Ansprüche 1 bis 23, dadurch gekennzeichnet, daß die relative Drehstellung der großen und kleinen Stufenräd-



der jeweils mindestens eines der Stufenplaneten, dessen große Stufenräder mit einem zwischen diesen Stufenrädern angeordneten Rad gleichzeitig in Eingriff sind, wenigstens einmalig einstellbar ist.

5

25. Planetengetriebe nach Anspruch 24, dadurch gekennzeichnet, daß die relative Drehstellung der großen und kleinen Stufenräder eines Stufenplaneten beim Montagevorgang durch Kleben und/oder thermisches Aufschumpfen eines Stufenrads auf eine mit dem anderen Stufenrad fest verbundene Welle einstellbar ist.

10

26. Planetengetriebe nach Anspruch 25, dadurch gekennzeichnet, daß die relative Drehstellung der großen und kleinen Stufenräder eines Stufenplaneten mittels einer lösbaren Flanschverbindung einstellbar ist, bei welcher die Befestigungselemente (42) im losen Zustand ein tangentiales Spiel in zugeordneten Durchgangslöchern (43) haben.

15  
20

27. Planetengetriebe nach Anspruch 26, dadurch gekennzeichnet, daß die Zähnezahl des einstellbaren Stufenrads (8) nicht ganzzahlig durch die Anzahl der Durchgangslöcher (43) teilbar ist.

25

28. Planetengetriebe nach mindestens einem der Ansprüche 1 bis 23, dadurch gekennzeichnet, daß ein erstes Teil eines zweiteiligen Stufenplaneten (4,6, 8,10) einen verzahnten Wellenfortsatz (82) zur formschlüssigen Verbindung mit einer innenverzahnten Nabe eines großen Stufenrads (4, 8) aufweist, die Verzahnung des Wellenfortsatzes die gleiche Zähnezahl wie die Laufverzahnung des kleinen Stufenrads (6, 10) aufweist, und die Zahnücken

30

der beiden Verzahnungen im Übergangsbereich etwa stellungs-  
gleich sind.

29. Planetengetriebe nach mindestens einem der Ansprü-  
che 1 bis 28, dadurch g e k e n n z e i c h n e t , daß  
bei mindestens einer Gruppe von Stufenplaneten (8,10 , 4,6)  
die Zähnezahl der großen Stufenräder (8, 4) ganzzahlig  
durch die Zähnezahl der kleinen Stufenräder (10, 6) teilbar  
ist.

30. Planetengetriebe nach mindestens einem der Ansprü-  
che 1 bis 29, dadurch g e k e n n z e i c h n e t , daß  
die angetriebene Zentralwelle (20) hohl ausgebildet ist.

31. Planetengetriebe nach mindestens einem der Ansprü-  
che 1 bis 30, dadurch g e k e n n z e i c h n e t , daß  
mehr als zwei Paare von ersten Stufenplaneten (8, 10)  
gleichzeitig mit dem Hohlrad (12) in Eingriff sind.

32. Planetengetriebe nach mindestens einem der Ansprü-  
che 1 bis 31, dadurch g e k e n n z e i c h n e t , daß  
die Verbindungslinien der Radmittelpunkte von zwei ein Paar  
bildenden ersten Stufenplaneten zum Radmittelpunkt des Son-  
nenrads (Getriebehauptachse) einen kleineren Winkel als 90°  
einschließen.

33. Planetengetriebe nach mindestens einem der Ansprü-  
che 1 bis 32, dadurch g e k e n n z e i c h n e t , daß  
die mit dem Sonnenrad (2) verbundene Zentralwelle (20) von  
einer exzentrisch angeordneten Stirnradstufe (46, 48) ange-  
trieben ist.

34. Planetengetriebe nach mindestens einem der Ansprüche 30 bis 33, dadurch gekennzeichnet, daß in der hohlen Zentralwelle (20) eine Buchse (50) angeordnet ist.

5

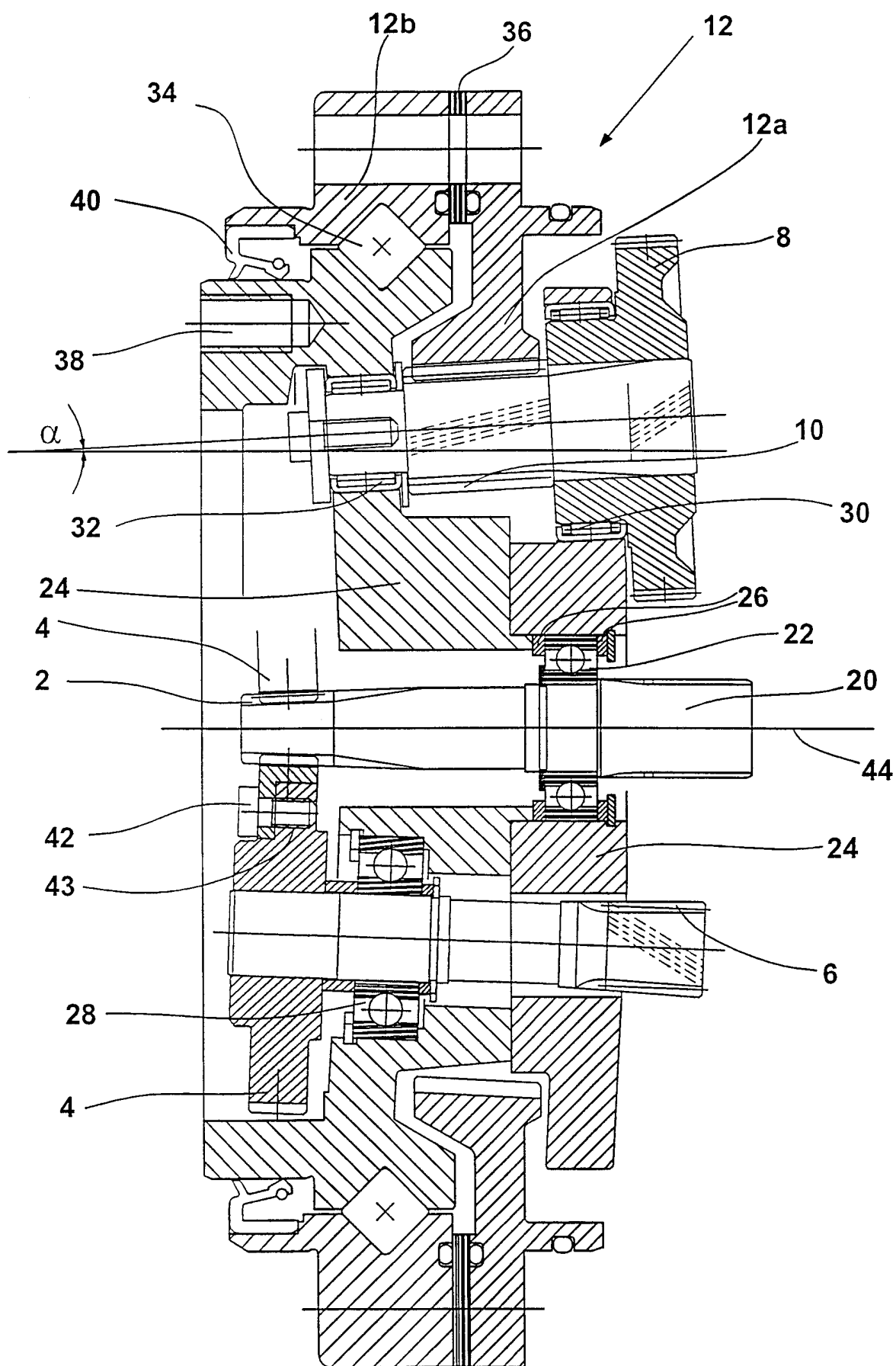
35. Planetengetriebe nach mindestens einem der Ansprüche 6 oder 9 bis 34, dadurch gekennzeichnet, daß die ersten Stufenplaneten (8, 10) entlang ihrer Planetenachse axial verschieblich im Planetenträger (24) gelagert sind, und jeweils ein Federelement (56) zur Übertragung einer das Verzahnungsspiel ausgleichenden Axialkraft zwischen erstem Stufenplanet und Planetenträger angeordnet ist.

15

36. Planetengetriebe nach Anspruch 35, dadurch gekennzeichnet, daß das Federelement eine vorspannbare Schraubenfeder (56) ist, welche in einer Bohrung (62) im Stufenplaneten (8, 10) zwischen einem sich im Stufenplaneten befestigten Stützelement (70) und einem axial an den Planetenträger (24) gekoppelten weiteren Stützelement (68) angeordnet ist, und daß eine Verstelleinrichtung zur Einstellung eines maximalen Federwegs vorgesehen ist.

20





**Fig. 2**

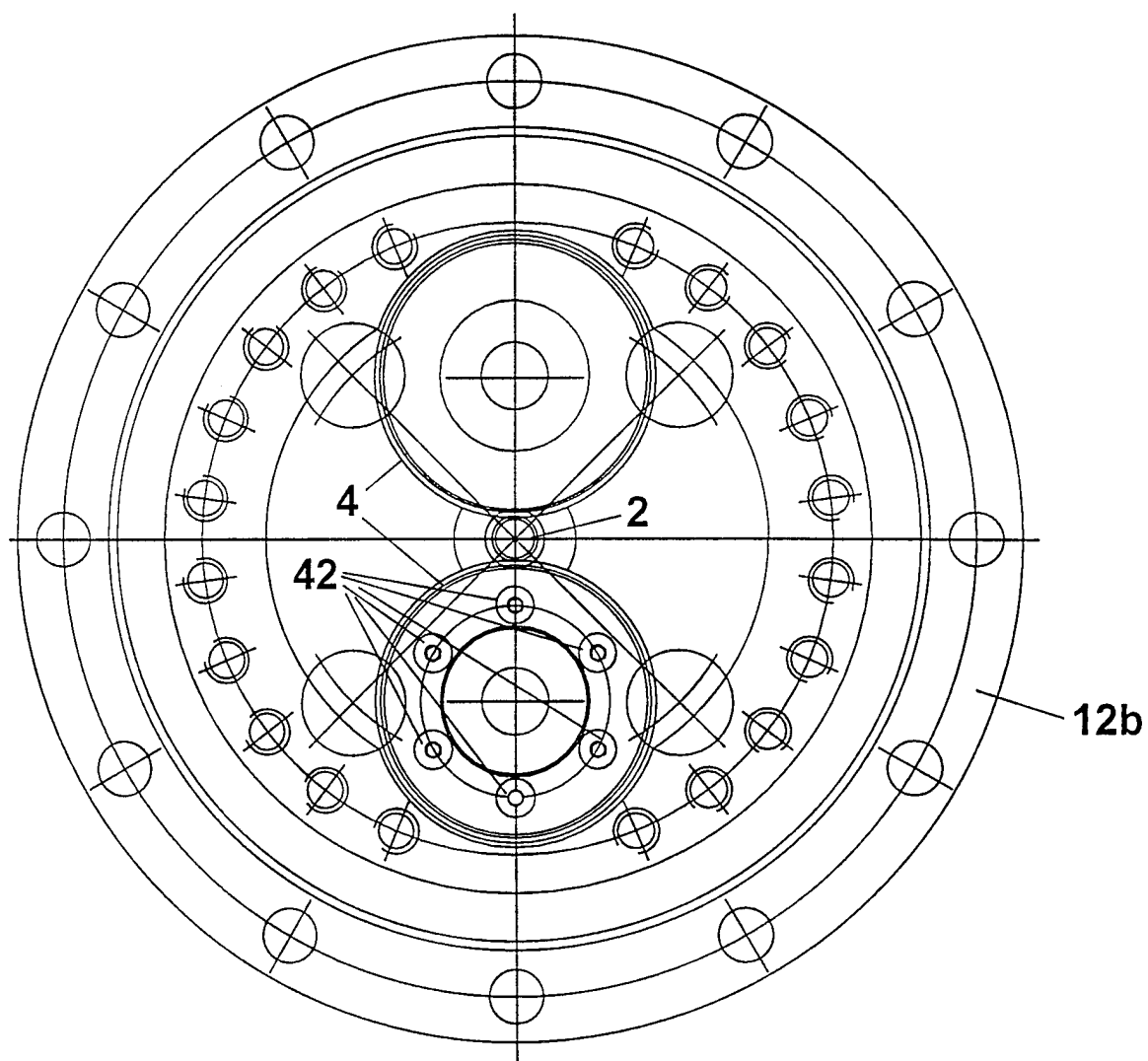


Fig. 3

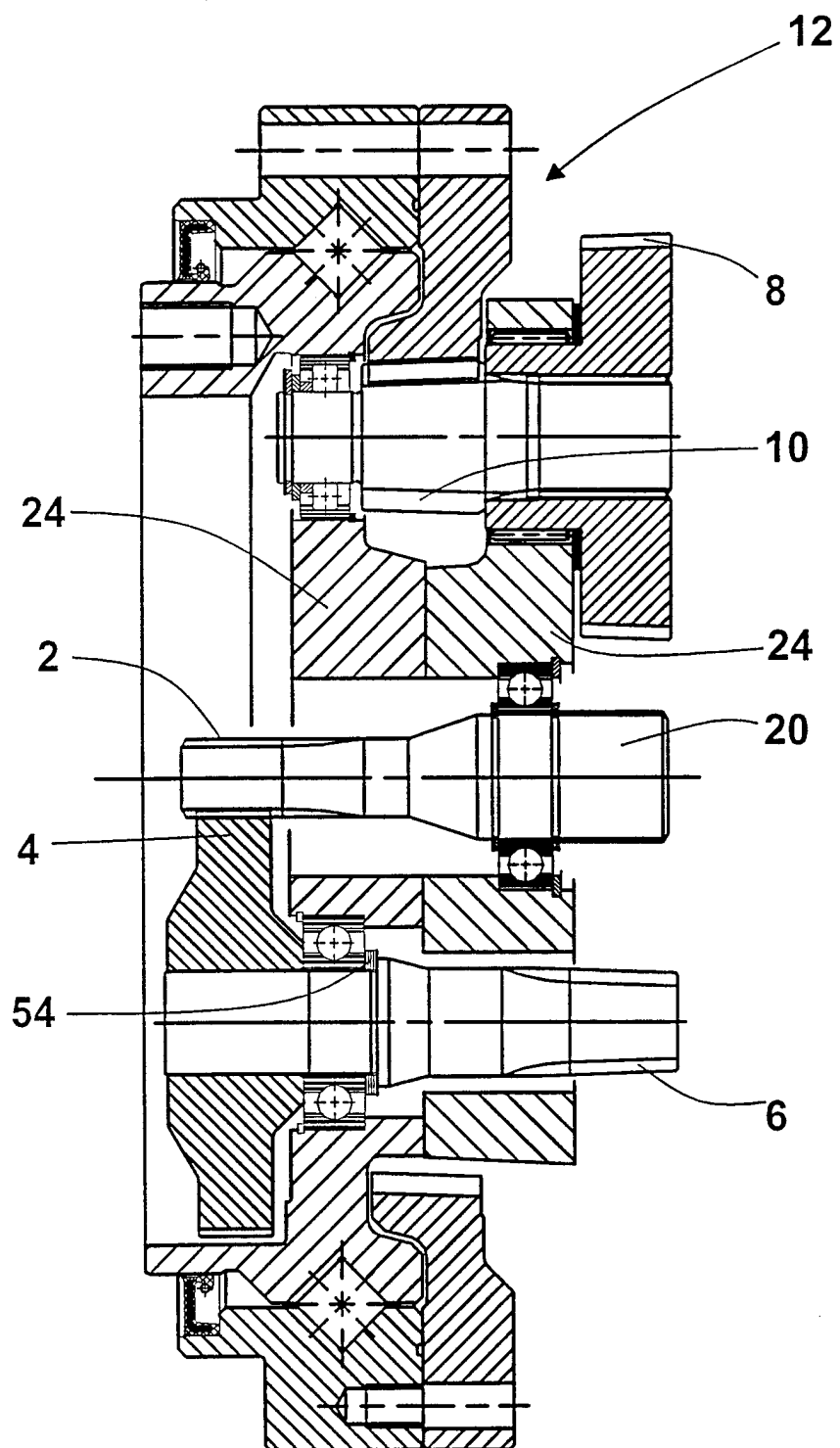


Fig. 4

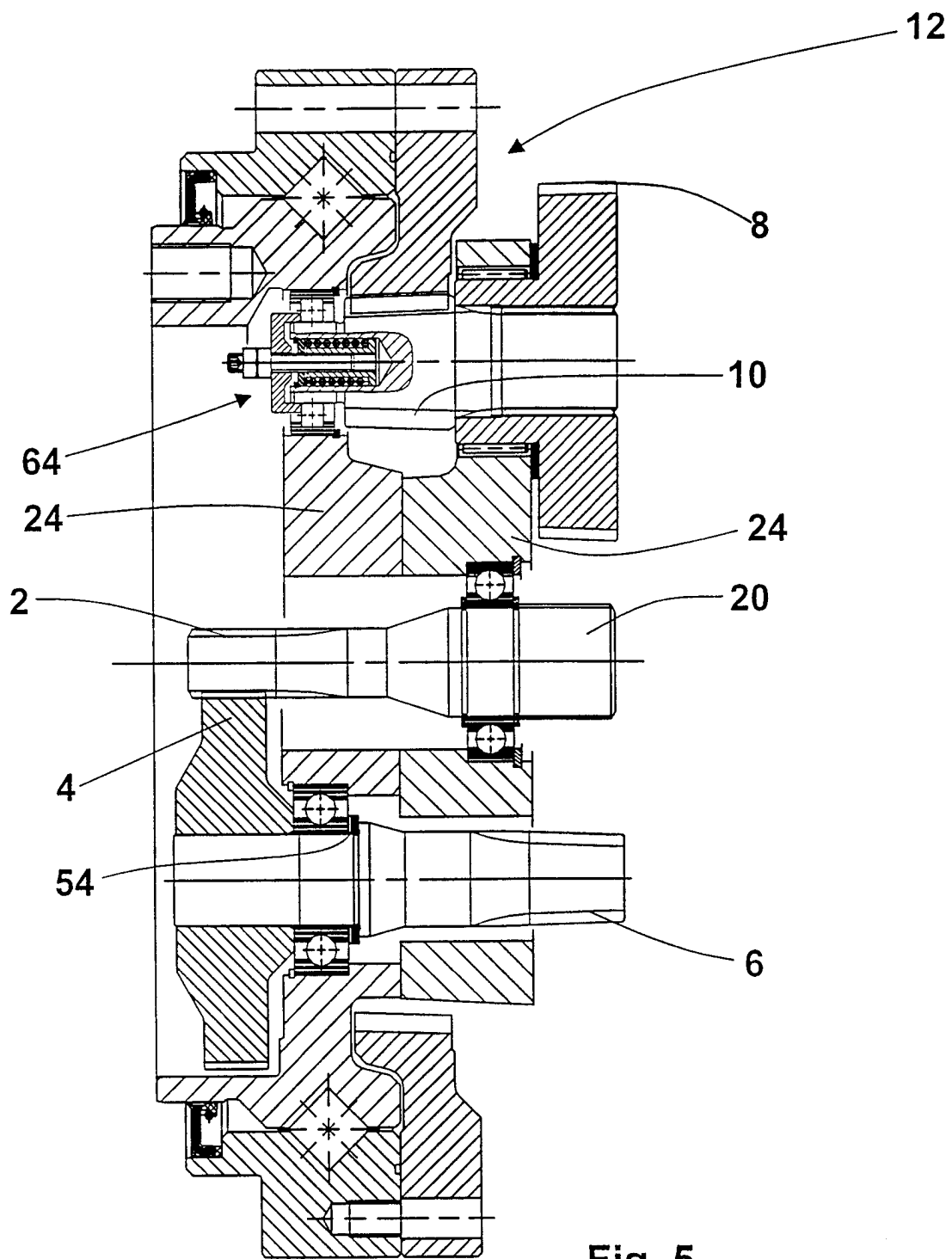


Fig. 5



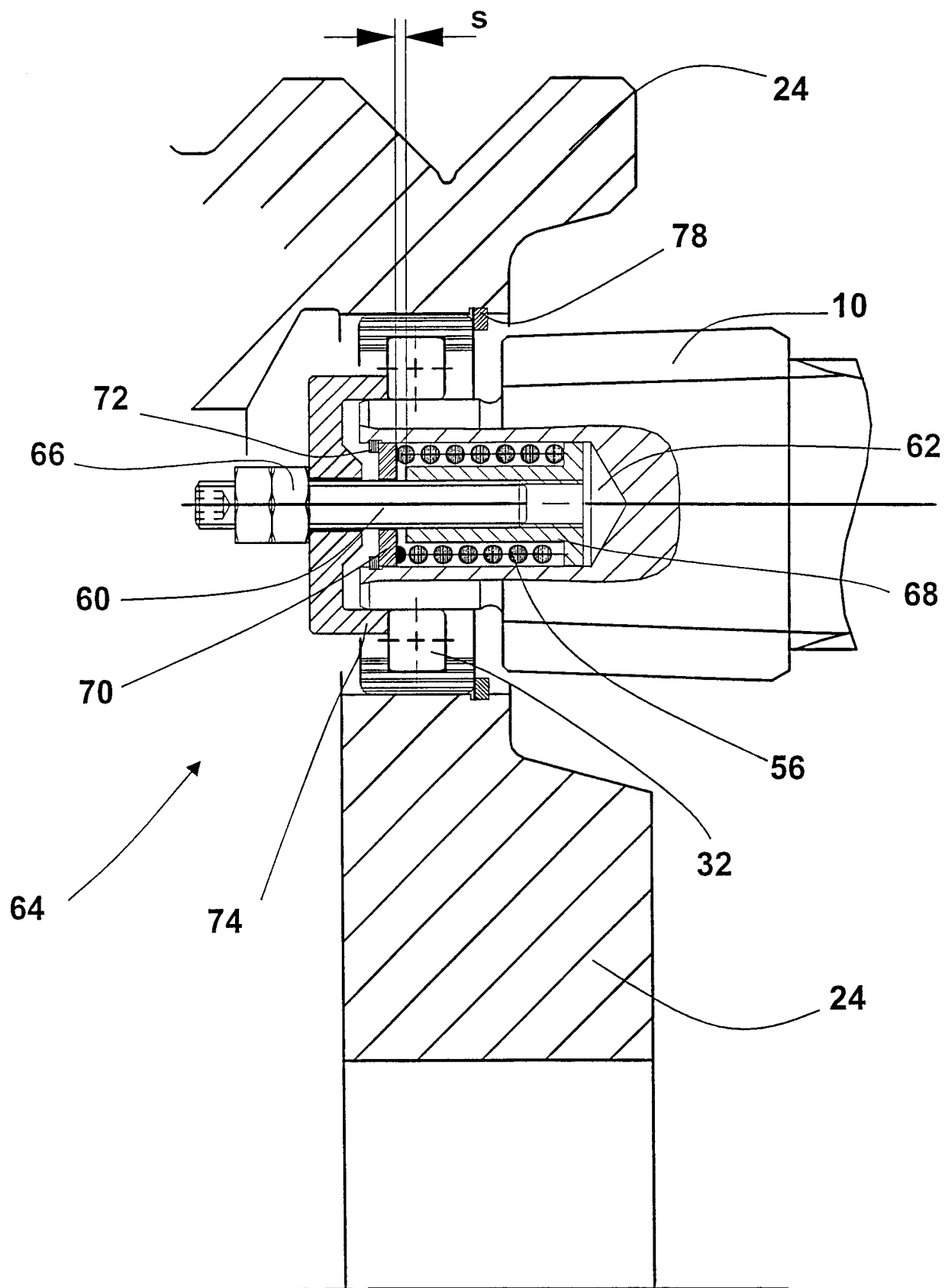


Fig. 6

7/10

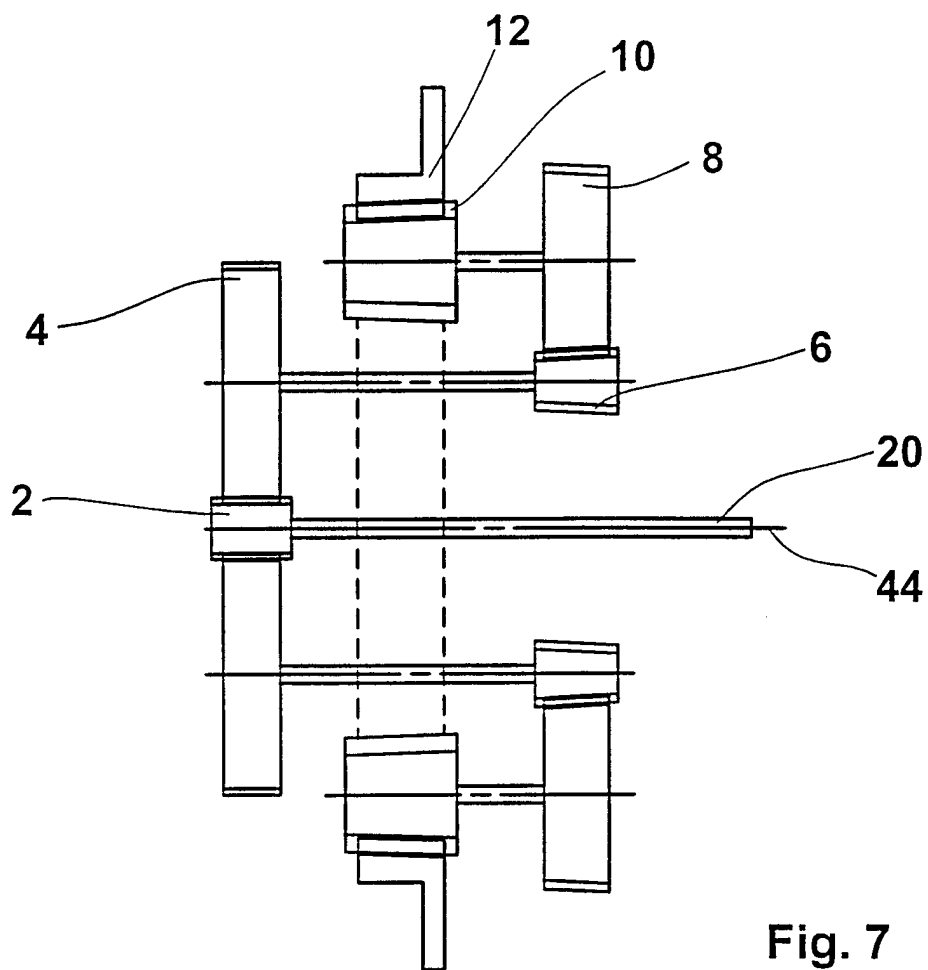


Fig. 7

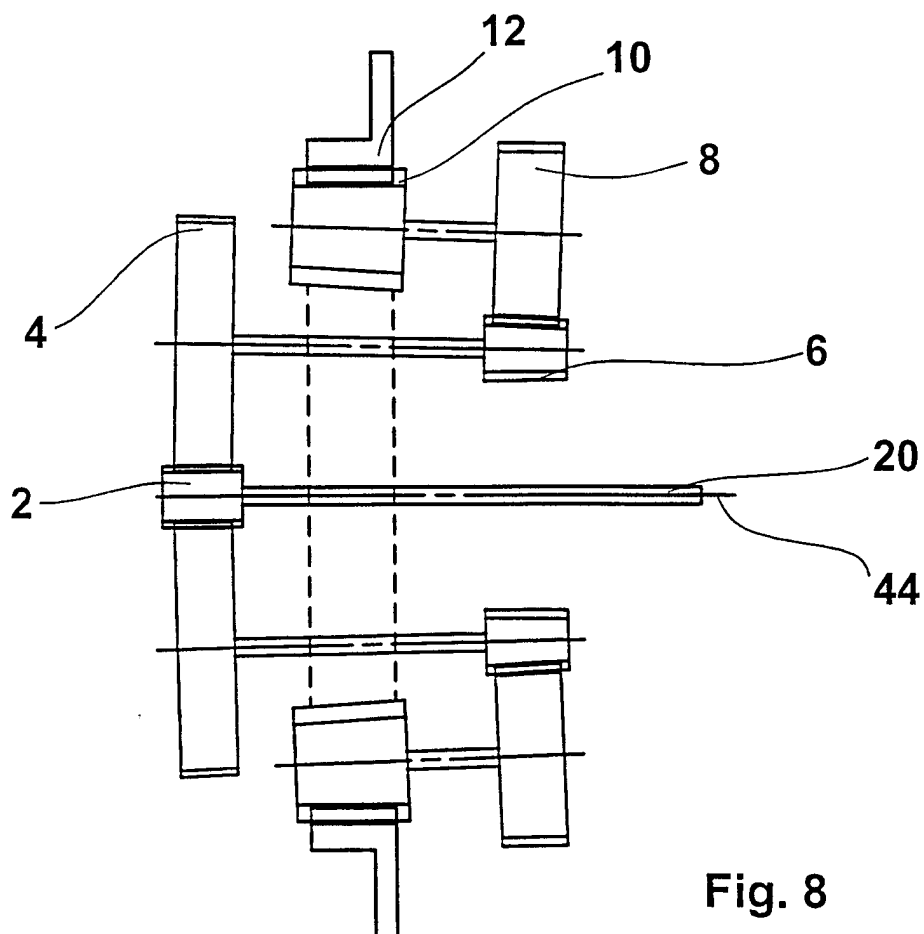


Fig. 8

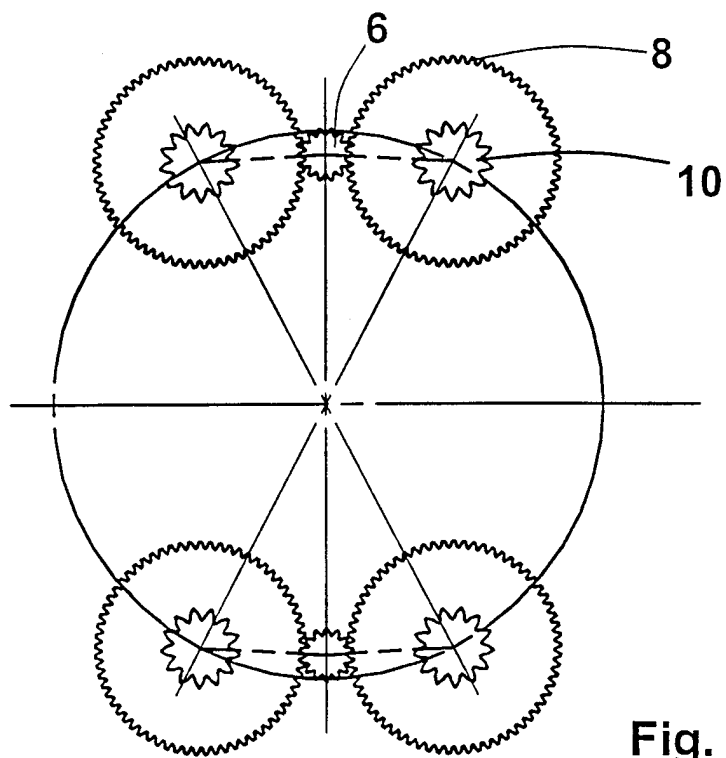


Fig. 9

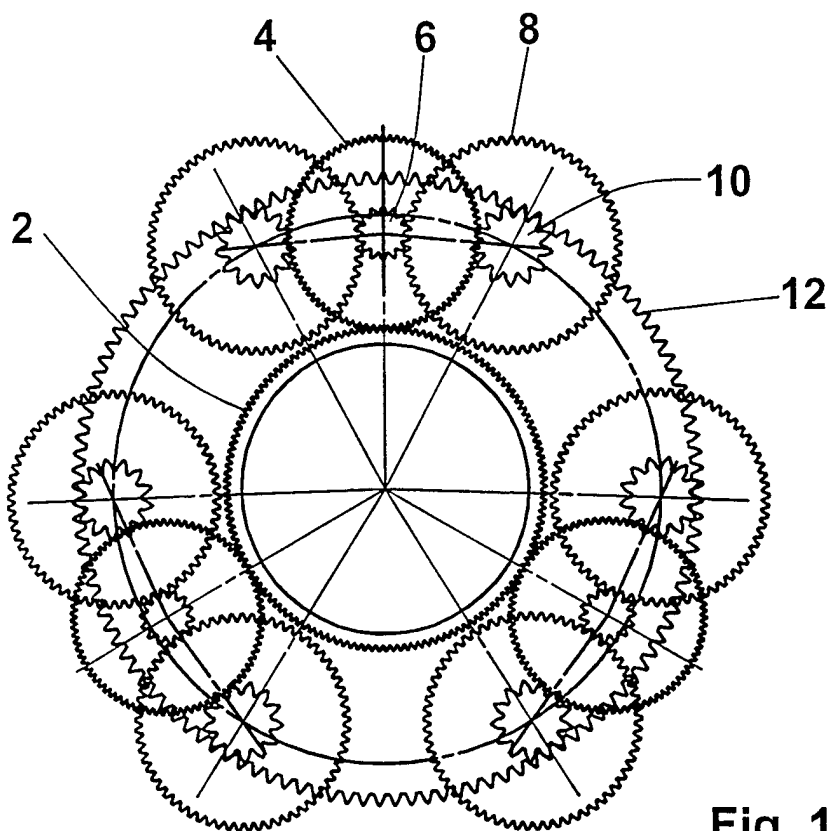


Fig. 10

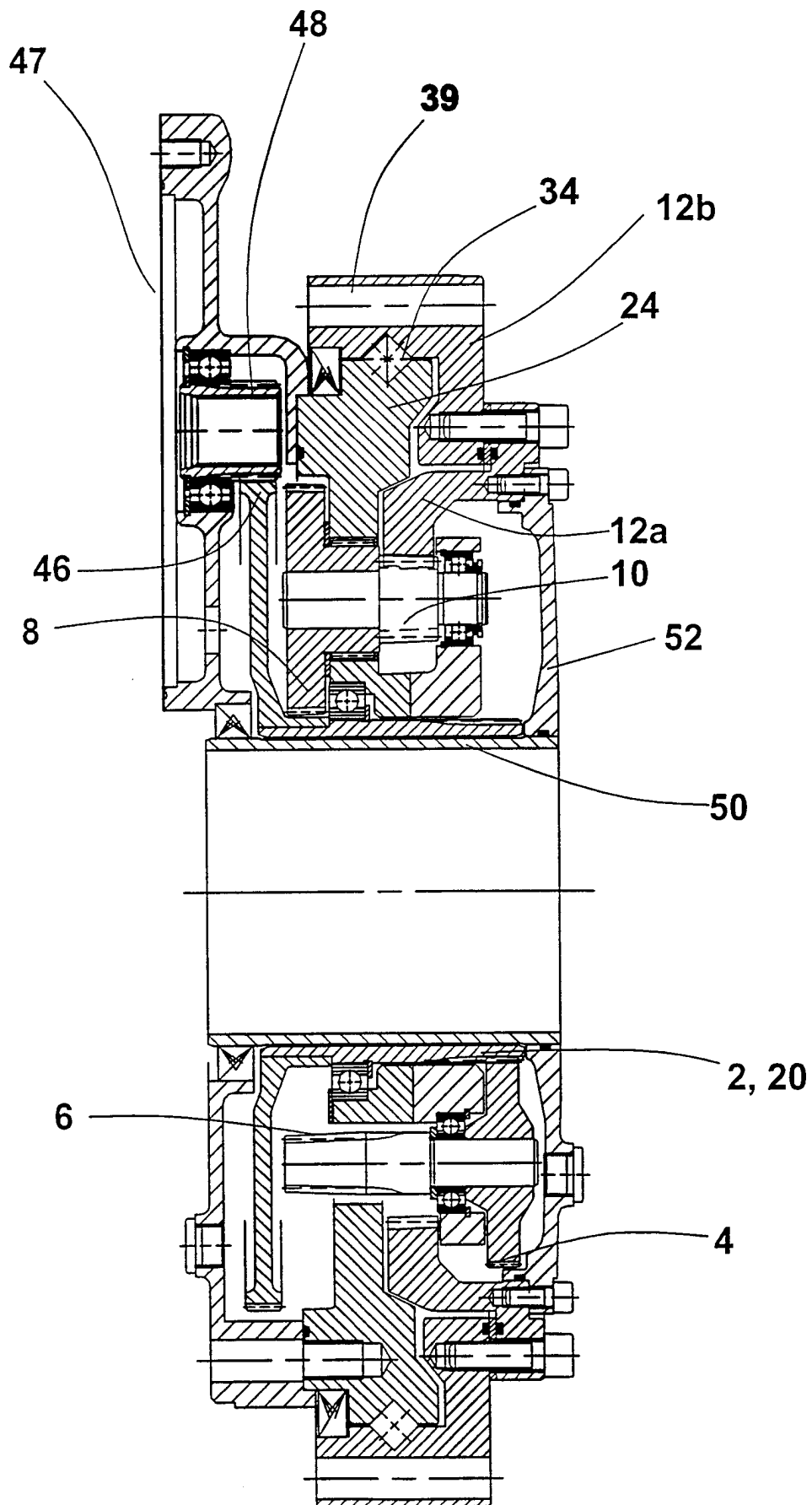


Fig. 11

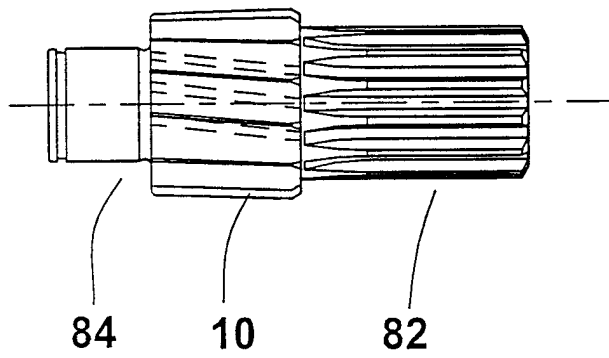


Fig. 12

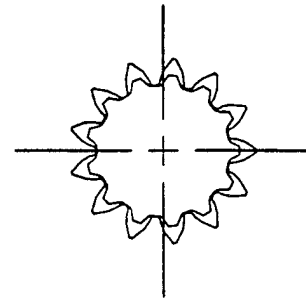


Fig. 13

# INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International Application No  
PCT/EP 98/02724

A. CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER  
IPC 6 F16H1/36

According to International Patent Classification (IPC) or to both national classification and IPC

## B. FIELDS SEARCHED

Minimum documentation searched (classification system followed by classification symbols)

IPC 6 F16H

Documentation searched other than minimum documentation to the extent that such documents are included in the fields searched

Electronic data base consulted during the international search (name of data base and, where practical, search terms used)

## C. DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT

Category *	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
P, X	WO 97 27410 A (ZAHNRADFABRIK FRIEDRICHSHAFEN ; SCHULZ HORST (DE)) 31 July 1997 cited in the application see figures 2-5	2-7, 10-12, 16, 18-23, 30
A	DE 723 405 C (GESELLSCHAFT FÜR FÖRDERANLAGEN ERNST HECKEL) 5 August 1942 see figure	1, 2
A	FR 636 367 A (SCHNEIDER) 7 April 1928 see figures 1, 2	1, 2
A	US 1 372 866 A (DAY) 29 March 1921 see figures 1-3	1, 2
A	US 2 512 349 A (LOVELAND) 20 June 1950 see figure 1	1, 2



Further documents are listed in the continuation of box C.



Patent family members are listed in annex.

### \* Special categories of cited documents :

"A" document defining the general state of the art which is not considered to be of particular relevance  
"E" earlier document but published on or after the international filing date  
"L" document which may throw doubts on priority claim(s) or which is cited to establish the publication date of another citation or other special reason (as specified)  
"O" document referring to an oral disclosure, use, exhibition or other means  
"P" document published prior to the international filing date but later than the priority date claimed

"T" later document published after the international filing date or priority date and not in conflict with the application but cited to understand the principle or theory underlying the invention  
"X" document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered novel or cannot be considered to involve an inventive step when the document is taken alone  
"Y" document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered to involve an inventive step when the document is combined with one or more other such documents, such combination being obvious to a person skilled in the art.  
"&" document member of the same patent family

Date of the actual completion of the international search

10 September 1998

Date of mailing of the international search report

22/09/1998

Name and mailing address of the ISA

European Patent Office, P.B. 5818 Patentlaan 2  
NL - 2280 HV Rijswijk  
Tel. (+31-70) 340-2040, Tx. 31 651 epo nl,  
Fax: (+31-70) 340-3016

Authorized officer

Hunt, A

# INTERNATIONAL SEARCH REPORT

Information on patent family members

International Application No

PCT/EP 98/02724

Patent document cited in search report	Publication date	Patent family member(s)	Publication date
WO 9727410 A	31-07-1997	DE 19603004 A	31-07-1997
DE 723405 C		NONE	
FR 636367 A	07-04-1928	NONE	
US 1372866 A	29-03-1921	NONE	
US 2512349 A	20-06-1950	NONE	

# INTERNATIONALER RECHERCHENBERICHT

Internationales Aktenzeichen

PCT/EP 98/02724

## A. KLASSIFIZIERUNG DES ANMELDUNGSGEGENSTANDES

IPK 6 F16H1/36

Nach der Internationalen Patentklassifikation (IPK) oder nach der nationalen Klassifikation und der IPK

## B. RECHERCHIERTE GEBIETE

Recherchierter Mindestprüfstoff (Klassifikationssystem und Klassifikationssymbole)

IPK 6 F16H

Recherchierte aber nicht zum Mindestprüfstoff gehörende Veröffentlichungen, soweit diese unter die recherchierten Gebiete fallen

Während der internationalen Recherche konsultierte elektronische Datenbank (Name der Datenbank und evtl. verwendete Suchbegriffe)

## C. ALS WESENTLICH ANGESEHENE UNTERLAGEN

Kategorie*	Bezeichnung der Veröffentlichung, soweit erforderlich unter Angabe der in Betracht kommenden Teile	Betr. Anspruch Nr.
P,X	WO 97 27410 A (ZAHNRADFABRIK FRIEDRICHSHAFEN ;SCHULZ HORST (DE)) 31. Juli 1997 in der Anmeldung erwähnt siehe Abbildungen 2-5 ---	2-7, 10-12, 16, 18-23,30
A	DE 723 405 C (GESELLSCHAFT FÜR FÖRDERANLAGEN ERNST HECKEL) 5. August 1942 siehe Abbildung ---	1,2
A	FR 636 367 A (SCHNEIDER) 7. April 1928 siehe Abbildungen 1,2 ---	1,2
A	US 1 372 866 A (DAY) 29. März 1921 siehe Abbildungen 1-3 ---	1,2
A	US 2 512 349 A (LOVELAND) 20. Juni 1950 siehe Abbildung 1 -----	1,2

☐ Weitere Veröffentlichungen sind der Fortsetzung von Feld C zu entnehmen

☒ Siehe Anhang Patentfamilie

\* Besondere Kategorien von angegebenen Veröffentlichungen :

"A" Veröffentlichung, die den allgemeinen Stand der Technik definiert, aber nicht als besonders bedeutsam anzusehen ist

"E" älteres Dokument, das jedoch erst am oder nach dem internationalen Anmeldedatum veröffentlicht worden ist

"L" Veröffentlichung, die geeignet ist, einen Prioritätsanspruch zweifelhaft erscheinen zu lassen, oder durch die das Veröffentlichungsdatum einer anderen im Recherchenbericht genannten Veröffentlichung belegt werden soll oder die aus einem anderen besonderen Grund angegeben ist (wie ausgeführt)

"O" Veröffentlichung, die sich auf eine mündliche Offenbarung, eine Benutzung, eine Ausstellung oder andere Maßnahmen bezieht

"P" Veröffentlichung, die vor dem internationalen Anmeldedatum, aber nach dem beanspruchten Prioritätsdatum veröffentlicht worden ist

"T" Spätere Veröffentlichung, die nach dem internationalen Anmeldedatum oder dem Prioritätsdatum veröffentlicht worden ist und mit der Anmeldung nicht kollidiert, sondern nur zum Verständnis des der Erfindung zugrundeliegenden Prinzips oder der ihr zugrundeliegenden Theorie angegeben ist

"X" Veröffentlichung von besonderer Bedeutung; die beanspruchte Erfindung kann allein aufgrund dieser Veröffentlichung nicht als neu oder auf erfinderischer Tätigkeit beruhend betrachtet werden

"Y" Veröffentlichung von besonderer Bedeutung; die beanspruchte Erfindung kann nicht als auf erfinderischer Tätigkeit beruhend betrachtet werden, wenn die Veröffentlichung mit einer oder mehreren anderen Veröffentlichungen dieser Kategorie in Verbindung gebracht wird und diese Verbindung für einen Fachmann naheliegend ist

"&" Veröffentlichung, die Mitglied derselben Patentfamilie ist

Datum des Abschlusses der internationalen Recherche

10. September 1998

Absendedatum des internationalen Recherchenberichts

22/09/1998

Name und Postanschrift der Internationalen Recherchenbehörde  
Europäisches Patentamt, P.B. 5818 Patentlaan 2  
NL - 2280 HV Rijswijk  
Tel. (+31-70) 340-2040, Tx. 31 651 epo nl,  
Fax: (+31-70) 340-3016

Bevollmächtigter Bediensteter

Hunt, A



# INTERNATIONALER RECHERCHENBERICHT

Angaben zu Veröffentlichungen, die zur selben Patentfamilie gehören

ernationales Aktenzeichen

PCT/EP 98/02724

Im Recherchenbericht angeführtes Patentdokument	Datum der Veröffentlichung	Mitglied(er) der Patentfamilie	Datum der Veröffentlichung
WO 9727410 A	31-07-1997	DE 19603004 A	31-07-1997
DE 723405 C		KEINE	
FR 636367 A	07-04-1928	KEINE	
US 1372866 A	29-03-1921	KEINE	
US 2512349 A	20-06-1950	KEINE	