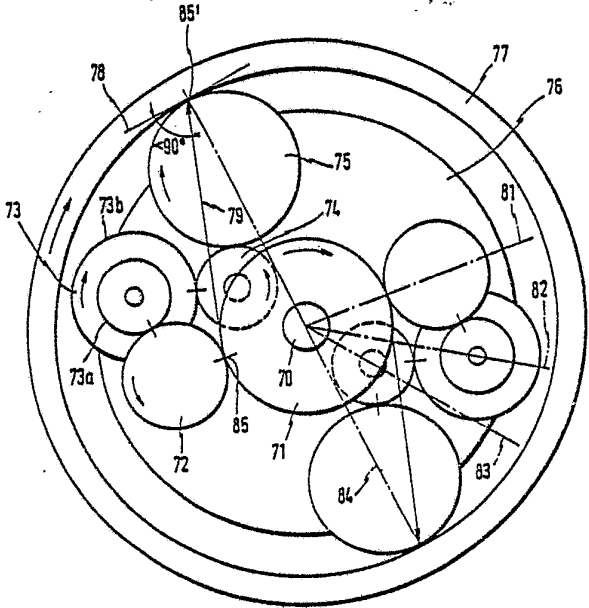




INTERNATIONALE ANMELDUNG VERÖFFENTLICHT NACH DEM VERTRAG ÜBER DIE
INTERNATIONALE ZUSAMMENARBEIT AUF DEM GEBIET DES PATENTWESENS (PCT)

<p>(51) Internationale Patentklassifikation³ :</p> <p>F16H 3/72</p>	<p>A1</p>	<p>(11) Internationale Veröffentlichungsnummer: WO 84/ 01008</p> <p>(43) Internationales Veröffentlichungsdatum: 15. März 1984 (15.03.84)</p>
<p>(21) Internationales Aktenzeichen: PCT/DE83/00147</p> <p>(22) Internationales Anmeldedatum: 26. August 1983 (26.08.83)</p> <p>(31) Prioritätsaktenzeichen: P 32 32 122.8</p> <p>(32) Prioritätsdatum: 28. August 1982 (28.08.82)</p> <p>(33) Prioritätsland: DE</p> <p>(71)(72) Anmelder und Erfinder: SEEFLUTH, U., Christian [DE/DE]; Alsterufer 37, D-2000 Hamburg 36 (DE).</p> <p>(74) Anwälte: FLÜGEL, Otto usw.; Cosimastr. 81, D-8000 München 81 (DE).</p> <p>(81) Bestimmungsstaaten: BR, JP, SU, US.</p> <p>Veröffentlicht <i>Mit internationalem Recherchenbericht. Vor Ablauf der für Änderungen der Ansprüche zugelassenen Frist. Veröffentlichung wird wiederholt falls Änderungen eintreffen.</i></p>		
<p>(54) Title: EPICYCLIC GEAR</p> <p>(54) Bezeichnung: UMLAUFGETRIEBE</p> <p>(57) Abstract</p> <p>The epicyclic gear comprises a driving member, a driven member and a control member of which the peripheral speed may be varied with respect to the driving and/or driven members. The teeth of the different members are continuously in mesh with a given reduction ratio which is determined between the teeth of the outer members and/or by at least one reduction stage inside the intermediary member. The intermediary member interconnects the outer members so that they rotate in the same direction. In order to control the rotation speed of the intermediary member without having to overcome a reaction moment, a chain (72-75) is arranged between the driving member (71) and the driven member (77) of which the axes are arranged on at least two different radial lines (81-84) of the central axis (70). The whole assembly is sized in such a way that, when the gear is loaded, at least one of the wheels (72, 75) is supported by a neighbouring wheel by means of a radial traction or pressure load. Thereby, the control member has hardly any reaction motion when no control or braking force acts on the control member.</p> 		

(57) Zusammenfassung Umlaufgetriebe mit einem Antriebsglied, einem Abtriebsglied und einem Steuerglied, dessen Umlaufgeschwindigkeit relativ zu derjenigen des Antriebsgliedes und/oder des Abtriebsgliedes veränderbar ist, mit ständig im Eingriff befindlichen Zahnradern und mit einem vorgegebenen Standübersetzungsverhältnis, das zwischen den Zahnradern der Aussenglieder und/oder durch wenigstens eine Übersetzungsstufe innerhalb des Zwischengliedes bestimmt ist, welches die Aussenglieder getrieblich derart verbindet, dass diese in gleicher Richtung drehen, welches zum Zwecke der Steuerung der Drehzahl des Zwischengliedes praktisch ohne Überwindung eines Reaktionsmomentes derart ausgestaltet ist, dass eine zwischen Antriebsglied (71) und Abtriebsglied (77) zwischengeschaltete Umlaufkette (72 - 75), deren Achsen auf wenigstens zwei voneinander abweichenden Radiallinien (81 - 84) der Zentralachse (70) liegen, derart angeordnet, gelagert und in der Grösse der Einzelräder so bemessen ist, dass bei belastetem Getriebe wenigstens eines der Umlaufräder (72, 75) an den Nachbarrädern unter radialer Druck- bzw. Zugbelastung abgestützt ist, so dass ohne Einleitung einer Steuer- bzw. Bremskraft auf das Steuerglied dieses praktisch keine Reaktionsbewegung ausführt.

LEDIGLICH ZUR INFORMATION

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

AT	Österreich	LI	Liechtenstein
AU	Australien	LK	Sri Lanka
BE	Belgien	LU	Luxemburg
BR	Brasilien	MC	Monaco
CF	Zentrale Afrikanische Republik	MG	Madagaskar
CG	Kongo	MR	Mauritanien
CH	Schweiz	MW	Malawi
CM	Kamerun	NL	Niederlande
DE	Deutschland, Bundesrepublik	NO	Norwegen
DK	Dänemark	RO	Rumänien
FI	Finnland	SE	Schweden
FR	Frankreich	SN	Senegal
GA	Gabun	SU	Soviet Union
GB	Vereinigtes Königreich	TD	Tschad
HU	Ungarn	TG	Togo
JP	Japan	US	Vereinigte Staaten von Amerika
KP	Demokratische Volksrepublik Korea		

- 1 -

UMLAUFGETRIEBE

Die Erfindung betrifft ein Umlaufgetriebe mit einem Antriebsglied, einem Abtriebsglied und einem Steuerglied, dessen Umlaufgeschwindigkeit relativ zu derjenigen des Antriebsgliedes und/oder des Abtriebsgliedes veränderlich ist, mit ständig im Eingriff befindlichen Zahnrädern und mit einem vorgegebenen Standübersetzungsverhältnis, das durch ein Übersetzungsverhältnis zwischen den Zahnrädern der Außenglieder und/oder durch wenigstens eine Übersetzungsstufe innerhalb des Zwischengliedes bestimmt ist, welches die Außenglieder getrieblich derart verbindet, daß diese in gleicher Richtung drehen.

Bei derartigen Umlaufrädergetrieben wird die stufenlose Veränderung der Drehzahlübersetzung vom treibenden zum getriebenen Glied dadurch erreicht, daß die Umlaufdrehzahl des Zwischengliedes von außen unter Überwindung dessen Reaktionsmomentes, insbesondere mittels eines Steuergetriebes oder separaten Antriebes, verändert wird. Dabei ist in der Regel auch das zwischen den Außengliedern angeordnete und diese getrieblich miteinander verbindende Zwischenglied zugleich dasjenige, in welches die Steuerbewegung eingeleitet wird.

Es sind mehrere steuerbare Umlaufrädergetriebe bekannt geworden, bei denen durch die Steuerung der Drehzahl des Zwischengliedes die stufenlose Steuerung des gesamten Getriebes erfolgt. Der Nachteil bei den bekannten Getrieben besteht darin, daß die notwendige, zur Steuerung des Getriebes aufzu-

- 2 -

bringende Kraft in bezug auf das Gesamtdrehmoment des Getriebes zwar verringert werden kann, die verbleibende Steuerkraft in Form des Reaktionsmomentes des Zwischengliedes jedoch immer noch Hilfsgetriebevorrichtungen besonderer Art erforderlich macht, deren Bauaufwand relativ groß ist oder deren Verlustfaktor, insbesondere für Fahrzeugantriebe, zu hoch liegt. Oftmals sind diese Steuergetriebevorrichtungen für das Zwischenglied auch als Friktionsgetriebe ausgelegt und somit in der Leistung stark begrenzt bzw. schlupfbehaftet. Immer für den Fall schlupffreier bzw. exakt steuerbarer Übersetzungsverhältnisse erscheinen daher formschlüssige Getriebe erforderlich, die auch in der Größenordnung des zu übertragenden Drehmomentes grundsätzlich keine Begrenzung aufweisen und im Verhältnis zum übertragenen Drehmoment gesehen verhältnismäßig klein und robust gebaut werden können.

Der Erfindung liegt die Aufgabe zugrunde, ein Umlaufrädergetriebe der eingangs genannten Art zu schaffen, bei dem zur Steuerung der Drehzahl des Zwischengliedes ein Reaktionsmoment nicht oder nur in einem geringen Ausmaß überwunden werden muß.

Die Aufgabe wird erfindungsgemäß dadurch gelöst, daß eine zwischen Antriebs- und Abtriebsglied zwischengeschaltete Umlaufradkette, deren Achsen auf wenigstens zwei voneinander abweichenden Radiallinien der Zentralachse liegen, derart angeordnet, gelagert und in der Größe der Einzelräder so bemessen ist, daß bei belastetem Getriebe wenigstens eines der - vorzugsweise am Ende der Radkette befindlichen - Umlaufräder an den Nachbarrädern unter radialer oder zumindest eine Radialkomponente aufweisender Druck- bzw. Zugbelastung abgestützt ist, so daß durch die dadurch verursachte Veränderung des Kraftverlaufs in dem - insbesondere als Zwischenglied ausgebildeten - Steuerglied eine Reaktionsbewegung desselben relativ zu der Bewegung der Außenglieder ohne Einleitung

Ersatzblatt



- 3 -

einer Steuer- bzw. Bremskraft auf das Steuerglied wenigstens annähernd verhindert ist.

Die Grundvorstellung der Erfindung geht davon aus, eine aus Umlaufrädern bestehende Zahnradkette, die sich insbesondere im Bereich des Zwischengliedes befindet, so anzuordnen und zu lagern, daß deren Zahnräder eine Doppelfunktion annehmen: sie übertragen das vom treibenden Glied auf die Radkette eingeleitete Drehmoment auf das getriebene Glied in der Funktion als verbundene oder sich unter jeweils radialem Anlagedruck berührende Zwischenkörper, über die das eingeleitete Moment zumindest abschnitts- oder streckenweise linear und somit in Form einer gerichteten Kraft verläuft, während sie gleichzeitig - insbesondere bei Einleitung einer Steuerbewegung auf das Zwischenglied von außen - die Funktion des Miteinanderkämmens und damit des Drehens um die eigenen Achsen jederzeit ausführen können.

Durch die Drehbewegung der Umlaufräder um ihre eigenen Achsen bei Einleitung einer Steuerbewegung auf das Zwischenglied wird kein oder nur ein anteilmäßig geringes Drehmoment übertragen. Das bedeutet, daß mindestens eines der Umlaufräder in der Lage sein muß, nach Art einer mechanischen Brücke - kinematisch gesehen wie ein "Stab" - mindestens abschnittsweise linear gerichtete Kräfte über den stehenden oder drehenden Radkörper zu übertragen, wodurch die Gesamtkinematik des Zwischengliedes eine Änderung erfährt. Dies erreicht man dadurch, daß wenigstens dieses eine betrachtete Zahnrad - insbesondere ein Endrad der Radkette - derart an seinen Nachbarrädern abgestützt ist, daß radiale Druckkräfte über die Anlagepunkte bzw. Zugkräfte über die Radachsen übertragen werden können.

In besonders bevorzugter Ausführung der Erfindung entstehen diese radialwirkenden Anlagedruck- bzw. Zugkräfte zwischen

Ersatzblatt



- 4 -

dem betrachteten Umlaufrad und seinen Nachbarrädern durch die auf das Umlaufrad wirkenden Reaktionskräfte infolge des vom zentralen Antriebsrad des treibenden Gliedes her auf die Umlaufradkette eingeleiteten Drehmomentes. Das bedeutet, daß das Umlaufrad bei belastetem Getriebe selbsttätig in eine derartige Position gedrückt wird. Dies wird insbesondere dadurch möglich, daß das unter Anlagedruck oder Zug an den Nachbarrädern abgestützte Umlaufrad freischwimmend, entsprechend spielbehaftet bzw. entlang wenigstens einer Bahn versetzbar gehalten wird, derart, daß durch das Fehlen einer die auf den Radkörper einwirkenden Reaktionskräfte abstützenden zentralen Achslagerung auf einem mit mindestens dem benachbarten Umlaufrad gemeinsamen zentralgelagerten Steg eine Anregung zu einer Eigendrehung desselben und damit eine Reaktionsumlaufbewegung des Zwischengliedes relativ zu der Drehbewegung des treibenden bzw. getriebenen Gliedes wenigstens annähernd vermieden wird.

Mit anderen Worten: Die einzelnen, auf einem gemeinsamen Planetenträger (Steg) über die Achslagerungen einer Umlaufradkette zur Antriebsdrehrichtung positiv oder negativ wirkenden Reaktionskräfte werden dadurch verändert bzw. gegeneinander wenigstens annähernd aufgehoben, daß die Achslagerung auf dem Planetenträger für wenigstens ein Umlaufrad - insbesondere das Endrad der Radkette - entfällt. Es wird vielmehr unter radialem Anlagedruck an die Nachbarräder oder über Achsverbindung mittels separatem Verbindungssteg in einer zum gemeinsamen Hauptplanetenträger nicht fixierten Position gehalten.

Die hier sich ergebenden physikalischen Einflüsse und Reaktionen sind vielgestaltig und möglicherweise nicht ohne weiteres mit herkömmlicher Denkweise zu beschreiben, was schon darin begründet sein mag, daß hier Zahnräder - entgegen dem normalen Bestreben des Fachmannes - nicht nur zur Übertragung von Drehmomenten durch Drehbewegungen, sondern

Ersatzblatt



- 5 -

zumindest teilweise auch im Sinne von zwischengelagerten Körpern zur Übertragung von Linearkräften herangezogen werden. Die für die Übertragung des eingeleiteten Drehmomentes aufgebrachte Übertragungsstrecke kann betrachtet werden als eine solche, daß vom in die Radkette krafteinleitenden Wälzpunkt zum aus der Radkette kraftausleitenden Wälzpunkt bei belastetem Getriebe ein mindestens abschnittsweise linear verlaufender Kraftfluß dadurch aufgebracht wird, daß sich mindestens ein - vorzugsweise an einem Ende der Radkette befindliches - Umlaufrad in bezug auf die Nachbarräder, abgesehen von den normalen Zahnflankendrücken, in einer Berührungs- bzw. Verbindungsposition unter radialer oder doch zumindest einer radiale Komponente aufweisender Druck- bzw. Zugbelastung befindet. Das Drehmoment wird daher in der hier benutzten Vorstellung bei von außen in der Umlaufbewegung unbeeinflusstem Steuer- bzw. Zwischenglied wenigstens teilweise in eine vektorielle Kraft umgesetzt. Diese vektorielle Kraft verläuft derart über die Radkette, daß die induzierten Linearkräfte in einem von 90° abweichenden spitzen Winkel auf die Schnittpunkt tangente vorzugsweise im oder in der Nähe des von der Radkette kraftausleitenden Wälzpunktes auf die Zahnflanken des getriebenen Zentralrades oder eines diesem vorgeschalteten Zahnrades treffen und dadurch eine Reaktionsbewegung des Steuergliedes relativ zum Antriebs- oder Abtriebsglied nicht entstehen lassen oder kompensieren. Dadurch erreicht man, daß das unter Zug- oder Druckbelastung an den Nachbarrädern abgestützte Umlaufrad ohne Einleitung einer Steuerkraft nicht dreht. Andererseits wird bei Einleiten einer Steuerkraft in das Zwischenglied das Umlaufrad mit den übrigen Rädern der Kette aufgrund des immer vorhandenen kämmenden Eingriffes voll als Planetenrad genutzt, also im Zuge der Steuerbewegung gedreht, welche Drehbewegung sich der Rückfunktion bzw. Linearkraftübertragungseigenschaft dieses Umlaufrades überlagert.

Ersatzblatt



- 6 -

Bei entsprechend kleinen zu übertragenden Drehmomenten über das Getriebe könnte man sich vorstellen, die in Frage stehenden Umlaufräder unter die dann entsprechende Zug- oder Druckbelastung zu setzen, ohne besondere Aufnahmeausbildungen für radiale oder eine radiale Komponente aufweisende Zug- oder Druckkräfte zur Verfügung zu stellen. In bevorzugter Ausführung werden aber die unter Druckbelastung aneinanderliegenden Räder neben der Verzahnung mit Teilkreiszyylinderflächen versehen oder mit coaxial gelagerten Drehkörpern ausgerüstet, die die Schubkräfte der sich berührenden Räder auffangen und deren Achsabstand zueinander fixieren. Solche coaxial gelagerten Drehkörper können beispielsweise wälzgelagert sein. Teilweise oder vollständig anstelle einer solchen Abstützung, insbesondere auch bei zugbelasteter Anhängung an der Zentralradachse, können zwischen den Achsen separate Stege zur Aufnahme dieser Zug- und Druckkräfte bzw. zur Sicherstellung des Achsabstandes zwischen diesen Rädern vorgesehen sein.

Infolge der beschriebenen Anordnung befindet sich das Getriebe bei von außen unbeeinflusst mit der Drehzahl der Außenglieder mit umlaufendem Zwischenglied im sogenannten Kupplungspunkt. Die stufenlose Regelung des Übersetzungsverhältnisses erfolgt dadurch, daß das - mindestens annähernd - reaktionsbewegungsfrei mit umlaufende Zwischenglied in seiner Drehzahl von außen vorzugsweise mittels Hilfsgetriebe oder Bremsung verändert, insbesondere reduziert oder umgekehrt, wird. Dabei entsteht je nach Ausführung des Getriebes praktisch keine oder nur eine sehr geringe aufzubringende Räderkraft.

Dies wird verständlich, wenn man berücksichtigt, daß das in Anlagedruckposition gehaltene Umlaufrad das eingeleitete Moment mangels einer Achsfixierung auf dem Steg nicht in eine Drehbewegung umwandeln kann. Das eingeleitete Moment verläuft vielmehr in abweichender Richtung von den normalen tangentialen Zahnflankendrücken, die entstehen, wenn ein an der Achse gelagertes Zahnrad zu einer Drehbewegung angetrieben

Ersatzblatt



- 7 -

wird, und es entsteht gewissermaßen ein Eingriff in die kinematischen Kräfteverhältnisse im Zwischenglied zugunsten der in Drehrichtung wirkenden Reaktionskräfte. Das am kraft-einleitenden Wälzpunkt auf die Radkette induzierte Moment in Richtung Antriebsdrehrichtung bleibt voll erhalten, während das gewöhnlich durch die Drehbewegung des Endrades der Kette am getriebenen Glied negative Reaktionsmoment vermindert oder kompensiert wird.

Bei richtiger Anordnung der Umlaufräder zueinander entspricht die aufzubringende Steuerkraft für das Zwischenglied lediglich normalen Reibungskräften im Getriebe, welche durch Korrekturen in der Umlaufradanordnung in Richtung der Tendenz eines negativen Reaktionsmomentes des Zwischengliedes annähernd auf den Nullwert gebracht werden können.

Es sind jedoch auch Anwendungsfälle denkbar, bei denen es zweckmäßig ist, dem Zwischenglied durch entsprechende Anordnung der Umlaufräder ein geringes Reaktionsmoment zu belassen, welches bei der Steuerung der Drehzahl des Zwischengliedes dann überwunden werden muß. In einem solchen Falle würde das unbeeinflusste Zwischenglied - bei stehender Abtriebswelle - die volle Reaktionsbewegung unter geringem Drehmoment entgegen der Antriebsdrehrichtung der treibenden Welle ausführen.

In bevorzugter Ausführung wird das durch das Übersetzungsverhältnis des Getriebes zu erwartende Reaktionsmoment des Zwischengliedes vollständig neutralisiert. Damit ist die Voraussetzung gegeben, daß das Zwischenglied trotz des Übersetzungsverhältnisses in der Standübersetzung mit den Außengliedern - dem treibenden und dem getriebenen Glied - frei mitumläuft, ohne daß dessen Räder kämmen, solange das Steuer-glied (Zwischenglied) von außen unbeeinflusst bleibt.

Ersatzblatt



- 8 -

Bei der Grundaussführung des erfindungsgemäßen Getriebes sind eingeleitetes und abgenommenes Drehmoment im gesamten Regelbereich zwischen $1 : 1$ und $\infty : 1$ annähernd gleich groß. Das bedeutet, daß immer nur soviel von der angebotenen Leistung der treibenden Welle abgenommen wird, wie das Produkt zwischen Drehzahl und Drehmoment an der Abtriebswelle ausmacht. Will man eine Drehmomentwandlung erzielen, so wird das erfindungsgemäße Getriebe als Regelgetriebe für Reaktionsglieder von drehmomentwandelnden Planetengetrieben herangezogen oder mit Drehmomentwandlern - z.B. hydrodynamischen oder hydrostatischen Wandlern - gekoppelt.

Die Funktionsweise des erfindungsgemäßen Getriebes bietet dabei die Möglichkeit einer stufenlosen Abstützung des Reaktionsgliedes eines konventionellen Planetengetriebes gegen das Getriebegehäuse, indem das getriebene Glied des erfindungsgemäßen Getriebes gehäusefest verankert wird.

Bei allen Ausführungsarten kann das getriebene Zentralrad bei Kraftflußumkehr grundsätzlich auch als treibendes Zentralrad fungieren. In einem solchen Falle würde die Steuerbewegung des Zwischengliedes der Drehzahl des treibenden Gliedes vorzueilen.

Die mit der Erfindung erzielten Vorteile bestehen insbesondere darin, daß sich das Zwischenglied des Getriebes in der Drehzahl steuern läßt, ohne daß dabei ein kinematisch bedingtes Reaktionsmoment überwunden werden muß.

Es können für die Getriebesteuerung somit auch solche Hilfsgetriebe herangezogen werden, die im nahezu unbelasteten Zustand bei Betriebsdrehzahlen noch einen ausreichend guten Wirkungsgrad aufweisen. Damit kann das erfindungsgemäße Getriebeprinzip praktisch für alle Anwendungsbereiche inklusive für den Fahrzeugantrieb eingesetzt werden. Weiterhin weist

Ersatzblatt



- 9 -

das Getriebe vom System her keine Leistungsbegrenzung und überdies einen vergleichsweise geringen Bauaufwand auf. Sehr große Leistungen können auf einfache Weise stufenlos übertragen werden. Zwecks Drehmomentveränderung, insbesondere im Fahrzeugsantriebsbereich, kann das Getriebe mit anderen konventionellen Getrieben auf die verschiedenste Weise kombiniert oder integriert werden. Z. B. kann es mit einem Planetengetriebe mit innerer Leistungsverzweigung gekoppelt und als stufenlos regelbares Steuergetriebe für ein Planetendifferential herangezogen werden bzw. für die stufenlose Verbindung von einem ersten und zweiten Freiheitsgrad eines Umlaufrädergetriebes. Es kann auch als Vor- bzw. Nachschaltgetriebe für hydrodynamische oder hydrostatische Drehmomentwandler eingesetzt werden.

Schließlich hat das erfindungsgemäße Umlaufrädergetriebe eine besondere Eigenschaft, die eine exklusive Anwendung ermöglicht: Das Getriebe kann nämlich zur drehzahlvariablen Gehäuseabstützung von Reaktionsgliedern bei Planetengetrieben herangezogen werden, da es seine volle Regelfunktion auch dann beibehält, wenn das getriebene Glied gehäusefest verankert ist und keine Drehbewegung ausführen kann.

Sieht man von den bei allen Planetengetrieben auftretenden Lager-, Plansch- und Abwälzverlusten ab, so arbeitet das Getriebe vom System her verlustfrei, drehmomentflüssig und somit schlupffrei. In der direkten Übersetzung 1:1 im Kupplungspunkt dreht das ganze Getriebe als Block, ohne das Zahnradkämme, und die Regelvorrichtung kann - beispielsweise im Hauptarbeitsbereich des Getriebes - aus Verschleißgründen abgeschaltet werden. Infolge der genannten Eigenschaften kann das Getriebe universell zur stufenlosen Drehzahlregelung eingesetzt werden. Im Fahrzeugbereich kann die Verstellung des Getriebes z. B. auf sehr einfache Weise dadurch vorgenommen werden, daß das Regelhilfsgetriebe für

- 10 -

das Zwischenglied (z. B. einer Axialkolben-Regeleinheit) in einer willkürlich gewählten Vielzahl von Steuerschritten in Form einer digitalen Regelung verstellt wird. Dabei ist eine optimale Anpassung an den Betriebszustand von Fahrzeug und Motor über einen geeigneten Steuercomputer möglich.

Da sich das beschriebene Getriebe in der Basisausführung im Kupplungspunkt befindet und bis zum Übersetzungsverhältnis $\infty : 1$ geregelt werden kann, läßt sich das System auch als Anlaufkupplung für die verschiedensten Anwendungsbereiche einsetzen.

Bevorzugte Ausgestaltungen der Erfindung ergeben sich aus den Unteransprüchen im Zusammenhang mit den in der Zeichnung wiedergegebenen Ausführungsbeispielen, auf die besonders Bezug genommen wird und deren nachfolgende Beschreibung die Erfindung näher erläutert. Es zeigen

Fig. 1 eine prinzipielle und schematische Darstellung einer erfindungsgemäß angeordneten Planetenradkette im Bereich des Zwischengliedes des Getriebes als Ausschnitt in axialer Projektion gesehen;

Fig. 2 die Anordnung einer Radkette prinzipiell nach Fig. 1, jedoch unter Verwendung eines Umlaufrades mit zwei koaxialen Zahnkränzen;

Fig. 3 eine Ausführung des Getriebes nach Art der vorangegangenen Darstellungen, bei dem die Umlaufräder jedoch durch separaten Hilfssteg miteinander verbunden sind;

Fig. 4 eine bezüglich der Anordnung der Hilfsstege alternative Anordnung zu Fig. 3;

- 11 -

- Fig. 5 ein in axialer Projektion dargestelltes Ausführungsbeispiel gemäß der vorangegangenen Figuren mit der Möglichkeit rechts und links drehender Antriebsdrehrichtung;
- Fig. 6 eine alternative Ausführung zu Fig. 5 unter ausschließlicher Verwendung von Umlaufrädern mit zwei koaxialen Zahnkränzen, deren Lagerposition durch Federkraft vorgegeben wird;
- Fig. 6a ein Ausführungsbeispiel ähnlich denjenigen nach den Figuren 4 und 5, jedoch mit Lagerung der Umlaufräder auf zwei separaten Stegen;
- Fig. 7 ein weiteres Ausführungsbeispiel der Erfindung für die praktische Anwendung unter Verwendung von zwei Umlaufradketten mit jeweils vier Umlaufrädern in schematischer axialer Projektion gesehen;
- Fig. 8 ein Ausführungsbeispiel in schematischer axialer Projektion unter Verwendung von zwei zentralen Hohlrädern und zwei Umlaufradketten mit jeweils drei Umlaufrädern;
- Fig. 9 ein weiteres Ausführungsbeispiel unter ausschließlicher Verwendung von außenverzahnten Rädern mit jeweils drei Umlaufrädern in der Radkette;
- Fig.10 eine Ausführung mit einem die Zentralachse überlappenden Umlaufrad;
- Fig.11

Fig.12 eine schematische Längsschnittdarstellung einer Getriebeausführung, insbesondere für den Fahrzeugantrieb, in Kombination mit einem konventionellen Umlaufrädergetriebe und einer hydrostatischen Steuervorrichtung.

In der nachfolgenden Beschreibung sind Zahnräder nur als Teilkreise und Wälzpunkte mit einem radialen Querstrich am Berührungspunkt der Räder dargestellt. Kopf- und Fußkreise der Zahnräder wurden zur besseren Übersicht weglassen. Die Bezeichnung "Drehbewegung" wird dann verwendet, wenn Radkörper um ihre eigene Achse drehen, und die Bezeichnung "Umlaufbewegung" wird verwendet, wenn der Radkörper zusammen mit seiner Achse eine Lateralbewegung als Planetenrad ausführt.

Fig. 1 zeigt ein Ausführungsbeispiel für die erfindungsgemäße Anordnung einer Radkette im Zwischenglied bei einem Planetengetriebe. Das als Zentralrad 1 ausgebildete Antriebsglied und das getriebene, ebenfalls um die Zentralachse 8 gelagerte, als Hohlrad 4 ausgebildete Abtriebsglied sind nur ausschnittsweise dargestellt. Die Umlaufräder 2 und 3 liegen mit ihren Achsen auf verschiedenen Zentralradiallinien 10 und 11. Bei dieser Ausführung sind die Umlaufräder freischwimmend gelagert und werden durch hier nicht gezeigte Maßnahme - z. B. durch Achslagerung mit Bewegungstolerenz - in ihrer grundsätzlichen Anordnung und in Eingriff miteinander im Wälzpunkt 6 gehalten. Bei Belastung des Getriebes jedoch erhalten derartige Fixierungen keine Belastung durch Reaktionskräfte oder das eingeleitete Drehmoment. Das Grundprinzip des erfindungs-

- 13 -

gemäßen Getriebes besteht darin, daß die aus den Umlaufrädern 2 und 3 bestehende Radkette eine kinematische Kette bildet, die das vom Zentralrad 1 über den Wälzpunkt 5 auf die Radkette eingeleitete Moment in der Funktion eines Stabes oder im Gleichgewicht stehenden Zwischenkörpers auf den kraftausleitenden Wälzpunkt 7 zum getriebenen Zentralrad überträgt, ohne daß die Umlaufräder dabei zu einer Eigendrehung, also Abwälzbewegung gegeneinander, angeregt werden. Der ungefähre Kraftverlauf wird schematisch durch die Linie 9 dargestellt, die auch als Kraftvektor bezeichnet werden kann. Sobald dieser Vektor angenähert durch die Wälzpunkte 5, 6 und 7 verläuft, befinden sich die Zahnräder in einem Zustand der Balance, in welchem sie eine gerichtete Kraft übertragen können, ohne zu kämmen. Bei diesem Vorgang spielen verschiedene Kräfte eine Rolle, die hier nicht näher erläutert werden; ein wesentlicher Unterschied zu konventionell gelagerten, kämmenden Umlaufrädern besteht jedoch darin, daß mindestens eine Kraftkomponente des Drehmomentes vom Wälzpunkt 5 aus in Abweichung von der gewöhnlich tangential verlaufenden Zahnflankenbeaufschlagung unter einem bestimmten Winkel über die Zahnkörper verläuft, wodurch unter Zusammenwirkung mit der Zuordnung der Umlaufräder und deren Größen der beschriebene Gleichgewichtszustand erreicht wird. Unter Belastung und ohne Einleiten einer Steuerkraft auf die Umlaufradkette bzw. den Umlaufradsteg bildet das ganze aus Rad 1, 2, 3 und 4 bestehende Getriebe einen Block, der ohne zu kämmen umläuft. Erst bei einer auf die Umlaufradkette der Räder 2 und 3 induzierten Steuerkraft - die eine Bremskraft bis zum Stillstand oder eine darüber hinausgehende Antriebskraft sein kann, welche die Radkette entgegen der Drehrichtung des Antriebsrades

Ersatzblatt



- 14 -

bewegt, führen die Umlaufräder 2 und 3 eine Drehbewegung aus. Zur Regelung des Getriebes wird somit die üblicherweise auftretende Reaktionsbewegung des Zwischengliedes künstlich angeregt, wodurch dann das zwischen den Rädern 1 und 4 vorgegebene Standübersetzungsverhältnis zur Auswirkung kommt.

Beide Funktionen - die Kupplungsfunktion im Gleichgewichtszustand und die Übertragung des Momentes unter Überlagerung einer Relativbewegung des Zwischengliedes gegenüber den Außengliedern (Zahnräder 1 und 4) - ermöglichen zusammengekommen eine stufenlose Drehzahlregelung zwischen den Rädern 1 und 4 zwischen den Bereichen $\infty : 1$ (Stillstand des getriebenen Rades 4) und $1:1$, bei dem das Getriebe als Block umläuft.

Die beschriebene Funktion ist nur dann möglich, wenn infolge richtiger Anordnung und Größe der Räder die unter veränderter Richtung im Zwischenglied übertragenen Kräfte oder Kraftkomponenten in der Resultierenden in einem von 90° abweichenden spitzen Winkel γ_b zur Schnittpunktlangente γ_a zum Teilkreis des getriebenen Zentralrades - vorzugsweise im oder in der Nähe des von der Radkette kraftausleitenden Wälzpunktes γ auf die Zahnflanken des getriebenen Zentralrades 4 - gerichtet sind.

Um zu vermeiden, daß durch die Radialkomponenten, die auf die Umlaufräder wirken, die Zahnflanken in unzulässiger Weise zusammengedrückt werden, werden die Räder des Getriebes bei dieser Ausführung mit mindestens einseitig am Zahnradkörper befestigten Zylinderflächen versehen, welche angenähert in der

- 15 -

Teilkreisebene der Verzahnung liegen. Alternativ können auch koaxial neben der Verzahnung angebrachte drehbare Körper mit kreisförmiger Außenkontur - insbesondere wälzgelagert auf der Radachse befestigt - angebracht werden. Auf diese Weise wird gleichzeitig der gewünschte Achsabstand der Zahnräder mit der entsprechenden Zahnflankentoleranz fixiert.

In Fig. 2 ist das gleiche Prinzip wie in Fig. 1 ausschnittsweise dargestellt, doch mit dem Unterschied, daß von den beiden Umlaufrädern 12 und 13 das mit dem Antriebsrad 15 in Eingriff stehende Umlaufrad 12 als ein koaxiales Doppelrad (Stufenrad) mit den beiden im Radius unterschiedlichen Zahnkränzen 12a und 12b ausgebildet ist. Der Grund für diese Maßnahme ist darin zu sehen, daß sich bei dieser Ausführung der kinematische Gleichgewichtszustand der Radkette des Zwischengliedes nur innerhalb eines bestimmten Übersetzungsverhältnisses des Getriebes realisieren läßt. Wählt man das Übersetzungsverhältnis zu groß, so überwiegen die Kräfte der Abwälzbewegung, und es kommt zu einer Reaktionsbewegung des Zwischengliedes, bei der sich die Umlaufräder 12 und 13 an den um die Zentralachse drehbar gelagerten Zentralrädern 11 und 14 abwälzen. Bei zu hohem Übersetzungsverhältnis wird der Gleichgewichtszustand des Zwischengliedes gestört, da sich die Geometrie der Zahnradanordnung mit einer etwa durch die Wälzpunkte 12c, 12d und 12e gehenden Geraden 19 nicht mehr realisieren läßt.

Es sei darauf hingewiesen, daß das Getriebe auch dann in Umkehrfunktion arbeitet, wenn das Hohlrad 14 als treibendes Zentralrad und das Zentralrad 15 als getriebenes Zahnrad fungieren. In einem solchen

Ersatzblatt



- 16 -

Falle erfolgt die Regelung des Getriebes dadurch, daß das Zwischenglied zu einer Bewegung in Richtung Antriebsbewegung vorausseilend angetrieben wird. Grundsätzlich erfolgt die stufenlose Regelung bei dem Getriebeprinzip gem. den Figuren 1 und 2 dadurch, daß das Zwischenglied - bestehend aus der Umlaufradkette - durch Abbremsung oder durch ein zusätzliches Steuergetriebe zu einer Relativbewegung gegenüber der Antriebsbewegung des treibenden Zahnrades angeregt wird. Dabei kann das Zwischenglied zu einer derartig schnellen Drehbewegung entgegen der Antriebsdrehrichtung angeregt werden, daß das getriebene Glied (das getriebene Hohlrad 4 bzw. 14) stillsteht. Unabhängig vom Basisübersetzungsverhältnis des Getriebes ist es somit möglich, eine stufenlose Steuerung des Übersetzungsverhältnisses zwischen ∞ :1 und 1:1 herbeizuführen. Das übertragene Drehmoment bleibt dabei im wesentlichen gleich.

In Fig. 3 befindet sich die erfindungsgemäß ausgelegte Radkette, bestehend aus den Umlaufrädern 22 und 23, an geeigneter Stelle des Getriebes zwischen dem Außenrad 21 und dem Innenrad 24. Diese beiden Zahnräder 21 und 24 sind bei dieser Ausführung nicht koaxial angeordnet, sondern mindestens eines dieser Räder liegt exzentrisch und wird über weitere, nicht dargestellte Zwischenräder von der zentralen Welle angetrieben. Das bedeutet, daß das Getriebeprinzip grundsätzlich auch dann arbeitet, wenn eine Radkette in geeigneter Anordnung zwischen einem zur Zentralwelle exzentrischen und einem zur Zentralwelle zentrischen Rad angeordnet ist. Eine weitere Maßnahme bei dieser Ausführung besteht darin, daß die Umlaufräder 22 und 23 sich nicht auf neben der Verzahnung befindlichen Teilkreiszyylinderflächen berühren, sondern mittels eines Hilfssteges oder separaten Verbindungssteges 27 mit-

Ersatzblatt



- 17 -

einander auf Achsabstand verbunden werden. Gleichzeitig ist das äußere Umlaufrad 23 über einen zugbelasteten separaten Hilfssteg 30 so gelagert, daß es die erforderliche Umlaufbewegung um die Getriebezentralachse 25 ausführen kann, während das innere Umlaufrad 22 der Radkette durch den Verbindungssteg 27 in der erforderlichen Position zum Nachbarrad 23 gehalten wird. Separate Verbindungsstege ermöglichen die erforderliche Bewegungstoleranz der Zahnräder zueinander ebenso wie eine periphere Berührung über Teilkreiszyylinderflächen. Die Position des Umlaufrades 22 wird hier außerdem nur noch durch die Berührung zum treibenden Zahnrad 22 gegeben. An dieser Berührungsstelle 26 ist es somit erforderlich, daß Teilkreiszyylinder zur Vermeidung von unzulässigen Zahnflankenbelastungen vorgesehen sind.

Fig. 4 zeigt eine ähnliche Anordnung wie diejenige gem. Fig. 3, jedoch mit dem Unterschied, daß das äußere Planetenrad 33 als koaxiales Doppelpolrad mit verschiedenen großen Zahnkränzen 33a und 33b ausgebildet ist. Außerdem ist das äußere Umlaufrad 33 über einen Hilfssteg 40 mit der Zentralachse 36 verbunden, um die das außenliegende Abtriebsrad 34 drehbar gelagert ist, während die Achse des inneren Umlaufrades 32 über einen Hilfssteg 38 mit der Achse 37 des exzentrisch zur Zentralachse gelagerten Antriebsrades 35 verbunden ist. Der Zahnkranz 33a und der Zahnkranz des Umlaufrades 32 weisen somit wiederum Teilkreiszyylinderflächen neben der Verzahnung auf. Alternativ zu dieser Ausführung können zusätzlich die beiden Umlaufräder mit einem Hilfssteg verbunden werden, so daß dann keine Teilkreiszyylinderflächen erforderlich sind.

- 18 -

Fig. 5 zeigt ein Ausführungsbeispiel des Getriebesystems für die praktische Anwendung. Die zentrale, treibende Welle 50 ist mit dem treibenden Zentralrad 51 verbunden und stellt das Antriebsglied des Getriebes dar. Das Zwischenglied des Getriebes besteht aus dem Hauptsteg 52 und den darauf freischwimmend oder zum Teil festgelagerten Umlaufrädern 53, 54 und 53a. Das getriebene Glied besteht aus dem Hohlrad 52, welches mit der getriebenen Welle verbunden ist. Das Umlaufrad 53a erfüllt bei dieser Ausführung die Aufgabe, daß das Getriebe sowohl rechts- als auch links-herum angetrieben werden kann, da es bei Drehrichtungswechsel die Funktion des Umlaufrades 53 übernimmt, während das Rad 53 dann nur leer mitläuft und umgekehrt.

Um die erfindungsgemäße Funktion zu ermöglichen, muß mindestens ein Rad der Planetenradkette, also das Umlaufrad 53 oder das Umlaufrad 54, freischwimmend gelagert sein. Freischwimmend heißt, daß die Lagertoleranz gegenüber dem Hauptsteg 52 so groß gewählt wird, daß eine Berührung der jeweils betroffenen Zahnräder auf Teilkreiszyylinderflächen neben der Verzahnung unter Druck gewährleistet ist, und zwar im Falle der freischwimmenden Lagerung des Umlaufrades 53 in dem Wälzpunkt 56 mit dem treibenden Zentralrad 51 und in dem Wälzpunkt 57 mit dem Umlaufrad 54 oder im Falle der freischwimmenden Lagerung des Umlaufrades 54 in dem Wälzpunkt 57 mit dem Umlaufrad 53 und in dem Wälzpunkt 58 mit dem Abtriebsrad 55. Im Falle der freischwimmenden Lagerung beider Umlaufräder 53 und 54 erfolgt die Anlage unter Druck in allen drei Wälzpunkten 56, 57 und 58. Dadurch wird vermieden, daß die Achse bzw. Achsen des bzw. der jeweils freischwimmend gelagerten Rades bzw. Räder druckbelastet wird bzw. werden.

Die vorgeschilderte Umlaufradanordnung 53, 54, 53a ist über den Umfang gesehen gleichmäßig verteilt dreifach vorgesehen.

Ersatzblatt



- 19 -

Die Regelung des Getriebes nach dieser Ausführung erfolgt ebenso wie unter den vorangegangenen Figuren beschrieben. Ausgehend vom Kupplungspunkt des Getriebes, bei dem Antriebsglied, Zwischenglied und Abtriebsglied in gleicher Geschwindigkeit umlaufen, wird das Zwischenglied an seiner mitlaufenden Umlaufbewegung von außen gehindert und stufenlos über den Stillstand hinaus in eine Gegendrehbewegung geführt, so weit, bis bei gleichbleibender Drehzahl der treibenden Welle das getriebene Hohlrad 55 stillsteht. Da für diese Steuerung ein Drehmoment praktisch nicht erforderlich ist, können hierzu kleine Zusatzgetriebe, Reibradgetriebe, hydrostatische oder hydrodynamische Getriebe, z.B. Axialkolbengetriebe oder auch regelbare Elektromotore, herangezogen werden. Der Bauaufwand und die Baugröße sind in jedem Falle gering, da bei richtiger Anordnung der Räder eine Steuerleistung über die geringen Reibungskräfte hinaus nicht aufgebracht werden muß.

Fig. 6 stellt eine Alternative zu Fig. 5 dar, bei welcher sowohl das äußere Umlaufrad 64 und das innere Umlaufrad 63, die als Radkette zwischen dem Antriebsrad 61 und dem Abtriebsrad 66 angeordnet sind, als koaxiale Stufenräder mit zwei verschieden großen Zahnkränzen ausgebildet sind. Die Umlaufräder sind bei dieser Ausführung beide freischwimmend gelagert und werden in ihrer Position dadurch gehalten, daß deren Achsen beidseitig jeweils über eine Feder 65 mit einem gemeinsamen Steg 62 in Verbindung stehen. Der Anpreßdruck wird vorzugsweise dabei so gewählt, daß er größer ist als die eventuell auftretenden Fliehkräfte bei höherer Drehzahl, die insbesondere das innere Umlaufrad 63 aus der Position schleudern könnten. Da sich die Zahnräder neben den Verzahnungen auf glatten Teilkreiszyylinderflächen berühren, entstehen durch die Federkräfte keine nennenswerten Reibungsverluste. Ansonsten ist die Funktion die gleiche wie beim Ausführungsbeispiel nach Fig. 5.

In Fig. 6a sind alternativ zu Fig. 6 die Umlaufräder 63 und 64 nicht auf einem gemeinsamen Steg 62, sondern jeweils auf einem gesonderten Steg 67 bzw. 68 gelagert, welche beiden Stege gegeneinander beweglich zentral drehbar gelagert sind, wobei die Anlageposition ebenfalls durch Federn erfolgen kann, welche die beiden Stege 67 und 68 so gegeneinander drehen, daß die Umlaufräder 63 und 64 in ständiger Berührung bleiben.

Bei dem Ausführungsbeispiel gemäß Fig. 7 ist das Getriebe so ausgelegt, daß relativ hohe Standübersetzungsverhältnisse erreicht werden können. Bei dieser Ausführung werden pro Radkette vier Umlaufräder 72, 73, 74 und 75 als Kette drehmomentschlüssig über Wälzpunkte verbunden und hinsichtlich Größe und Lagerung so aufeinander abgestimmt, daß der Gleichgewichtszustand oder Kupplungspunkt des Getriebes entsteht. Die Umlaufräder sind bei dieser Ausführung in zwei funktionell verschiedene Radgruppen zusammengefaßt. Die mittleren Umlaufräder 73 und 74 sind auf dem zentral gelagerten Steg 76 drehbar befestigt, während die Endräder 72 und 75 freischwimmend bzw. mit entsprechender Lagertoleranz vorgesehen sind. Das fest gelagerte Umlaufrad 73 ist als koaxiales Doppelrad mit zwei verschiedenen Zahnkränzen 73a und 73b ausgeführt, um das Übersetzungsverhältnis zwischen treibendem Zentralrad 71 und getriebenem Hohlrad 77 wieder etwas zu reduzieren. Auf diese Weise werden die in Drehrichtung auf das Zwischenglied wirkenden Reaktionskräfte erhöht, und die Umlaufräder können aus Platzgründen mit größeren Durchmessern und das zentrale Sonnenrad 71 mit einem kleineren Durchmesser ausgeführt werden. Dadurch werden die Drehzahlen der Räder aneinander angepaßt und der erfindungsgemäße Effekt des Kupplungspunktes verstärkt. Alle Getriebeausführungen, bei denen mehr als zwei Umlaufräder in der Radkette vorgesehen sind, bieten den Vorteil, daß die kinematischen Voraussetzungen für den Kupplungspunkt bei unbeeinflusstem Zwischenglied

- 21 -

infolge der größeren Variationsmöglichkeiten hinsichtlich Lage und Größe der Umlaufräder besser erreicht werden. Ausserdem ist dadurch ein höheres Standübersetzungsverhältnis erreichbar. Im Prinzip gesehen übernehmen die beiden Umlaufräder 73 und 74 die Funktion eines Zwischenrades, da sie beide fest auf dem Steg gelagert sind. Lediglich die Anordnungsmöglichkeiten werden durch die Aufteilung in zwei fest gelagerte Einzelräder verbessert. Die Endräder 72 und 75 dagegen sind zumindest in der Radialposition durch den Zahneingriff mit den Zentralrädern 71 bzw. 77 in der Lage vorbestimmt, und nur der in Umfangsrichtung um die Zentralachse herum gesehene Achsabstand kann verändert werden. Nimmt man die Möglichkeit hinzu, daß ein Umlaufrad oder auch mehrere als koaxiale Doppelräder mit zwei Zahnkränzen ausgeführt sein können, so bieten sich verschiedene Korrekturmöglichkeiten, um die Kinematik zu verändern und das gewöhnlich auftretende Reaktionsmoment des Zwischengliedes zu neutralisieren. Insgesamt gesehen tritt auch hier das Phänomen auf, daß die Umlaufräder des Zwischengliedes eine kinematische Kette bilden, welche das im Wälzpunkt 85 zwischen dem antreibenden Sonnenrad 71 und dem inneren Umlaufrad 72 der Kette eingeleitete Drehmoment des treibenden Zentralrades 71 in der Funktion eines Stabes oder in Balance stehenden Zwischenkörpers gewissermaßen linear auf den kraftausleitenden Wälzpunkt 85' zum getriebenen Hohlrad 77 überträgt. Dabei trifft die Kraftkomponente 79 in einem Winkel $\approx 90^\circ$ zur Schnittpunkttangente 78 im Teilkreis des getriebenen Zentralrades auf dessen Teilkreiszyylinder bzw. Zahnflanken. Der Vektor 79 ist in dieser Figur nur zur Verdeutlichung zwischen dem Teilkreis des treibenden Rades 71 und dem kraftausleitenden Wälzpunkt 85' so gezeichnet. Man wird das im Rahmen der Umlaufradkette enthaltene Übersetzungsverhältnis dahingehend zu berücksichtigen haben, daß man einen größeren Teilkreisdurchmesser des Antriebsrades 71 als theoretisch gegeben zugrundelegt, so daß der Vektor 79 an sich weiter zur Tangentialen 78 hin geneigt

Ersatzblatt



- 22 -

verläuft, was bedeutet, daß die radiale Belastung des abgetriebenen Rades 77 geringer ist und die tangentielle Kraftkomponente im Wälzpunkt 85' größer ist, als sich dies aus der entsprechenden Zerlegung des gezeichneten Vektors 79 ergibt.

Mindestens eines der Umlaufräder der Radkette muß bei dieser Ausführung auf einer Zentralradiallinie - 81 oder 84 - liegen, die von den Zentralradlinien - 82 bzw. 83 - der Nachbarräder abweicht. Nur durch eine solche auch als schrägversetzte Anordnung zueinander zu bezeichnende Anordnung kann die erfindungsgemäße Funktion des Getriebes erreicht werden.

Um das vorgeschlagene Getriebe zu realisieren, gibt es eine ganze Reihe von Zuordnungen bezüglich Position und Größe der Räder, die zu der gewünschten Funktion führen. Dies wird ganz besonders bei diesem Ausführungsbeispiel deutlich. Einige Alternativen bestehen darin, daß nur eines der Endräder der Radkette in der freischwimmenden Anlageposition zu den Nachbarrädern gehalten wird und die drei übrigen Umlaufräder zu einer auf dem Steg gelagerten Gruppe zusammengefaßt sind. Der erfindungsgemäße Effekt wird jedoch verstärkt, wenn beide Endräder die erfindungsgemäße Anlageposition erhalten, weil dann auch das zweite Endrad eine in Drehrichtung des treibenden Zentralrades 71 wirkende Kraftkomponente hervorruft bzw. beide Endräder dazu beitragen, den Stillstand der Umlaufradkette ohne äußere Einwirkung auf diese zu gewährleisten. Durch das Überlappen der Räder 71 und 74 wird ebenfalls die gewünschte Funktion des Getriebes unterstützt, und auch in dieser Hinsicht sind viele Varianten denkbar, um den kinematischen Effekt sicherzustellen. Wie aus diesen Ausführungen ersichtlich, können viele mögliche Anordnungen der Zahnräder des Getriebes vorgesehen sein, deren Größe und

Lagerung aus Platzgründen nicht näher dargestellt sind. Dieser Umstand gilt insbesondere auch für alle die Ausführungen, die mehr als zwei Umlaufräder in der Radkette beinhalten.

Fig. 8 zeigt eine Ausführung des Getriebes mit zwei Radketten von jeweils drei Umlaufrädern. Vorzugsweise sind die Endräder 86 und 87 der Radkette oder eines der Endräder freischwimmend bzw. mit Lagertolerenz gehalten. Die Besonderheit dieser Ausführung besteht darin, daß die Zentralräder 88 und 83 als innenverzahnte Räder, also Hohlräder, ausgebildet sind. Für die Funktion gilt grundsätzlich das gleiche, wie in der Beschreibung für die vorangehenden Ausführungsbeispiele aufgezeigt. Alternativ können ein oder zwei Umlaufräder als Stufenräder und die Zentralräder gleich oder annähernd gleich groß ausgebildet werden.

Fig. 9 stellt wiederum eine Ausführungsform des Getriebes dar, welche viele Variationsmöglichkeiten bietet. Das zentrale, mit der Antriebswelle 90 gekoppelte Sonnenrad 91 kämmt mit dem Umlaufrad 92 im Wälzpunkt 98, welches über den Wälzpunkt 98a mit dem weiteren Umlaufrad 93 verbunden ist, das über den Wälzpunkt 98b mit dem dritten Umlaufrad 94 kämmt, das freischwimmend in der Anlageposition zu den Nachbarrädern, nämlich dem Umlaufrad 93 und dem Abtriebsstirnrad 96, gehalten ist. Damit überträgt das Umlaufrad 94 das eingeleitete Drehmoment vom Wälzpunkt 98b zum kraftausleitenden Wälzpunkt 98c auf das getriebene Zentralrad 96. Auch bei dieser Ausführung, bei der die Umlaufräder ebenfalls auf mindestens zwei verschiedenen zentralradialen Linien 99a, 99b oder 99c liegen müssen, wird das freischwimmend gehaltene Rad 94 in vorteilhafter Weise ähnlich wie in Fig. 6 durch eine Feder 100 in der Position gehalten, um den Fliehkräften entgegenzuwirken. Abweichend von der Auslegung mit einem koaxialen Stufenrad 93 mit den beiden Zahnkränzen 93a und 93 b können auch

- 24 -

die übrigen Umlaufräder als Stufenräder ausgebildet sein, so daß bei entsprechender Wahl der Zahlkranzdurchmesser der Stufenräder die Zentralräder 91 und 96 auch gleich groß ausgeführt sein können. Eine weitere Alternative besteht darin, daß das Umlaufrad 92 ebenfalls freischwimmend in Anlageposition gehalten ist und nur das Doppelrad 93 auf dem Steg 95 durch Lagerung fixiert ist.

Bei der dargestellten Ausführung sind die Umlaufräder in zwei Radgruppen aufgeteilt, wobei die eine Radgruppe aus den gelagerten Umlaufrädern 92 und 93 besteht und die zweite Radgruppe als das einzelne Umlaufrad 94 angesehen werden kann. Dieses unter radialem Anlagendruck an den Nachbarrädern gehaltene Umlaufrad 94 ist - wie bei den anderen Ausführungsbeispielen - für die Übertragung einer Kraftkomponente in abweichung von den in tangentialer Richtung auf die Zahnflanken wirkenden Kräften erforderlich. Der Verlauf der veränderlichen Krafttrichtung kann in einer Komponente bzw. auch in der Resultierenden etwa durch die Linie 97 dargestellt werden.

Das Ausführungsbeispiel gemäß Fig. 10 zeigt zwei Umlaufräder 104 und 105, die zwischen den exzentrisch zueinanderliegenden Rädern 103 und 106 angeordnet sind. Das besondere dieser Ausführung besteht darin, daß das exzentrisch liegende Umlaufrad 103 sowohl über die Radkette der Planetenräder 104 und 105 als auch über den Wälzpunkt 107 zwischen seinem äußeren Zahnkranz 103b und dem Hohlrad 106 drehmomentschlüssig mit diesem verbunden ist. Sobald das Umlaufrad 103 (Hauptplanetenrad) angetrieben oder - z. B. mittels Kurbel 109 - in eine Umlaufbewegung versetzt wird, baut sich zwischen dem Wälzpunkt 108, zwischen dem Hauptplanetenrad 103 und dem inneren Umlaufrad 104 und dem Wälzpunkt 110 zwischen dem äußeren Umlaufrad 105 und dem Hohlrad 106 eine linear verlaufende Schub-

Ersatzblatt



- 25 -

kraft auf, die ein Abrollen des Umlaufrades 103 auf dem Hohlrad 106 verhindert, sofern das Getriebe nicht zusätzlich von außen beeinflusst wird. Da das Übersetzungsverhältnis zwischen dem äußeren Zahnkranz 103b des Umlaufrades 103 und dem Hohlrad 106 das gleiche ist wie zwischen dem inneren Zahnkranz 103a und dem Hohlrad 106 (das Stufenrad 104 gleicht die Differenz der Zahnkränze des Rades 103 aus), kann die Dreh- oder Umlaufbewegung des Zwischengliedes bei stehenden, nicht kämmenden Umlaufrädern von außen reduziert werden, so daß dann ein Kämmen der Umlaufräder einsetzt und das Übersetzungsverhältnis zum Tragen kommt, das zwischen dem Rad 103 und dem Hohlrad 106 vorgegeben ist. Dabei kann das Hauptumlaufrad 103 auch durch ein zusätzliches, auf der Zentralwelle 101 befestigtes zentralgelagertes Zahnrad 102 oder durch andere zwischengeschaltete Zahnräder von der zentralen treibenden Welle 101 aus angetrieben werden. Der Antrieb des Hauptplanetenrades 103 kann jedoch auch zentral über eine von der Getriebezentralachse ausgehenden Gelenkwelle erfolgen.

Diese Ausführung verdeutlicht, daß das erfindungsgemäße Übertragungsprinzip auch zwischen nicht-koaxialen Rädern zur Anwendung gelangen kann. Die Regelung des Getriebes erfolgt dadurch, daß eine entsprechende Steuerkraft auf einen der Stege 111 oder 112 induziert wird, mit denen das äußere Umlaufrad 105 um die Zentralachse 101 und das innere Umlaufrad 104 um die Achse des Hauptplanetenrades 103 drehbar verbunden sind.

- 26 -

Fig. 4 zeigt eine Ausführung der Erfindung, bei welcher zwischen die vorzugsweise freischwimmend gelagerten Umlaufräder 132 und 133 ein Zahnring 131 mit Innen- und Außenverzahnung gelegt ist, um dadurch die Neutralisation der Reaktionsbewegung des Zwischengliedes unter verringerter Belastung der Teilkreiszyylinder und Zahnflanken herbeizuführen.

Durch diese grundsätzliche Anordnung entsteht ein zusätzlicher Kraftvektor in Antriebsdrehrichtung, den man mit dem Pfeil 134 ungefähr lokalisieren kann.

Der Zahnring 131 kann gleichzeitig im Berührungspunkt 135 gegen die Zentralachse 136 unter Zwischenschaltung eines Wälzlagers 137 abgestützt werden.

Das treibende Zentralrad 138 leitet das Drehmoment im Wälzpunkt 139 auf das Umlaufrad 132 ein, und die Kraft wird dann über die Wälzpunkte 140, 141 und 142 auf das zentrale, getriebene Hohlrad 143 geleitet.

Die hier gezeigte konstruktive Maßnahme kann vielfältig variiert werden. So kann z.B. der Zahnring 131 die Zentralachse 136 auch umschließen und sich an dieser mit einem Innenteilkreiszyylinder abstützen. In anderer Ausführung kann der Zahnring durch Gleitrollen (z.B. Rolle 145), die innen oder außen auf glatten Flächen abrollen, in einer bevorzugten Position gegenüber dem Steg 144 fixiert sein, auf dem dann vorteilhaft mindestens auch eines der Umlaufräder gelagert ist.

Grundsätzlich können bei der gezeigten Ausführung jedoch alle Umlaufräder und der Zahnring 131 ähnlich wie in den Fig. 1, 2, 5 und 6 freischwimmend ohne Achslagerung auf dem Steg gehalten sein.

Ersatzblatt



- 27 -

Fig. 12 zeigt ein schematisch im Längsschnitt dargestelltes Gesamtgetriebe, das insbesondere für den Antrieb von Fahrzeugen Verwendung finden kann. Im grundsätzlichen Aufbau besteht dieses Gesamtgetriebe aus einem konventionellen Umlaufrädergetriebe 120, einem nach dem Erfindungsprinzip aufgebauten Regelgetriebe 130 und einem für die Drehzahlregelung des Zwischengliedes des Regelgetriebes erforderlichen Steuergetriebe 113. Das Drehmoment wird über die treibende Welle 114 in das treibende Zahnrad 115 eingeleitet und bei feststehendem Hohlrad 116 durch Abwälzbewegung der Planetendoppelräder 117 sowohl an dem treibenden Zahnrad 115 als auch an dem Hohlrad 116 durch Eingriff der Achsen der Planetendoppelräder 117 in einen Abtriebssteg 118 auf diesem übertragen, welcher mit der getriebenen Welle 119 verbunden ist. Zur stufenlosen Drehzahl- und Drehmomentveränderung des Umlaufrädergetriebes 120 ist das Hohlrad 116 mit dem erfindungsgemäßen Getriebe 130 drehmomentschlüssig verbunden. Dazu ist an dem Hohlrad 116 ein zentrales Zahnrad 121 angebracht, welches die Funktion des treibenden Zentralrades für das Getriebe 130 inne hat. Das als Hohlrad 122 ausgebildete getriebene Zentralrad des Getriebes 130 ist mit dem Gehäuse 123 fest verbunden, während das aus den Umlaufrädern und deren steg bestehende Zwischen- bzw. Steuerglied 124 des Getriebes 130 von einem Axialkolbengetriebe 113 über die Zahnräder 125 und 126 drehzahlvariabel gesteuert wird. Wie bereits beschrieben, muß für diese Steuerung des Zwischengliedes 124 ein kinematisch bedingtes Drehmoment nicht überwunden werden. Das Steuergetriebe 113, bestehend aus Axialkolben, Pumpe und Motor, wird von der Hauptwelle 114 aus über Stirnräder 127 und 128 angetrieben. Der besseren Übersicht wegen sind die Zahnräder für den Rückwärtsgang, die vor-, zwischen- oder nachgeschaltet werden können, sowie die erforderlichen Zahnräder für den Be-

- 28 -

triebszustand in der Bergabfahrt eines Fahrzeuges (Fahrzeugtreibmotor) nicht eingezeichnet. Da das Getriebe gemäß der Erfindung in der Lage ist, Drehmomente gegen ein festes Gehäuse stufenlos abzustützen, kann gemäß Ausführung dieses Getriebes über das Reaktionsglied des Umlaufrädergetriebes 120 eine Drehmomentwandlung, wie sie bei Fahrzeugen erforderlich ist, erreicht werden.

Ersatzblatt



P A T E N T A N S P R Ü C H E

1. Umlaufgetriebe mit einem Antriebsglied, einem Abtriebsglied und einem Steuerglied, dessen Umlaufgeschwindigkeit relativ zu derjenigen des Antriebsgliedes und/oder des Abtriebsgliedes veränderbar ist, mit ständig im Eingriff befindlichen Zahnrädern und mit einem vorgegebenen Standübersetzungsverhältnis, das durch ein Übersetzungsverhältnis zwischen den Zahnrädern der Außenglieder und/oder durch wenigstens eine Übersetzungsstufe innerhalb des Zwischengliedes bestimmt ist, welches die Außenglieder getrieblich derart verbindet, daß diese in gleicher Richtung drehen, d a d u r c h g e k e n n z e i c h n e t , daß eine zwischen Antriebsglied (1; 15; 21; 35; 51; 61; 71; 88; 91; 102; 121) und Abtriebsglied (4; 14; 24; 34; 55; 66; 77; 89; 96; 106; 122) zwischengeschaltete Umlaufradkette, deren Achsen auf wenigstens zwei voneinander abweichenden Radiallinien (10, 11; 81, 82, 83, 84; 99a, b, c) der Zentralachse (8; 18; 25; 36; 50; 60; 70; 80; 90; 101) liegen, derart angeordnet, gelagert und in der Größe der Einzelräder so bemessen ist, daß bei belastetem Getriebe wenigstens eines der - vorzugsweise am Ende der Radkette befindlichen - Umlaufräder (2, 3; 12, 13; 22, 23; 32, 33; 53, 53a, 54; 63, 64; 72, 73, 74, 75; 86, 87; 92, 93, 94; 104, 105) an den Nachbarrädern unter radialer oder zumindest eine Radialkomponente auf-

- 30 -

weisender Druck- bzw. Zugbelastung abgestützt ist, so daß ohne Einleitung einer Steuer- bzw. Bremskraft auf das Steuerglied eine Reaktionsbewegung desselben zu dem Antriebsglied und zu dem Abtriebsglied wenigstens annähernd verhindert ist.

2. Getriebe nach Anspruch 1, d a d u r c h g e k e n n z e i c h n e t, daß die Abstützung unter Druck- bzw. Zugbelastung gegenüber den Nachbarrädern wenigstens teilweise durch die auf das Umlaufrad (2, 3; 12, 13; 22, 23; 32, 33; 53, 54; 63, 64; 72, 73, 74, 75; 86, 87; 92, 93, 94; 104, 105) wirkenden Reaktionskräfte bei belastetem Getriebe verursacht ist.
3. Getriebe nach Anspruch 1 oder 2, d a d u r c h g e k e n n z e i c h n e t, daß das unter - insbesondere radialer - Druck- oder Zugbelastung an den Nachbarrädern abgestützte Umlaufrad (2, 3; 12, 13; 22, 23; 32, 33; 53, 54; 63, 64; 72, 73, 74, 75; 86, 87; 92, 93, 94; 104, 105) frei schwimmend, entsprechend spielbehaftet bzw. entlang wenigstens einer Bahn versetzbar geführt ist, derart, daß eine die auf den Radkörper wirkenden Reaktionskräfte abstützende zentrale Achslagerung des Umlaufrades auf einem mit mindestens dem benachbarten Umlaufrad gemeinsamen, zentral gelagerten Steg entfällt und eine Anregung zu einer Eigendrehung desselben und damit eine Reaktionsumlaufbewegung des Zwischengliedes relativ zur Umlaufbewegung des Antriebsgliedes (1; 15; 21; 35; 51, 61; 71; 88; 91; 102; 121) bzw. des Abtriebsgliedes (4; 14; 24; 34; 55; 66; 77; 89; 96; 106; 122) - mindestens annähernd - vermieden wird.

- 31 -

4. Getriebe nach einem der Ansprüche 1 bis 3, d a d u r c h g e k e n n z e i c h n e t, daß mindestens eine Komponente des auf das Zwischenglied eingeleiteten Momentes in einer von der Tangentialen, bei Abwälzbewegung auftretenden Zahnflankenbeaufschlagung abweichenden Richtung auf den Radkörper des Umlaufrades (2, 3; 12, 13; 22, 23; 32, 33; 53, 54; 63, 64; 72, 73, 74, 75; 86, 87; 92, 93, 94; 104, 105) wirkt, so daß - in Zusammenwirkung mit den übrigen Umlaufrädern - das Zwischenglied bei von außen unbeeinflusster Funktion resultierend die Funktion einer - in mindestens angenäherter Balance stehender - kinematischen Kette für die Übertragung einer, insbesondere streckenweise linearen, Kraftkomponente bzw. eines Kraftvektors erhält, wodurch bei gleichzeitiger Abstimmung der Radpositionen und -größen eine Neutralisation der Abwälzbewegung der Umlaufräder bewirkt ist.
5. Getriebe nach einem der Ansprüche 1 bis 4, d a d u r c h g e k e n n z e i c h n e t, daß die Anordnung und Größe der Räder so aufeinander abgestimmt ist, daß die unter veränderter Richtung im Zwischenglied übertragenen Kräfte oder Kraftkomponenten in der resultierenden in einem von 90° abweichenden, spitzen Winkel (7b) zur Schnittpunkttangente (7a; 78) zum Teilkreis des getriebenen Zentralrades (4; 14; 24; 34; 55; 66; 77; 89; 96, 106; 122) - vorzugsweise im oder in der Nähe des von der Radkette kraftausleitenden Wälzpunktes (7; 85'; 98c; 110) - auf die Zahnflanken des getriebenen Zentralrades (4; 14; 24; 34; 55; 66; 77; 89; 96; 106; 122) gerichtet sind.
6. Getriebe nach einem der Ansprüche 1 bis 5, d a d u r c h g e k e n n z e i c h n e t, daß die Druck- oder Zugkräfte zu wenigstens einem der Nachbarräder jeweils über einen die Radachsen verbindenden, separaten Steg

Ersatzblatt



(27, 30; 40; 68; 111) verlaufen.

7. Getriebe nach einem der Ansprüche 1 bis 6, d a d u r c h g e k e n n z e i c h n e t, daß die Umlaufradkette des Zwischengliedes in mindestens zwei Radgruppen (92, 93 und 94) aufgeteilt ist, von denen wenigstens eine (92, 93) auf einem separaten, gegen die Position der anderen Radgruppe (94) beweglichen, vorzugsweise um die Getriebezentralachse (90) drehbaren Steg (95) gelagert ist, wobei eine Radgruppe auch aus einem Umlaufrad (94) - insbesondere einem Endrad der Radkette - bestehen kann.
8. Getriebe nach einem der Ansprüche 1 bis 7, d a d u r c h g e k e n n z e i c h n e t, daß die versetzbare Anordnung mindestens eines Umlaufrades (22, 23; 32, 33; 63, 64; 104, 105) dadurch erzielt wird, daß das Umlaufrad auf einem separaten Hilfssteg (27, 30; 38, 40; 67, 68; 111, 112) gelagert ist, dessen Umlauf- bzw. Drehachse auf dem Hauptplanetenträger für die Radkette, insbesondere im Mittelpunkt eines benachbarten Zahnrades, oder auf der Getriebezentralachse liegt.
9. Getriebe nach einem der Ansprüche 1 bis 8, d a d u r c h g e k e n n z e i c h n e t, daß die druck- bzw. zugbelastete Anlage des Umlaufrades (63, 64; 94) wenigstens teilweise durch Federn (65; 100) oder andere Spannmittel sichergestellt ist.
10. Getriebe nach einem der Ansprüche 1 bis 9, d a d u r c h g e k e n n z e i c h n e t, daß die Berührung unter Druckbelastung über feste, neben der Verzahnung vorgesehene, angenähert in der Teilkreisebene der Verzahnung liegende Zylinderflächen oder durch koaxiale, neben der Verzahnung angebrachte, drehbare Körper mit kreisförmiger Außenkontur, beispielsweise wälzgelagert, erfolgt.

- 33 -

11. Getriebe nach einem der Ansprüche 1 bis 10, d a d u r c h g e k e n n z e i c h n e t, daß eines der Zahnräder der Radkette des Zwischengliedes direkt - z.B. über eine Gelenkwelle - oder indirekt über vorgeschaltete Räder von der treibenden Welle angetrieben ist.
12. Getriebe nach einem der Ansprüche 1 bis 11, d a d u r c h g e k e n n z e i c h n e t, daß eine Radkette von zwei, vier oder mehr Zahnrädern (2, 3; 12, 13; 53, 54; 63, 64; 72, 73, 74, 75; 103, 104, 105; 131, 132, 133) zwischen einem zentralen, außenverzahnten Sonnenrad (1; 15; 51; 61; 71; 102; 138) und einem zentralen, innenverzahnten Hohlrad (4; 14; 55; 66; 77; 106; 143) angeordnet ist.
13. Getriebe nach einem der Ansprüche 1 bis 12, d a d u r c h g e k e n n z e i c h n e t, daß mindestens ein Umlaufrad (12; 33; 54; 63, 64; 73; 93; 104) als Stufenrad mit zwei koaxialen, fest verbundenen Zahnkränzen (12a, 12b; 33a, 33b; 73a, 73b; 93a, 93b) mit verschiedenen Durchmessern ausgelegt ist, wobei der krafteinleitende Wälzpunkt (12c; 98a; 108) auf dem einen und der kraftausleitende Wälzpunkt (12d; 98b; 108a) auf dem anderen, vorzugsweise größeren, Zahnkranz liegt.
14. Getriebe nach einem der Ansprüche 1 bis 13, d a d u r c h g e k e n n z e i c h n e t, daß zwischen einem treibenden, als Außenzahnrad ausgebildeten, zentralen Sonnenrad (71) und einem getriebenen, als Innenzahnrad (Hohlrad) ausgebildeten, ebenfalls zentral gelagerten Sonnenrad (77) eine Radkette von vier hintereinander geschalteten, miteinander kämmenden Umlaufrädern (72, 73, 74, 75) derart angeordnet ist, daß wenigstens ein Umlaufrad (72, 75), vorzugsweise das äußere und/oder das innere Endrad der Radkette, sich in Bezug auf die mit ihm kämmen-

den Nachbarräder (73, 74), vorzugsweise ohne zentrale Lagerung auf dem Hauptplanetenträger, in einer Berührungsposition unter Anlagedruck befindet, während die übrigen Umlaufräder (73, 74) mit ihren Achsen auf einem um die Zentralwelle (70) umlaufenden Planetenträger (76) gelagert sind.

15. Getriebe nach Anspruch 14, d a d u r c h g e k e n n z e i c h n e t , daß mindestens ein Umlaufrad der Radkette, vorzugsweise das dem Endrad (75) vorgeschaltete Umlaufrad (74), so angeordnet ist, daß es das zentrale treibende Sonnenrad (71) in axialer Projektion gesehen überlappt.
16. Getriebe nach einem der Ansprüche 1 bis 13 , d a d u r c h g e k e n n z e i c h n e t , daß in einem als treibendes oder getriebenes Glied ausgelegten Hohlrad (106) eine Radkette von drei hintereinander geschalteten, miteinander kummenden Planetenrädern (103, 104, 105) so angeordnet ist, daß ein mit seiner Stirnfläche die Hauptachse (101) des Getriebes überschneidendes Doppel-Hauptplanetenrad (103) einerseits mit einem größeren Zahnkranz (103b) über dem zugehörigen Wälzpunkt (107) und andererseits durch einen zweiten Kraftfluß über den kleineren Zahnkranz (103a) und ein Zwischenplanetenrad (104) sowie diesem nachgeschalteten weiteren Planetenrad (105) über die zugehörigen Wälzpunkte (108, 108a, 110) mit dem Hohlrad (106) drehmomentflüssig verbunden ist, wobei entweder das Zwischenplanetenrad (104) oder das weitere Hilfsplanetenrad als koaxiales Doppelrad (104) mit der gleichen Teilkreisdiffereenz der Zahnkränze wie die Teilkreisdiffereenz der koaxialen Zahnkränze (103a, 103b) des Hauptplanetenrades (103) ausgebildet ist.

17. Getriebe nach Anspruch 16, d a d u r c h g e k e n n - z e i c h n e t , daß das Hauptplanetenrad (103) entweder über seine Achse durch einen auf der Zentralwelle (101) drehenden Exzenter (Kurbel 109) oder mittels eines auf der Zentralachse (101) gelagerten oder befestigten Zahnrades (102) angetrieben ist.
18. Getriebe nach einem der Ansprüche 1 - 17, d a d u r c h g e k e n n z e i c h n e t , daß das Getriebe (130) das Steuergetriebe für das Reaktionsglied (116) eines konventionellen Planetengetriebes (120) bildet.
19. Getriebe nach Anspruch 18, d a d u r c h g e k e n n - z e i c h n e t , daß das treibende Glied (121) des Getriebes (130) mit dem Reaktionsglied (106) des konventionellen Planetengetriebes (120) verbunden und das getriebene Glied (120) des Getriebes (130) gehäusefest verankert ist, während das Zwischenglied (124) des Getriebes (130) durch eine geeignete Vorrichtung in der Drehzahl steuerbar ist.
20. Getriebe nach einem der Ansprüche 1 - 19, d a d u r c h g e k e n n z e i c h n e t , daß das treibende Glied als getriebenes und das getriebene Glied als antreibendes einsetzbar ist, während die Steuerbewegungsrichtung unverändert bleibt.
21. Getriebe nach einem der Ansprüche 1 - 20, d a d u r c h g e k e n n z e i c h n e t , daß wenigstens ein Umlaufgrad (53, 53a) symmetrisch in Doppelanordnung derart vorgesehen ist, daß sich das Getriebe wahlweise in der einen oder in der anderen Umlaufrichtung betreiben läßt.

- 36 -

22. Getriebe nach einem der Ansprüche 1 bis 21, d a d u r c h g e k e n n z e i c h n e t, daß zwischen mindestens einem Umlaufrad (132) und einem Nachbarrad (133) zu diesem ein - vorzugsweise sich gegen die Zentralachse (136) zusätzlich drehbar abstützender - Zahnring (131) mit Innen- und Außenverzahnung derart zwischengeschaltet ist, daß das Umlaufrad (132) mit dem einen Zahnkranz und das Nachbarrad mit dem anderen Zahnkranz desselben kämmt.
23. Getriebe nach Anspruch 21, d a d u r c h g e k e n n z e i c h n e t, daß der Zahnring (131) mindestens einen weiteren Abstützpunkt - vorzugsweise an einem der übrigen Zahnräder des Getriebes oder an steggelagerten Stützrollen (145) - aufweist.

Ersatzblatt



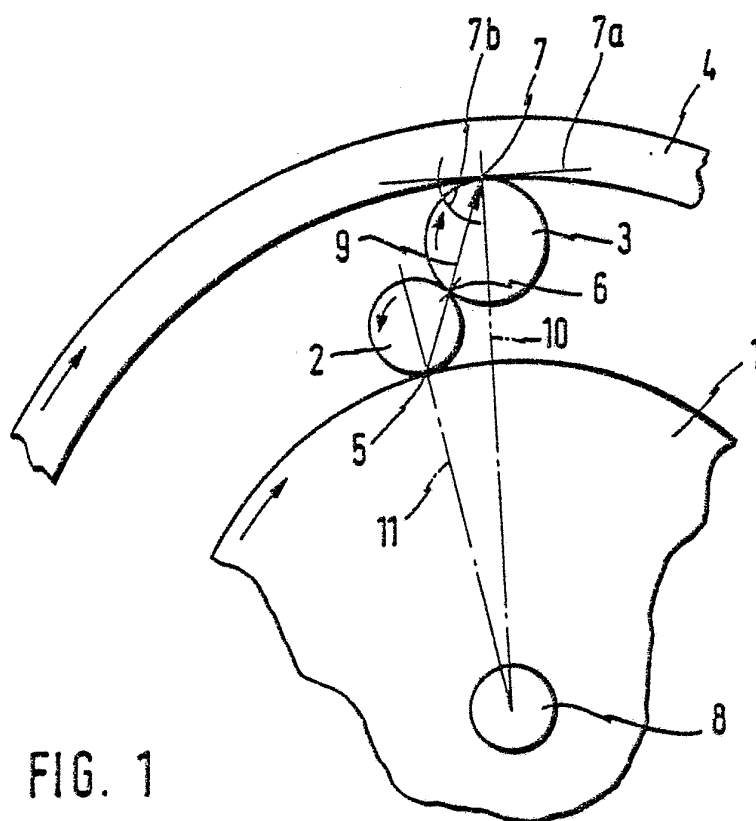


FIG. 1

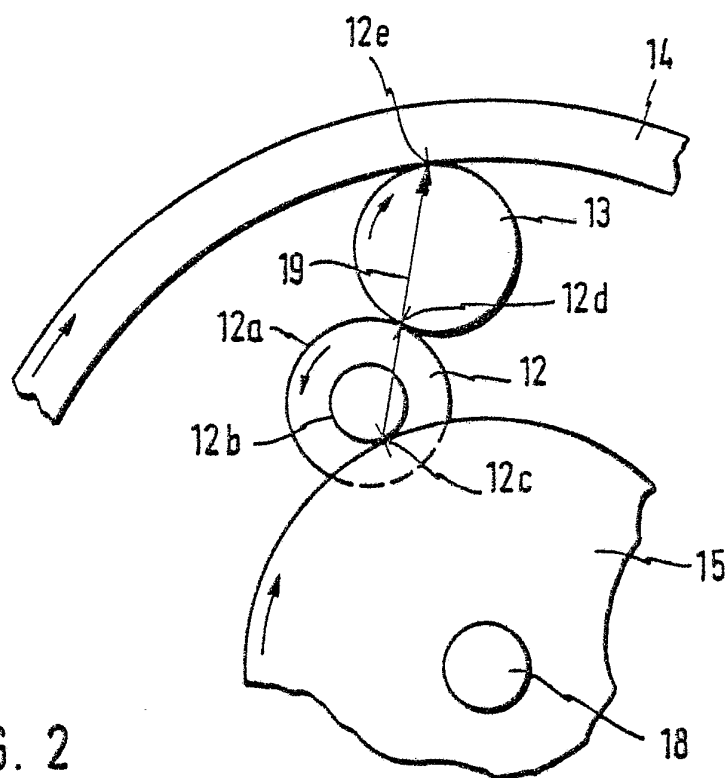


FIG. 2

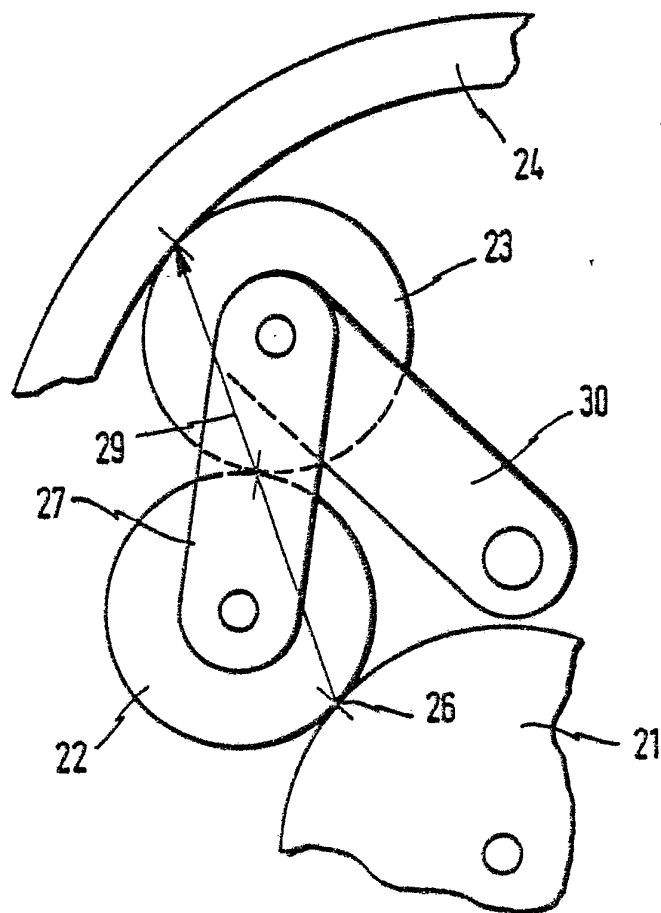


FIG. 3

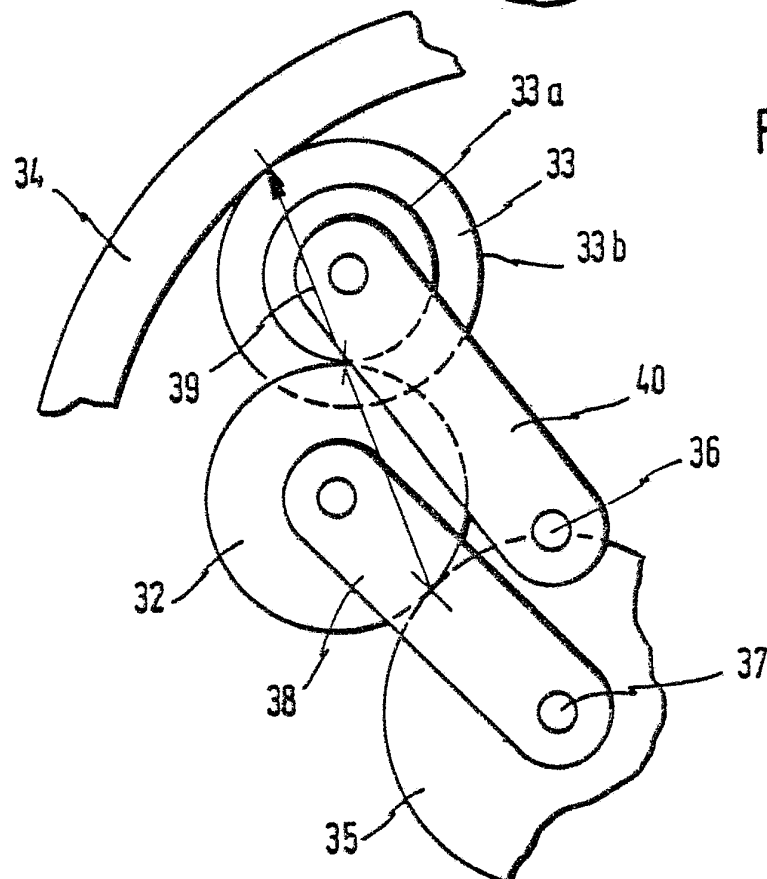


FIG. 4

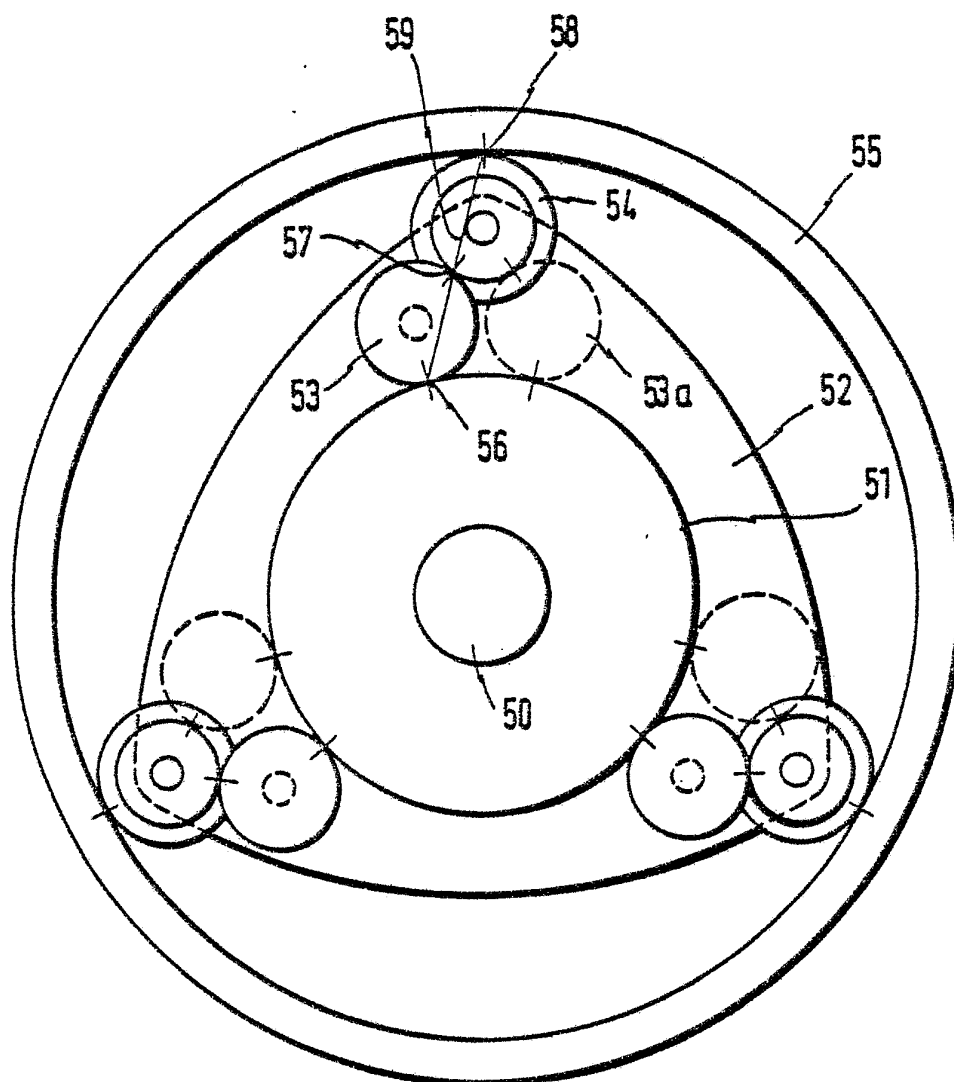


FIG. 5

FIG. 6

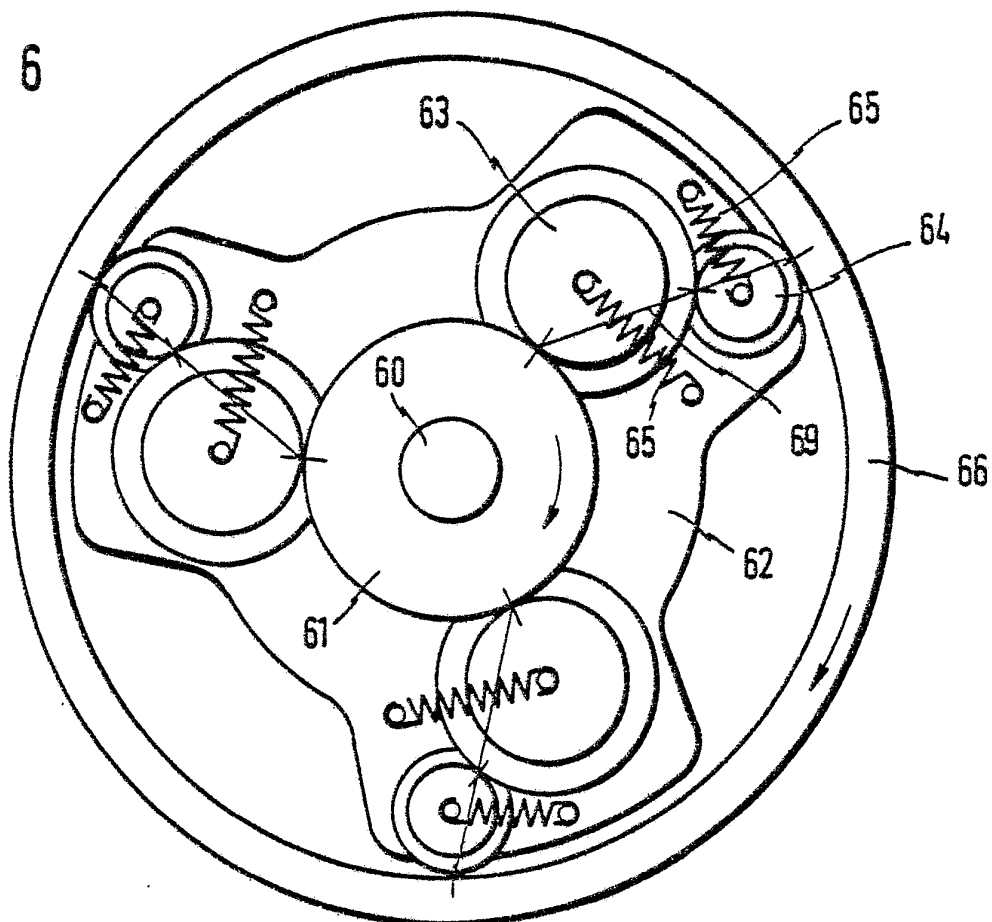
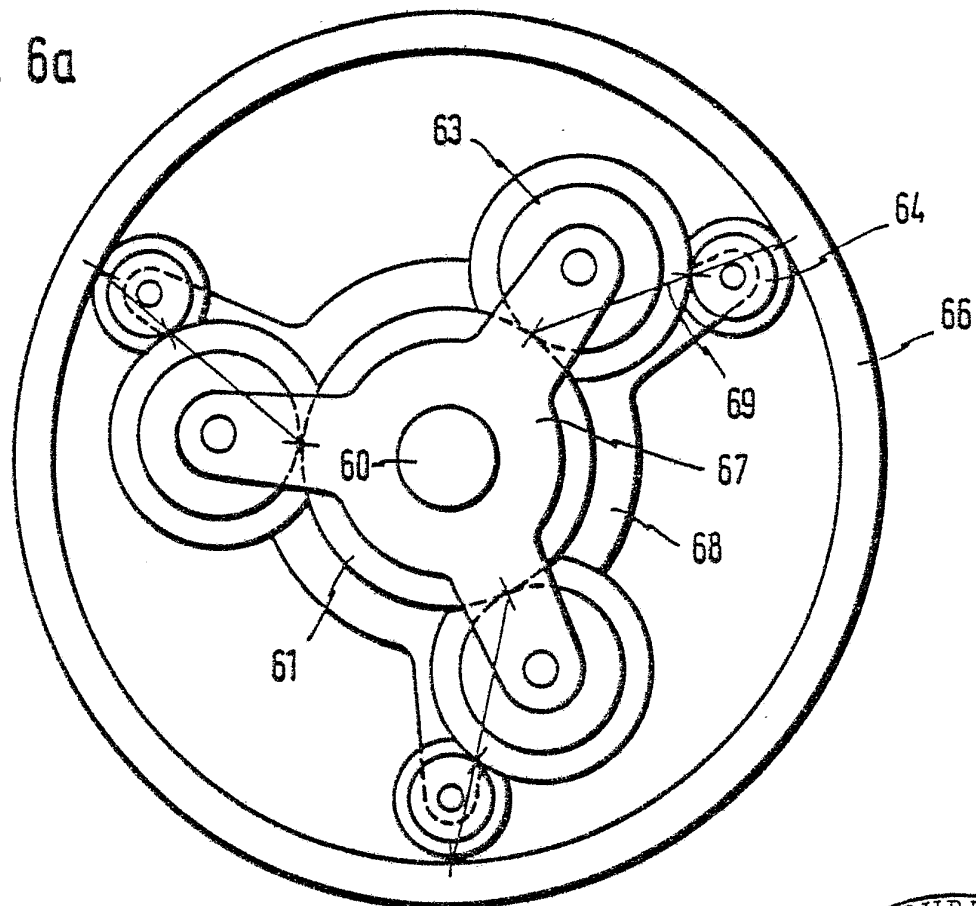


FIG. 6a



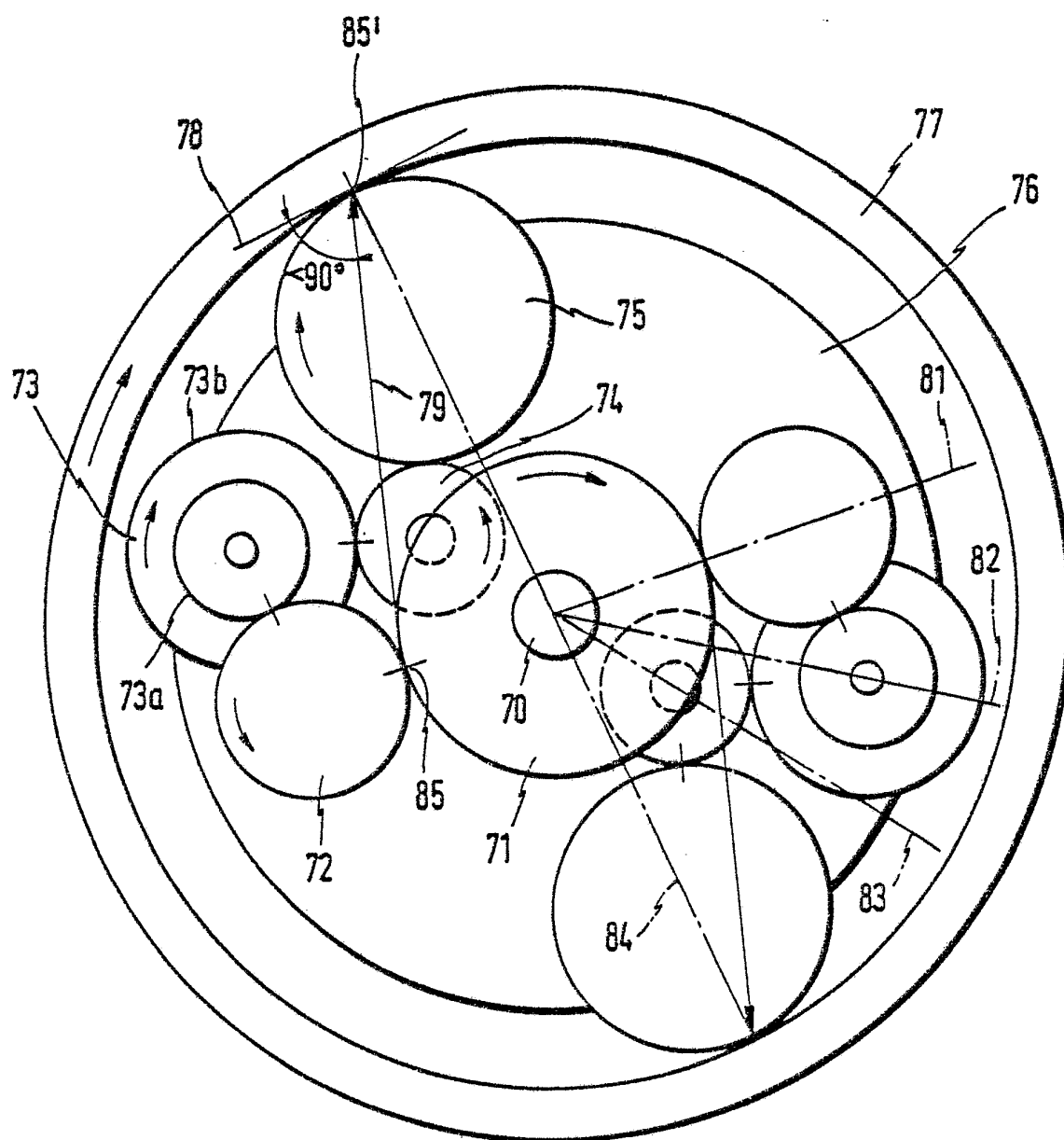


FIG. 7

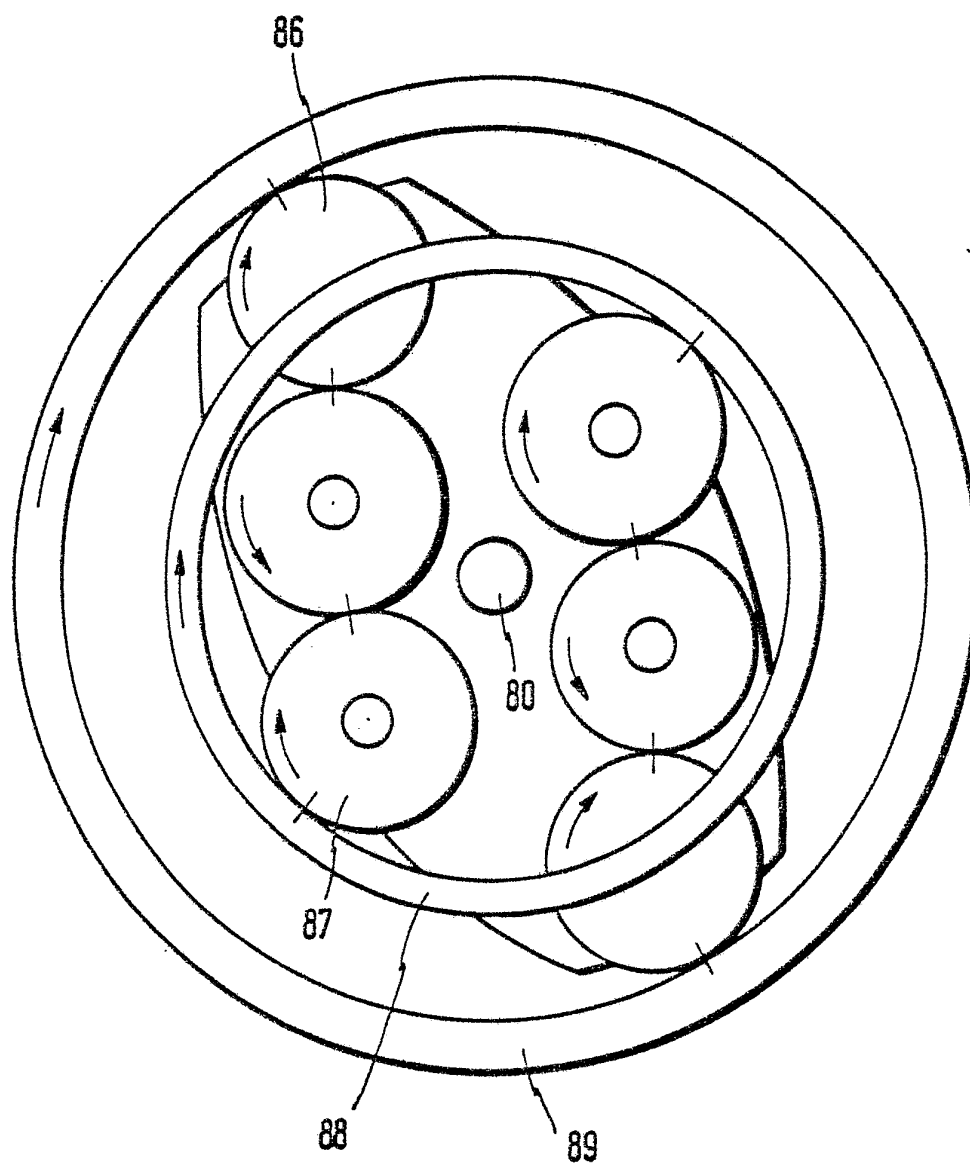


FIG. 8

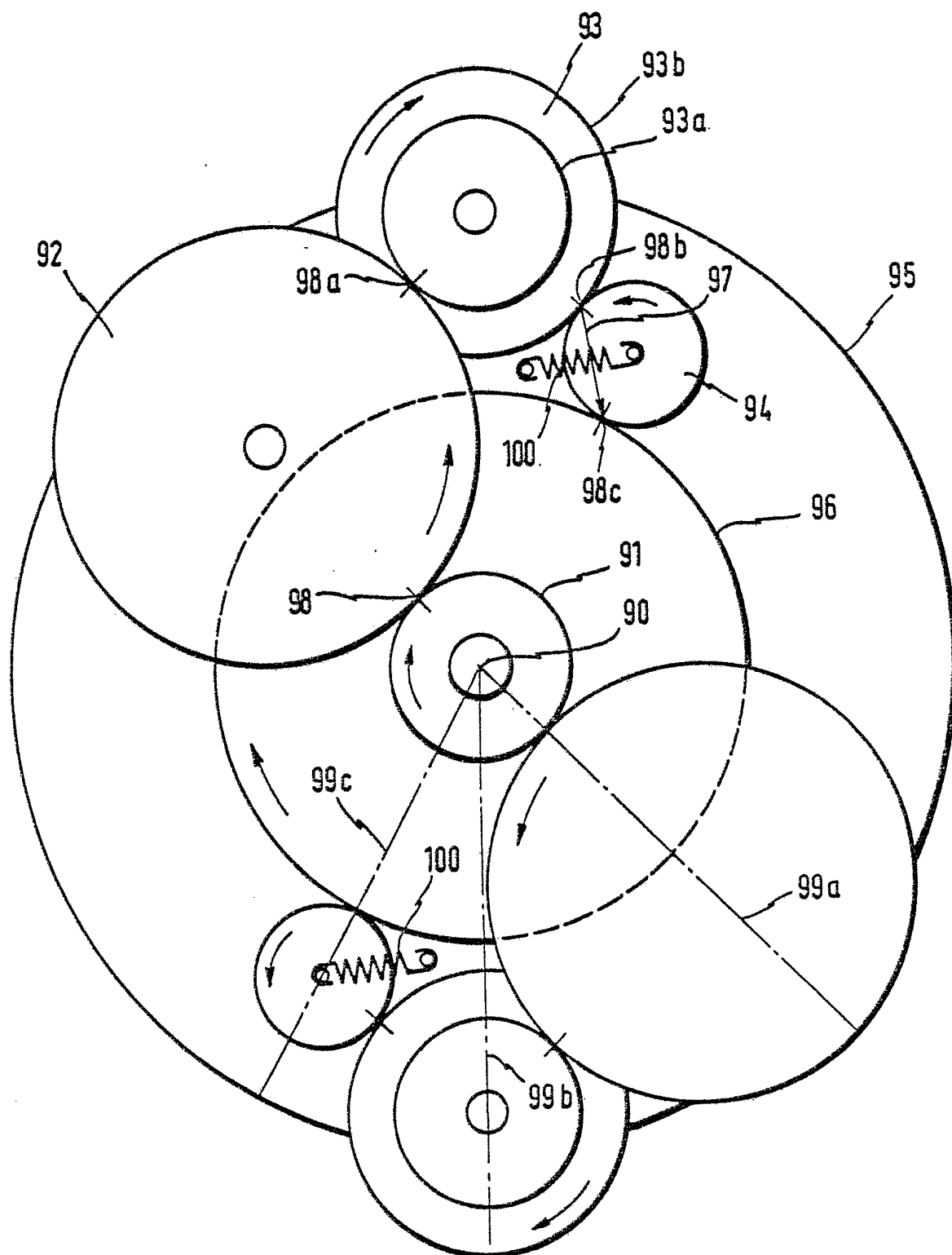


FIG. 9

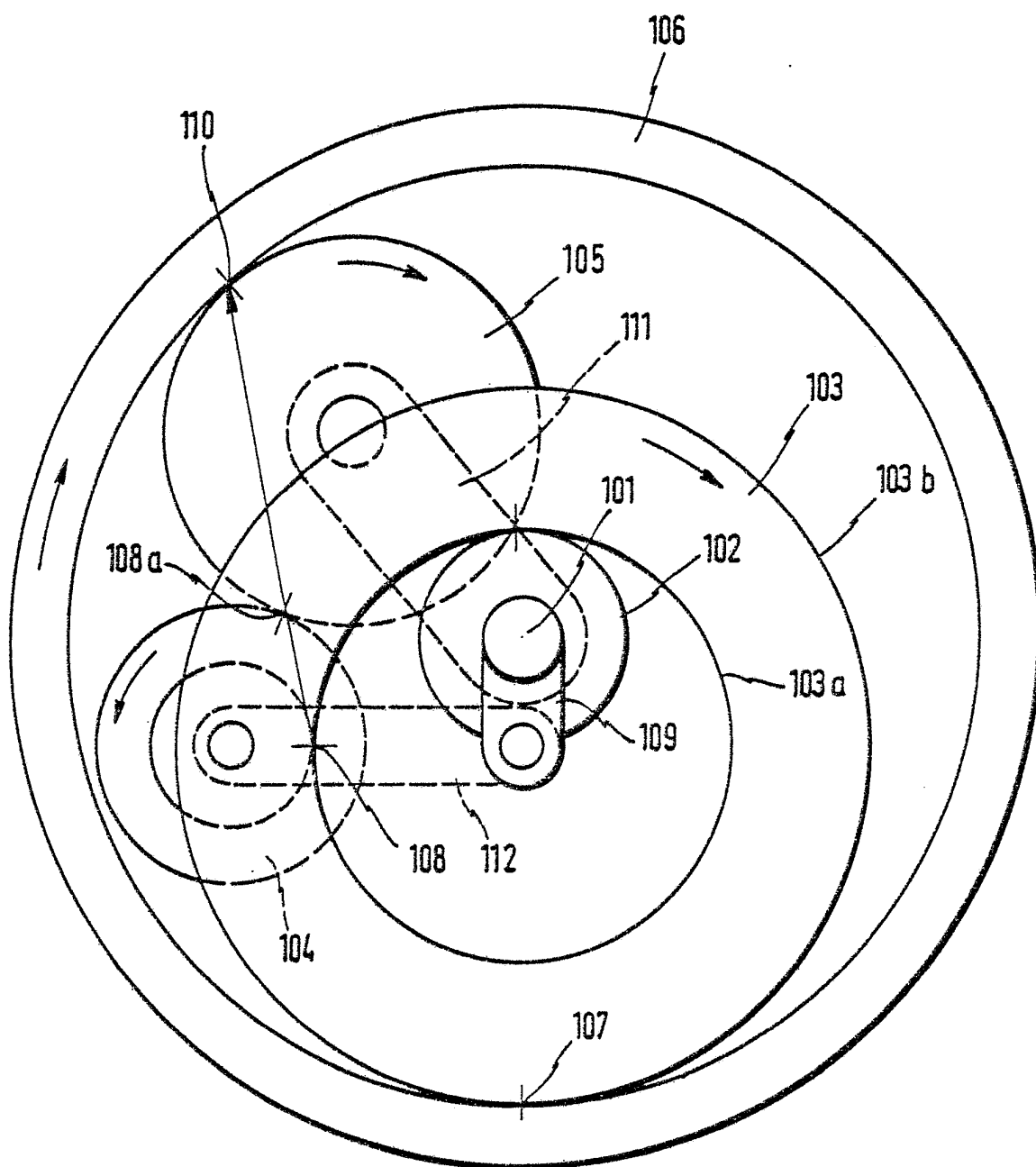


FIG. 10

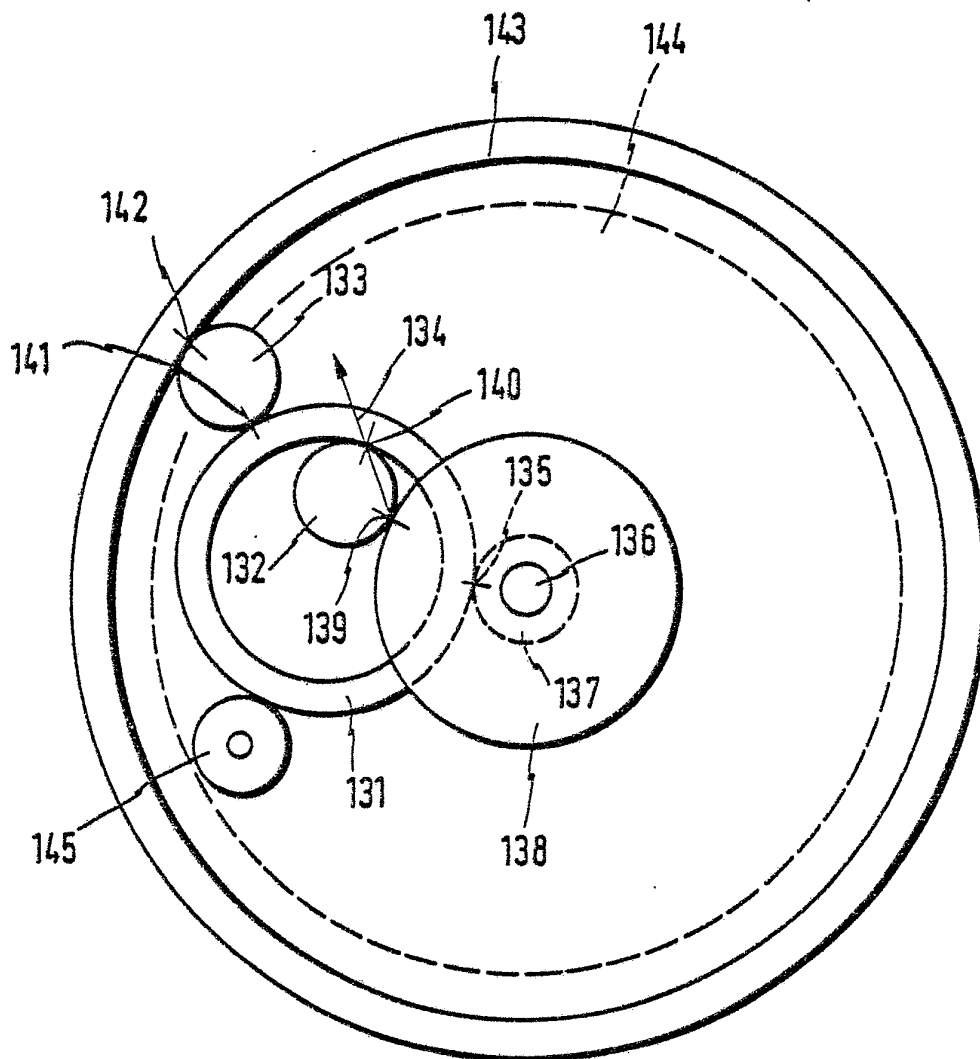


FIG. 11

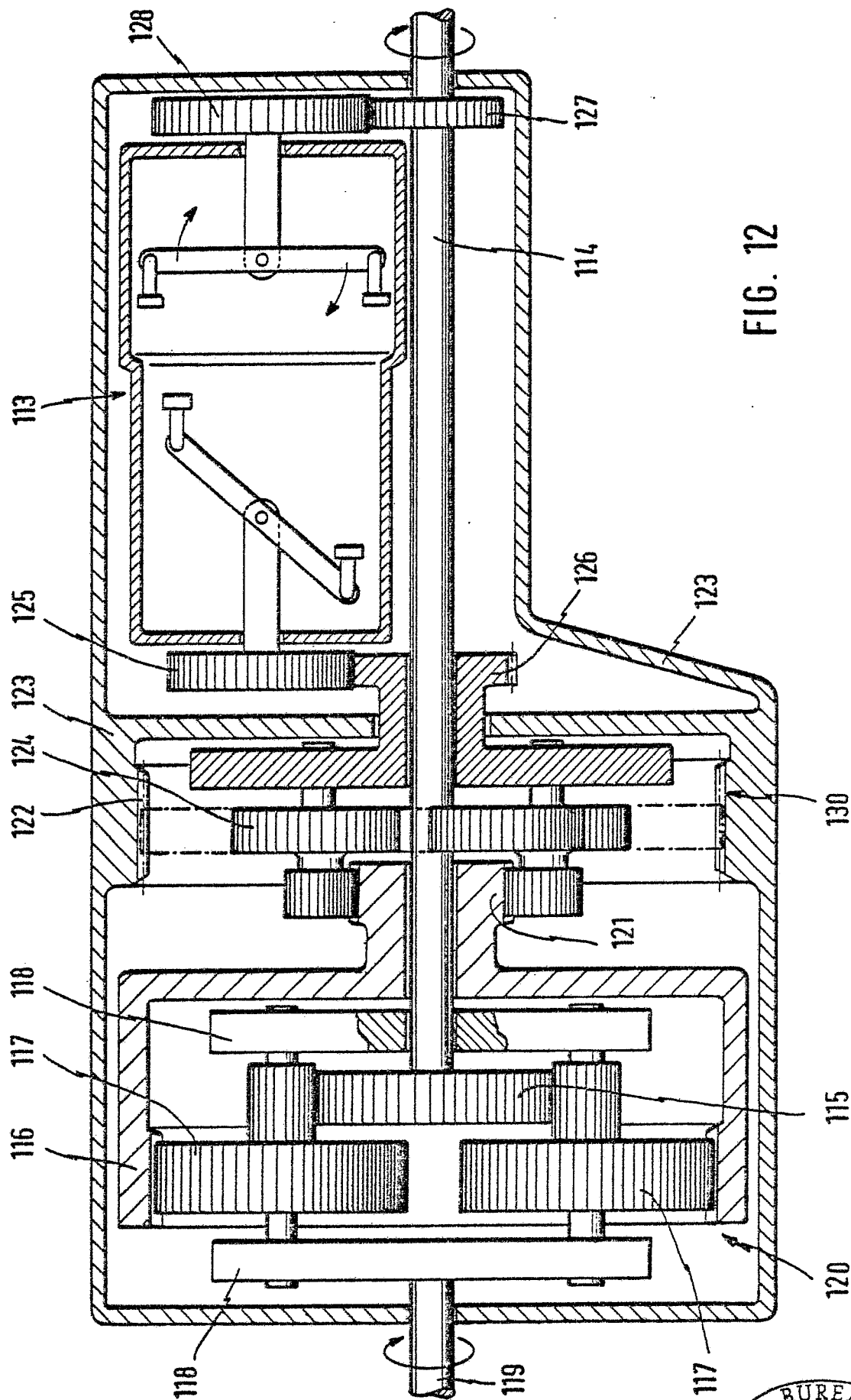


FIG. 12

INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International Application No PCT/DE 83/00147

I. CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER (if several classification symbols apply, indicate all) ³		
According to International Patent Classification (IPC) or to both National Classification and IPC		
IPC. ³ : F 16 H 3/72		
II. FIELDS SEARCHED		
Minimum Documentation Searched ⁴		
Classification System	Classification Symbols	
IPC. ³ :	F 16 H	
Documentation Searched other than Minimum Documentation to the Extent that such Documents are Included in the Fields Searched ⁵		
III. DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT ¹⁴		
Category *	Citation of Document, ¹⁶ with indication, where appropriate, of the relevant passages ¹⁷	Relevant to Claim No. ¹³
A	FR, A, 996223 (G. GARRIAGE) 19 August 1949, see the whole document	1
A	FR, A, 1176227 (G. DESVIGNES) 27 May 1957, see page 2, column 1, lines 38-45	1
A	CH, A, 356329 (E. NUSSBAUMER) 01 August 1957, see dependent claim 2	1
A	FR, A, 802280 (C. DE LA BARRE) 06 June 1939	

<div style="display: flex; justify-content: space-between;"> <div style="width: 45%;"> <p>* Special categories of cited documents: ¹⁵</p> <p>"A" document defining the general state of the art which is not considered to be of particular relevance</p> <p>"E" earlier document but published on or after the international filing date</p> <p>"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)</p> <p>"O" document referring to an oral disclosure, use, exhibition or other means</p> <p>"P" document published prior to the international filing date but later than the priority date claimed</p> </div> <div style="width: 45%;"> <p>"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</p> <p>"X" document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered novel or cannot be considered to involve an inventive step</p> <p>"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.</p> <p>"&" document member of the same patent family</p> </div> </div>		
IV. CERTIFICATION		
Date of the Actual Completion of the International Search ²		Date of Mailing of this International Search Report ²
02 December 1983 (02.12.83)		04 January 1984 (04.01.84)
International Searching Authority ¹		Signature of Authorized Officer ²⁰
European Patent Office		

ANNEX TO THE INTERNATIONAL SEARCH REPORT ON

INTERNATIONAL APPLICATION NO. PCT/DE 83/00147 (SA 5669)

This Annex lists the patent family members relating to the patent documents cited in the above-mentioned international search report. The members are as contained in the European Patent Office EDP file on 22/12/83

The European Patent Office is in no way liable for these particulars which are merely given for the purpose of information.

Patent document cited in search report	Publication date	Patent family member(s)	Publication date
FR-A- 996223		None	
FR-A- 1176227		None	
CH-A- 356329		None	
FR-A- 802280		None	

For more details about this annex :
see Official Journal of the European Patent Office, No. 12/82



INTERNATIONALER RECHERCHENBERICHT

Internationales Aktenzeichen PCT/DE 83/00147

I. KLASSIFIKATION DES ANMELDUNGSGEGENSTANDS (bei mehreren Klassifikationssymbolen sind alle anzugeben) ³		
Nach der Internationalen Patentklassifikation (IPC) oder nach der nationalen Klassifikation und der IPC		
Int.Kl. ³ : F 16 H 3/72		
II. RECHERCHIERTE SACHGEBIETE		
Recherchierter Mindestprüfstoff ⁴		
Klassifikationssystem	Klassifikationssymbole	
Int.Kl. ³	F 16 H	
Recherchierte nicht zum Mindestprüfstoff gehorende Veröffentlichungen, soweit diese unter die recherchierten Sachgebiete fallen ⁵		
III. EINSCHLAGIGE VERÖFFENTLICHUNGEN ⁶		
Art ⁷	Kennzeichnung der Veröffentlichung, soweit erforderlich unter Angabe der Maßgeblichen Teile ⁷	Betr. Anspruch Nr. ⁸
A	FR, A, 996223 (G. GARRIAGE) 19. August 1949, siehe das ganze Dokument --	1
A	FR, A, 1176227 (G. DESVIGNES) 27. Mai 1957, siehe Seite 2, Spalte 1, Zeilen 38-45 --	1
A	CH, A, 356329 (E. NUSSBAUMER) 1. August 1957, siehe Unteranspruch 2 --	1
A	FR, A, 802280 (C. DE LA BARRE) 6. Juni 1939 -----	
<div style="display: flex; justify-content: space-between;"> <div style="width: 48%;"> <p>¹ Besondere Kategorien von angegebenen Veröffentlichungen¹⁵:</p> <p>"A" Veröffentlichung, die den allgemeinen Stand der Technik definiert, aber nicht als besonders bedeutsam anzusehen ist</p> <p>"E" älteres Dokument, das jedoch erst am oder nach dem internationalen Anmeldedatum veröffentlicht worden ist</p> <p>"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)</p> <p>"O" Veröffentlichung, die sich auf eine mündliche Offenbarung, eine Benutzung, eine Ausstellung oder andere Maßnahmen bezieht</p> <p>"P" Veröffentlichung, die vor dem internationalen Anmeldedatum, aber nach dem beanspruchten Prioritätsdatum veröffentlicht worden ist</p> </div> <div style="width: 48%;"> <p>"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</p> <p>"X" Veröffentlichung von besonderer Bedeutung, die beanspruchte Erfindung kann nicht als neu oder auf erfinderischer Tätigkeit beruhend betrachtet werden</p> <p>"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</p> <p>"&" Veröffentlichung, die Mitglied derselben Patentfamilie ist</p> </div> </div>		
IV. BESCHEINIGUNG		
Datum des Abschlusses der internationalen Recherche ¹⁶ 2. Dezember 1983		Absendedatum des internationalen Recherchenberichts ¹⁶ <div style="text-align: center; font-weight: bold; font-size: 1.2em;">04 JAN. 1984</div>
Internationale Recherchenbehörde <div style="text-align: center; font-weight: bold;">Europäisches Patentamt</div>		Unterschrift des bevollmächtigten Bediensteten ¹⁷ <div style="text-align: center;">G.L.M. KRUYDENBERG </div>

ANHANG ZUM INTERNATIONALEN RECHERCHENBERICHT ÜBER DIE

INTERNATIONALE PATENTANMELDUNG NR. PCT/DE 83/00147 (SA 5669)

In diesem Anhang sind die Mitglieder der Patentfamilien der im obengenannten internationalen Recherchenbericht angeführten Patentedokumente angegeben. Die Angaben über die Familienmitglieder entsprechen dem Stand der Datei des Europäischen Patentamts am 22/12/83

Diese Angaben dienen nur zur Unterrichtung und erfolgen ohne Gewähr.

Im Recherchenbericht angeführtes Patentedokument	Datum der Veröffentlichung	Mitglied(er) der Patentfamilie	Datum der Veröffentlichung
FR-A- 996223		Keine	
FR-A- 1176227		Keine	
CH-A- 356329		Keine	
FR-A- 802280		Keine	

Für nähere Einzelheiten zu diesem Anhang :
siehe Amtsblatt des Europäischen Patentamts, Nr. 12/82

