

(12) Ausschließungspatent

(11) DD 283 669 A5



Erteilt gemäß § 17 Absatz 1 Patentgesetz der DDR vom 27.10.1983 in Übereinstimmung mit den entsprechenden Festlegungen im Einigungsvertrag

5(51) F 16 H 13/04
F 16 H 15/40

DEUTSCHES PATENTAMT

In der vom Anmelder eingereichten Fassung veröffentlicht

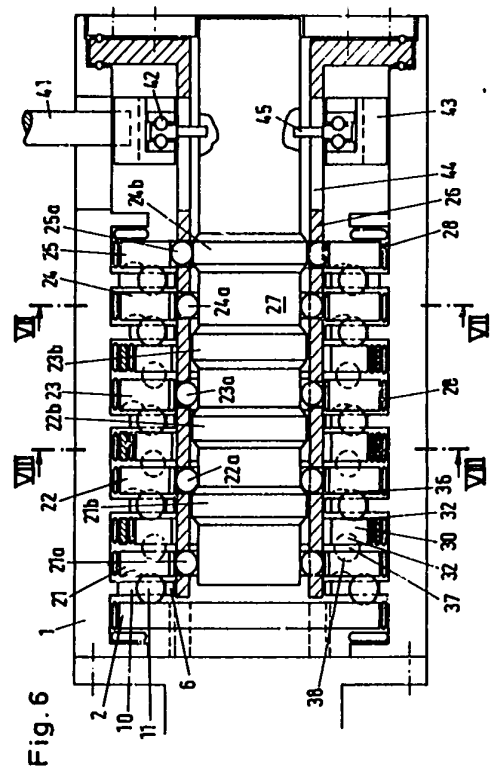
(21)	DDF 16 H / 322 030 1	(22)	21.11.88	(44)	17.10.90
(31)	P3739204.2 P3801930.2	(32)	19.11.87 23.01.88	(33)	DE

- (71) siehe (73)
- (72) Bollmann, Dieter, DE
- (73) Bollmann Hydraulik GmbH, Mörfelden-Walldorf, DE
- (74) Internationales Patentbüro Berlin, Wallstraße 23/24, Berlin, 1020, DD

(54) Getriebe

(55) Getriebe; flächiges Antriebsteil; Abtriebsteil; Drehachse; Führungsnut; Stirnfläche; Kugel; gehäusefester Flansch; exzentrische Auslenkung; Kugelführungsnut; Langlochführungen; Kugelkäfige; Nockenschieber; Nockenwülste; Axialverschiebung

(57) Getriebe aus einem flächigen Antriebsteil und einem Abtriebsteil, bei dem das Antriebsteil mit einer kreisrunden exzentrisch zur Drehachse verlaufenden Führungsnut und das Abtriebsteil auf der dem Antriebsteil zugewendeten Stirnfläche mit einer endlosen Führungsnut aus auf die Drehachse zentrierten Abschnitten zur Führung der Kraftübertragung dienenden Kugeln versehen und zwischen dem Abtriebsteil und dem Antriebsteil ein gehäusefester Flansch vorgesehen ist, der mit einer beliebigen Anzahl radialer, die exzentrische Auslenkung der Kugelführungsnut des Antriebsteils überdeckenden Langlochführungen versehen, mit deren Hilfe die Kugeln gegen Drehung um die Drehachse des Getriebes gesichert sind. Bei Mehrganggetrieben ist eine der Zahl der Gänge entsprechende Zahl von Abtriebsscheiben vorgesehen, die von einer Hohlwelle durchragt werden, die Kugelkäfige zur Aufnahme von jeweils in das zugeordnete Abtriebsteil ausrückbaren Kugeln enthält und in der ein Nockenschieber mit Nockenwülsten geführt ist, durch dessen Axialverschiebung jeweils eine Abtriebsscheibe mit der Hohlwelle drehfest verbunden wird. Fig. 6



Patentansprüche:

1. Getriebe, bestehend aus einem Antriebsteil und einem Abtriebsteil, die in einem Gehäuse um jeweils eine Mittelachse drehbar gelagert sind, **dadurch gekennzeichnet**, daß das Antriebsteil mit einer umlaufenden Nut und das Abtriebsteil mit einer ebenfalls endlosen, winkelig zur Nut des Abtriebsteils verlaufenden Nut versehen ist, in denen der Kraftübertragung dienende Kugeln (11; 78; 85) kalottenartig derartig geführt sind, daß sie eine von dem Drehwinkel des Abtriebsteils abweichende Drehung ausführen.
2. Getriebe nach Anspruch 1, **dadurch gekennzeichnet**, daß zur Bildung eines Getriebes mit zueinander fluchtenden Antriebs- bzw. Abtriebsachsen das Antriebsteil und das Abtriebsteil von jeweils einer Scheibe gebildet sind, von denen die Antriebsscheibe (2) mit einer kreisrunden exzentrisch zur Drehachse verlaufenden exzentrischen Kugelführungsnut (9) und die Abtriebscheibe (3) auf der der Antriebsscheibe (2) zugewendeten Stirnfläche mit einer endlosen Führungsnut aus auf die Drehachse zentrierten Kurvenabschnitten zur Führung der der Kraftübertragung dienenden Kugeln (11) versehen und zwischen der Antriebsscheibe (2) und der Abtriebscheibe (3) ein gehäusefester Flansch (6) vorgesehen ist, der mit einer beliebigen Anzahl radialer, die exzentrische Auslenkung der exzentrischen Führungskugelnut (9) des Antriebsteils überdeckenden Langlochführungen (10) versehen ist, mit deren Hilfe die Kugeln (11) gegen Drehung um die Drehachse des Getriebes gesichert sind.
3. Getriebe nach Anspruch 1, **dadurch gekennzeichnet**, daß zur Bildung eines Getriebes mit zueinander fluchtenden Antriebs- bzw. Abtriebsachsen das Antriebsteil von einer Welle (81) und das Abtriebsteil von einer die Welle umfassenden Hülse (83) bzw. umgekehrt das Antriebsteil von einer Welle (81 a) und das Abtriebsteil von einer die Welle (81 a) umgebenden Hülse (83 a), wobei das Antriebsteil auf der dem Abtriebsteil zugewendeten Fläche mit einer endlosen, sich schräg über ihren Umfang erstreckenden Führungsnut (82) und das Abtriebsteil mit einer endlosen Führungsnut (84) aus Kurvenabschnitten zur Führung der der Kraftübertragung dienenden Kugeln (85) versehen und zwischen der Hülse (83) und der Welle (81) eine gehäusefeste Hülse vorgesehen ist, die mit einer beliebigen Anzahl achsparalleler, die axiale Hubhöhe der Kugelführungsnut der Hülse (83) überdeckenden Langlochführungen versehen ist, mit deren Hilfe die Kugeln (85) gegen Drehung um die Drehachse des Getriebes gesichert sind.
4. Getriebe nach Anspruch 2 oder 3, **dadurch gekennzeichnet**, daß die Führungsnut des Abtriebsteils von einer Wellennut gebildet ist, die einen sich mit der Länge der radialen Langlochführungen deckenden Ausschlag (Wellenhöhe) sowie eine von der Zahl der kugelführenden Langlochführungen abweichende Zahl von Wellungen aufweist.
5. Getriebe nach Anspruch 2, **dadurch gekennzeichnet**, daß die Führungsnut des Abtriebsteils von einer Polygonnut aus drei auf die Drehachse zentrierten Kreisabschnitten (15 a; 15 b; 15 c) oder von einer elliptischen Nut gebildet ist.
6. Getriebe nach einem der Ansprüche 2 bis 5, **dadurch gekennzeichnet**, daß die exzentrische Kugelführungsnut (9) für die Kugeln (11) in einem Ausgleichsring (16) angeordnet ist, der in der Antriebsscheibe (2) auf einem Kugellager, vorzugsweise einem den Ausgleichsring (16) in axialer Richtung abstützenden Kugellager gelagert ist.
7. Getriebe nach Anspruch 6, **dadurch gekennzeichnet**, daß die in dem Ausgleichsring (16) angeordnete Nut als Wellennut ausgebildet ist, deren Wellen eine der Höhe der Wellennut des Abtriebsteils entsprechende Höhe (Amplitude) und eine sich von ihr unterscheidende Zahl (Teilung) aufweist.
8. Getriebe nach einem der Ansprüche 4 bis 7, **dadurch gekennzeichnet**, daß in kinematischer Umkehrung die mit der Wellennut (92) im Ausgleichsring (91) des Antriebsteils zusammenwirkende Wellennut in einem gehäusefesten Flansch (93) und der die Langlochführungen (10) enthaltende, zwischen dem Ausgleichsring (91) und dem gehäusefesten Flansch (93) einragende Flansch (6) an dem Abtriebsteil (95) angeordnet sind.
9. Getriebe nach Anspruch 7 oder 8, **dadurch gekennzeichnet**, daß die Wellungen der Wellennuten (96; 97) des Ausgleichsringes (91) und des Flansches bzw. Abtriebes eine spitz ineinander übergelende Form aufweisen, wobei entweder die eine der Wellennuten (96) konkav gewölbt und die andere Wellennut (97) konvex gewölbt oder beide Wellungen konkav gewölbt (entsprechend Wellennut 96) sind.

10. Getriebe nach einem der Ansprüche 1 bis 9, **dadurch gekennzeichnet**, daß die Antriebs- und Abtriebsteile sowie der gehäusefeste Flansch (6) mit mehreren konzentrisch ineinander bzw. parallel verlaufenden Kugelführungsnuten bzw. Wellennuten bzw. Bündeln von radialen Langlochführungen für eine entsprechende Zahl von Kugelsätzen versehen sind.
11. Getriebe nach einem der Ansprüche 1 bis 10, **dadurch gekennzeichnet**, daß zur Bildung eines Schaltgetriebes der Abtrieb von einer der Zahl der Getriebegänge entsprechende Zahl von mittels der Kugeln (11) drehfest miteinander gekoppelter Abtriebsscheiben (21; 22; 23; 24; 25) mit Wellenbahnen unterschiedlicher Wellenzahl und einer die Abtriebsscheiben durchragenden Hohlwelle (26) gebildet ist, die in den Ebenen der Abtriebsteile als Kugelkäfig zur Aufnahme jeweils eines Satzes radial in das zugeordnete Abtriebsteil ausrückbarer Kugeln (21 a; 22 a; 23 a; 24 a; 25 a) ausgebildet ist und in der als Schaltglied ein Nockenschieber (27) mit sich in gestuftem Abstand rundherum erstreckenden Nockenwülsten (21 b; 22 b; 23 b; 24 b; 25 b) geführt ist, durch dessen Axialverschiebung jeweils eine der Abtriebsscheiben (25) mit der Hohlwelle (26) derart drehfest verbunden wird, daß die Kugeln des betreffenden Kugelsatzes unter Freigabe der Kugeln aller anderen Kugelsätze von dem zugeordneten Nockenwulst (25 b) in Kugelpfannen der zugeordneten Abtriebsscheibe (25) eingerückt und in dieser Lage gehalten werden.
12. Getriebe nach Anspruch 11, **dadurch gekennzeichnet**, daß hintereinandergelegenen Abtriebsscheiben (21; 22; 23; 24) zur Erzielung einer gleichsinnigen Drehrichtung eine Reversierscheibe (30) vorgeschaltet ist.
13. Getriebe nach Anspruch 1 und 12, **dadurch gekennzeichnet**, daß die Abtriebsscheiben unter Zwischenschaltung jeweils eines gehäusefesten mit radialen Führungsschlitz für Kraftübertragungskugeln versehenen Flansches direkt drehfest miteinander gekoppelt sind, wobei die Abtriebsscheiben jeweils auf ihrer antriebsseitigen Stirnfläche eine Exzenternut und auf ihrer abtriebsseitigen Stirnfläche eine Wellennut aufweisen.
14. Getriebe nach Anspruch 11 und 12, **dadurch gekennzeichnet**, daß die Reversierscheibe (30) von einer Ringscheibe (31) mit jeweils einer konzentrischen Kugelführungsnut (32) in ihren beiden Stirnflächen gebildet ist, die einerseits mittels eines Exzenterlagers aus einer zwischen Kugelringen (33; 34) geführten Exzenter Scheibe (35) im Gehäuse (1) gelagert sowie andererseits mittels der Kugeln (11) über den ihr nachgeordneten Flansch (6) indirekt mit der auf ihrer antriebsseitigen Stirnfläche eine konzentrische Kugelführungsnut (36) aufweisenden nachgeordneten Abtriebsscheibe (22) sowie über einen weiteren Kugelsatz (37) direkt mit der vorgeschalteten, auf der abtriebsseitigen Stirnfläche mit einer exzentrischen Kugelführungsnut (38) versehenen Abtriebsscheibe (21) in kraftübertragendem Eingriff stehen.
15. Getriebe nach einem der Ansprüche 11 bis 14, **dadurch gekennzeichnet**, daß der Nockenschieber (27) als in der Hohlwelle (26) drehgelagerte Welle ausgebildet mit einem Schaltschieber (41) mittels eines Drehlagers (42) verbunden ist, das auf einer in der Hohlwelle (26) axial geführten Kulissee (43) befestigt ist.
16. Getriebe nach Anspruch 15, **dadurch gekennzeichnet**, daß die Hohlwelle (26) mit sich radial überdeckenden Langlochführungen (44) und die Kulissee (43) mit einem die Langlochführung (44) durchragenden Führungsstift (45) versehen ist.
17. Getriebe nach einem der Ansprüche 1 bis 10, **dadurch gekennzeichnet**, daß zur Bildung eines Schaltgetriebes das Antriebsteil mit mehreren sich ineinander erstreckenden exzentrischen Kugelführungsnuten (51; 52; 53) und der Flansch (54) mit einer entsprechenden Zahl von mit den Kugelführungsnuten (51; 52; 53) korrespondierenden Radialschlitz (55; 56; 57) zur Führung jeweils eines Kugelsatzes (58; 59; 60) versehen sind, die jeder mit einer von den anderen unabhängig drehbaren Abtriebsscheibe (61; 62; 63) in Eingriff stehen.
18. Getriebe nach Anspruch 17, **dadurch gekennzeichnet**, daß die Antriebsscheibe (50) analog zu den Abtriebsteilen geteilt ist und die Antriebsteile mit dem Motor über einen elektromagnetisch gesteuerten Nockenschieber verbunden sind.
19. Getriebe nach Anspruch 1, **dadurch gekennzeichnet**, daß zur Bildung eines Winkeltriebes das Abtriebsteil aus einem mindestens einen drehgelagerten Abtriebszapfen (72) aufweisenden sowie mit mindestens einer endlosen Kugelführungsnut (73) versehenen Kugelkopf (75) und das Antriebsteil von einer Ringscheibe gebildet ist, deren Innenöffnung der Kontur der Kugelfläche entspricht und Kugelpfannen zur Aufnahme mindestens einer in der Kugelführungsnut (73) des Kugelkopfes (75) geführten Kugel aufweist.
20. Getriebe nach Anspruch 19, **dadurch gekennzeichnet**, daß sich die Kugelführungsnut (73) konzentrisch um den Mittelpunkt des Kugelkopfes (75) erstreckt.

21. Getriebe nach Anspruch 19, **dadurch gekennzeichnet**, daß sich mehrere sich in zwei gemeinsamen Kreuzungspunkten schneidende Kugelführungsnuten (73; 74) konzentrisch um den Mittelpunkt des Kugelpfandes (75) erstrecken und in dem Antriebsteil eine entsprechende Zahl von Kugeln (78) geführt sind.
22. Getriebe nach Anspruch 21, **dadurch gekennzeichnet**, daß ein weiteres mit dem ersten Antriebsteil drehfest gekoppeltes Antriebsteil vorgesehen ist, in dem weitere mit jeweils einer der beiden Kugelführungsnuten (73; 73a) in kraftübertragendem Eingriff stehende Kugeln (78) gelagert sind.
23. Getriebe nach Anspruch 21, **dadurch gekennzeichnet**, daß sich die endlose Kugelführungsnut exzentrisch in der Oberfläche des Kugelpfandes erstreckt.

Hierzu 11 Seiten Zeichnungen

Anwendungsgebiet der Erfindung

Die Erfindung betrifft ein Getriebe, bestehend aus einem Antriebsteil und einem Abtriebsteil, die in einem Gehäuse um jeweils eine Mittelachse drehbar gelagert sind.

Charakteristik des bekannten Standes der Technik

Die vorliegende Erfindung hat kein Vorbild seit der Erfindung des Zahnradgetriebes, das voraussichtlich in naher Zukunft durch das erfindungsgemäße Getriebe aus weiten Bereichen der Technik verdrängt sein wird.

Ziel der Erfindung

Ziel der Erfindung ist es, die Gebrauchswerteigenschaften von Getrieben auf kostengünstige Weise zu erhöhen.

Darlegung des Wesens der Erfindung

Aufgabe der Erfindung ist es, ein Getriebe zu schaffen, das im Vergleich zu den gebräuchlichen Zahnradgetrieben unter Einschluß der bekannten Harmonic-Drive-Getriebe und Cyclo-Getriebe einen weiteren Übersetzungs- und insbesondere Übersetzungsverhältnisbereich bzw. die Übertragung größerer Kräfte ermöglicht.

Die Aufgabe wird erfindungsgemäß dadurch gelöst, daß das Antriebsteil mit einer umlaufenden Nut und das Abtriebsteil mit einer ebenfalls endlosen, winkelig zur Nut des Abtriebsteils verlaufenden Nut versehen ist, in denen der Kraftübertragung dienende Kugeln kalottenartig derart geführt sind, daß sie eine von dem Drehwinkel des Abtriebsteils abweichende Drehung ausführen.

Der wesentliche Vorteil dieses Getriebes besteht darin, daß die Kraftübertragung mittels Kugeln, d. h. unter ausschließlich rollender Reibung, und damit hohem Wirkungsgrad nahezu verlustfrei erfolgt. Es kann mit jedem beliebigen Übersetzungs- und Übersetzungsverhältnis hergestellt werden, wobei Übersetzungen von weniger als 9:1 erzielt werden können, die mit Hilfe herkömmlicher Übersetzungsgetriebe nicht erreicht werden können. Ebenso kann erwartet werden, daß die Herstellung von Getrieben mit gebrochenem Übersetzungsverhältnis möglich sein wird. Der Herstellungsaufwand ist im Vergleich mit dem zur Herstellung eines Zahnradgetriebes erforderlichen Aufwand gering.

Vorteilhaft ist es, wenn zur Bildung eines Getriebes mit zueinander fluchtenden Antriebs- bzw. Abtriebsachsen das Antriebsteil und das Abtriebsteil von jeweils einer Scheibe gebildet sind, von denen die Antriebsscheibe mit einer kreisrunden exzentrisch zur Drehachse verlaufenden exzentrischen Kugelführungsnut und die Abtriebsscheibe auf der der Antriebsscheibe zugewendeten Stirnfläche mit einer endlosen Führungsnut aus auf die Drehachse zentrierten Kurvenabschnitten zur Führung der der Kraftübertragung dienenden Kugeln versehen und zwischen der Antriebsscheibe und der Abtriebsscheibe ein gehäusefester Flansch vorgesehen ist, der mit einer beliebigen Anzahl radialer, die exzentrische Auslenkung der exzentrischen Kugelführungsnut des Antriebsteils überdeckenden Langlochführungen versehen ist, mit deren Hilfe die Kugeln gegen Drehung um die Drehachse des Getriebes gesichert sind. Vorteilhaft ist auch, wenn zur Bildung eines Getriebes mit zueinander fluchtenden Antriebs- bzw. Abtriebsachsen das Abtriebsteil von einer Welle und das Antriebsteil von einer die Welle umfassenden Hülse bzw. umgekehrt das Antriebsteil von einer Welle und das Abtriebsteil von einer die Welle umgebenden Hülse, wobei das Antriebsteil auf der dem Abtriebsteil zugewendeten Fläche mit einer endlosen, sich schräg über ihren Umfang erstreckenden Führungsnut und das Abtriebsteil mit einer endlosen Führungsnut aus Kurvenabschnitten zur Führung der der Kraftübertragung dienenden Kugeln versehen und zwischen der Hülse und der Welle eine gehäusefeste Hülse vorgesehen ist, die mit einer beliebigen Anzahl achsparalleler, die axiale Hubhöhe der Kugelführungsnut der Hülse überdeckenden Langlochführungen versehen ist, mit deren Hilfe die Kugeln gegen Drehung um die Drehachse des Getriebes gesichert sind. Weiterhin ist vorteilhaft, wenn die Führungsnut des Abtriebsteils von einer Wellennut gebildet ist, die einen sich mit der Länge der radialen Langlochführungen deckenden Ausschlag (Wellenhöhe) sowie eine von der Zahl der kugelführenden Langlochführungen abweichende Zahl von Wellungen aufweist. Ebenso ist vorteilhaft, wenn die Führungsnut des Abtriebsteils von einer Polygonnut aus drei auf die Drehachsen zentrierten Kreisabschnitten oder von einer elliptischen Nut gebildet ist. Darüber hinaus ist es vorteilhaft, wenn die exzentrische Kugelführungsnut für die Kugeln in einem Ausgleichsring angeordnet ist, der in der Antriebsscheibe auf einem Kugellager, vorzugsweise einem den Ausgleichsring in axialer Richtung abstützenden Kugellager gelagert ist. Weiterhin ist vorteilhaft, wenn die in dem Ausgleichsring angeordnete Nut als Wellennut ausgebildet ist, deren Wellen eine der Höhe der Wellennut des Abtriebsteils entsprechende Höhe (Amplitude) und eine sich von ihr

unterscheidende Zahl (Teilung) aufweist. Ebenso ist vorteilhaft, wenn in kinematischer Umkehrung die mit der Wellennut im Ausgleichsring des Antriebsstells zusammenwirkende Wellennut in einem gehäusefesten Flansch und der die Langlochführungen enthaltende, zwischen den Ausgleichsring und den gehäusefesten Flansch einragende Flansch an dem Abtriebsteil angeordnet sind. In vorteilhafter Ausgestaltung sollten die Wellungen der Wellennuten des Ausgleichsringes und des Flansches bzw. Abtriebes eine spitz ineinander übergehende Form aufweisen, wobei entweder die eine der Wellennuten konkav gewölbt und die andere Wellennut konvex gewölbt oder beide Wellungen konkav gewölbt (entsprechend Wellennut 96) sind. Eine weitere vorteilhafte Ausgestaltung ist es, wenn die Antriebs- und Abtriebsteile sowie der gehäusefeste Flansch mit mehreren konzentrisch ineinander bzw. parallel verlaufenden Kugelführungen bzw. Wellennuten bzw. Bündeln von radialen Langlochführungen für eine entsprechende Zahl von Kugelsätzen versehen sind. Darüber hinaus ist es vorteilhaft, wenn zur Bildung eines Schaltgetriebes der Abtrieb von einer der Zahl der Getriebegänge entsprechende Zahl von mittels der Kugeln drehfest miteinander gekoppelter Abtriebsscheiben mit Wellenbahnen unterschiedlicher Wellenzahl und einer die Abtriebsscheiben durchragenden Hohlwelle gebildet ist, die in den Ebenen der Abtriebsteile als Kugelkäfig zur Aufnahme jeweils eines Satzes radial in das zugeordnete Abtriebsteil ausrückbarer Kugeln ausgebildet ist und in der als Schaltglied ein Nockenschieber mit sich in gestuftem Abstand rundherum erstreckenden Nockenwülsten geführt ist, durch dessen Axialverschiebung jeweils eine der Abtriebsscheiben mit der Hohlwelle derart drehfest verbunden wird, daß die Kugeln des betreffenden Kugelsatzes unter Freigabe der Kugeln aller anderen Kugelsätze von dem zugeordneten Nockenwulst in Kugelpfannen der zugeordneten Abtriebsscheibe eingerückt und in dieser Lage gehalten werden. Vorteilhafterweise sollte hintereinandergelegenen Abtriebsscheiben zur Erzielung einer gleichsinnigen Drehrichtung eine Reversierscheibe vorgeschaltet sein. Weiterhin ist vorteilhaft, wenn die Abtriebsscheiben unter Zwischenschaltung jeweils eines gehäusefesten mit radialen Führungsschlitz für Kraftübertragungskugeln versehenen Flansches direkt drehfest miteinander gekoppelt sind, wobei die Abtriebsscheiben jeweils auf ihrer antriebsseitigen Stirnfläche eine Exzentrnut und auf ihrer abtriebsseitigen Stirnfläche eine Wellennut aufweisen. Vorteilhaft ist auch, wenn die Reversierscheibe von einer Ringscheibe mit jeweils einer konzentrischen Kugelführungen in ihren beiden Stirnflächen gebildet ist, die einerseits mittels eines Exzenterlagers aus einer zwischen Kugelringen geführten Exzentrscheibe im Gehäuse gelagert sowie andererseits mittels der Kugeln über den ihr nachgeordneten Flansch indirekt mit der auf ihrer antriebsseitigen Stirnfläche eine konzentrische Kugelführungen aufweisenden nachgeordneten Abtriebsscheibe sowie über einen weiteren Kugelsatz direkt mit der vorgeschalteten, auf der abtriebsseitigen Stirnfläche mit einer exzentrischen Kugelführungen versehenen Abtriebsscheibe in kraftübertragendem Eingriff stehen. Ebenso ist vorteilhaft, wenn der Nockenschieber als in der Hohlwelle drehgelagerte Welle ausgebildet mit einem Schaltschieber mittels eines Drehlagers verbunden ist, das auf einer in der Hohlwelle axial geführten Kulisse befestigt ist. Vorteilhafterweise sollte die Hohlwelle mit sich radial überdeckenden Langlochführungen und die Kulisse mit einem die Langlochführung durchragenden Führungsstift versehen sein. Vorteilhaft ist auch, wenn zur Bildung eines Schaltgetriebes das Antriebssteil mit mehreren sich ineinander erstreckenden exzentrischen Kugelführungen und der Flansch mit einer entsprechenden Zahl von mit den Kugelführungen korrespondierenden Radialschlitz zur Führung jeweils eines Kugelsatzes versehen sind, die jeder mit einer von den anderen unabhängig drehbaren Abtriebsscheibe in Eingriff stehen. Ebenso ist vorteilhaft, wenn die Abtriebsscheibe analog zu den Abtriebsteilen geteilt ist und die Antriebssteile mit dem Motor über einen elektromagnetisch gesteuerten Nockenschieber verbunden sind. Darüber hinaus ist es vorteilhaft, wenn zur Bildung eines Winkeltriebes das Abtriebsteil aus einem mindestens einen drehgelagerten Abtriebszapfen aufweisenden sowie mit mindestens einer endlosen Kugelführungen versehenen Kugelkopf und das Antriebssteil von einer Ringscheibe gebildet ist, deren Innenöffnung der Kontur der Kugelfläche entspricht und Kugelpfannen zur Aufnahme mindestens einer in der Kugelführungen des Kugelkopfes geführten Kugel aufweist. Vorteilhafterweise sollte sich die Kugelführungen konzentrisch um den Mittelpunkt des Kugelkopfes erstrecken. Weiterhin ist vorteilhaft, wenn sich mehrere sich in zwei gemeinsamen Kreuzungspunkten schneidende Kugelführungen konzentrisch um den Mittelpunkt des Kugelkopfes erstrecken und in dem Antriebssteil eine entsprechende Zahl von Kugeln geführt sind. Ebenso ist es vorteilhaft, wenn ein weiteres mit dem ersten Antriebssteil drehfest gekoppeltes Antriebssteil vorgesehen ist, in dem weitere mit jeweils einer der beiden Kugelführungen in kraftübertragendem Eingriff stehende Kugeln gelagert sind. Letztendlich ist es vorteilhaft, wenn sich die endlose Kugelführungen exzentrisch in der Oberfläche des Kugelkopfes erstreckt.

Ausführungsbeispiele

Die erfindungsgemäße Lösung soll nachfolgend in mehreren Ausführungsbeispielen anhand der zugehörigen Zeichnungen näher erläutert werden. Es zeigen:

- Fig. 1: eine Ansicht auf ein Getriebe gemäß der Erfindung;
- Fig. 2: einen Schnitt nach II-II durch Fig. 1;
- Fig. 3: eine Ansicht auf die Stirnfläche des Antriebssteiles des Getriebes;
- Fig. 4: eine Ansicht auf den gehäusefesten Flansch des Getriebes;
- Fig. 5: Ansichten von drei – teilweise geteilt wiedergegebenen – Abtriebsteilen mit verschiedenen Ausführungsformen von Kugelführungen;
- Fig. 6: eine andere Ausführungsform eines Schaltgetriebes im Schnitt;
- Fig. 7: einen Schnitt nach VII-VII durch Fig. 6;
- Fig. 8: einen Schnitt nach VIII-VIII durch Fig. 6;
- Fig. 9: eine andere Ausführungsform eines Schaltgetriebes im Schnitt;
- Fig. 10: eine schematische Darstellung eines Winkeltriebes im Schnitt;
- Fig. 11: ein Getriebe mit einer anderen Ausbildung der Abtriebsscheibe;
- Fig. 12: eine Weiterbildung des in Fig. 11 dargestellten Getriebes bei gleichzeitig kinematischer Umkehrung der Funktionsteile;
- Fig. 13: Beispiele für die Ausbildung der Wellennuten der in den Fig. 11 und 12 wiedergegebenen Ausführungsformen eines Getriebes;
- Fig. 14: eine weitere Ausführungsform eines Axialgetriebes mit direktem Antrieb;
- Fig. 15: eine Sprengdarstellung des Getriebes gemäß Fig. 14 bei teilweise geschnitten wiedergegebenen Funktionsteilen;

Fig. 16: eine der Fig. 15 entsprechende Sprengdarstellung eines Getriebes mit kinematisch umgekehrter Anordnung der Teile und

Fig. 17: eine Abwandlung des in Fig. 12 wiedergegebenen Getriebes.

Bei den in den Fig. 1; 6; 11 und 14 der Zeichnung wiedergegebenen Ausführungsformen eines erfindungsgemäßen Getriebes handelt es sich um Getriebe mit zueinander fluchtenden Antriebs- bzw. Abtriebsdrehachsen, den Mittelachsen 4, mit – siehe insbesondere die Fig. 1 und 2 – einem Gehäuse 1, in dem das die Form einer im wesentlichen ringförmigen Antriebsscheibe 2 aufweisende Antriebssteil und das ebenfalls die Form einer Antriebsscheibe aufweisende Abtriebssteil, die Abtriebsscheibe 3, gelagert sind. Es ist die Antriebsscheibe 2 – siehe insbesondere die Fig. 3 bis 5 – mit einer kreisrunden exzentrisch zur Drehachse verlaufenden exzentrischen Kugelführungsnut 9 und die Abtriebsscheibe 3 auf der der Antriebsscheibe zugewandeten Stirnfläche mit einer endlosen wellenförmigen Kugelführungsnut 14 aus auf die Drehachse zentrierten Kurvenabschnitten zur Führung der (siehe Fig. 1 und 2) der Kraftübertragung dienenden Kugeln 11 versehen, wobei zwischen der Antriebsscheibe 2 und der Abtriebsscheibe 3 ein gehäusefester Flansch 6 vorgesehen ist, der mit einer grundsätzlich beliebigen Anzahl radialer, die exzentrische Auslenkung der exzentrischen Kugelführungsnut 9 der Antriebsscheibe 2 überdeckender Langlochführungen 10 versehen ist, mit deren Hilfe die Kugeln 11 gegen Drehung um die Mittelachse des Getriebes gesichert sind. Mit Hilfe des dargestellten Getriebes erfolgt die Kraftübertragung über die Kugeln 11 aufgrund von ausschließlich rollender Reibung und daher nahezu verlustfrei, wobei – siehe insbesondere die Fig. 3 bis 5 – die einzelnen in jeweils einer der Langlochführungen 10 geführten Kugeln 11 bei der Drehung der Antriebsscheibe 2 aufgrund der exzentrischen Lage der antriebsseitigen exzentrischen Kugelführungsnut 9 in den Langlochführungen radial hin- und herbewegt werden. Die Kugeln 11 üben aufgrund dieser ihnen von der exzentrischen Kugelführungsnut 9 im Zusammenwirken mit den radialen Langlochführungen aufgezwungenen Hin- und Herbewegung eine Tangentialkraft auf die Nutwandung der Kugelführungsnut 14 aus, durch die die Abtriebsscheibe 3 in eine der Antriebsscheibe entgegengerichtete Drehung versetzt wird. Hierbei befinden sich alle Langlochführungen 10 in Überdeckung nicht nur mit der exzentrischen Kugelführungsnut 9, sondern auch mit der abtriebsseitigen Kugelführungsnut 14, die – in statischer Betrachtung – aufgrund ihrer Welligkeit mit der exzentrischen Kugelführungsnut 9 der Antriebsscheibe 2 in allen Überdeckungspunkten einen schrägen Winkel einschließt, ebenso mit allen Langlochführungen 10, so daß sämtliche Kugeln 11, die jede in einem Kreuzungspunkt zwischen den Kugelführungsnuten 9 und 14 und der Langlochführung 10 geführt (eingeschlossen) sind, ständig in formschlüssigem Eingriff stehen, d. h. die Kraftübertragung auf einem großen tragenden Querschnitt erfolgt. Das Getriebe kann somit – bei Zugrundelegung der Übertragung gleicher Drehmomente – wesentlich kleiner gebaut werden als die herkömmlichen Zahnradgetriebe, bei denen die Kraftübertragung über nur wenige im Eingriff miteinander stehende Zähne erfolgt. Entsprechend erlauben die erfindungsgemäßen Getriebe – im Vergleich mit herkömmlichen Getrieben einer vergleichbaren Einbaugröße – die Übertragung wesentlich größerer – grundsätzlich unbegrenzter – Drehmomente. Sofern eine Kraftübertragungslinie (Exzenternut-schlitzgeführter Kugelsatz-Wellenbahn) zur Übertragung der erforderlichen Kräfte nicht genügt, bedarf es lediglich der Anordnung einer weiteren Kraftübertragungslinie oder mehrerer Kraftübertragungslinien gleicher Teilung in denselben – gegebenenfalls entsprechend vergrößerten – Antriebs- bzw. Abtriebssteilen.

Das Getriebe ist einfach in der Herstellung, die sich bei Einsatz marktgängiger und daher preiswerter Kugeln auf die Fräsung der Kugelführungsnuten und Langlochführungen beschränkt, die – anders als die Zähne von Zahnradgetrieben – keiner besonderen Bearbeitung bedürfen. Im Betrieb unvermeidliche Ausarbeitungen der Kugelführungsbahnen können ohne Schwierigkeiten ausgeglichen werden, durch Austausch der Kugeln durch Kugeln mit einem der Ausarbeitung entsprechend größeren Durchmesser. Das Getriebe hat somit auch eine gegenüber den herkömmlichen Getrieben wesentlich verlängerte Standzeit. Das Übersetzungsverhältnis des Getriebes ist – als ganzzahliges Verhältnis – frei wählbar. Seine Beziehung zur Zahl der – in einer Übertragungslinie – eingesetzten Kugeln 11 einerseits sowie Wellen in der Wellennut andererseits bestimmt sich nach der Gleichung

$$\dot{U} = (W - K)/W,$$

worin W die Zahl der Wellungen in der abtriebsseitigen Kugelführungsnut 14 und K die – nach der derzeitigen Erkenntnis mindestens zwischen 1 und $(W + 1)$ betragende – Zahl der kraftübertragenden Kugeln bzw. radialen Führungsschlitze bezeichnen. Es ergibt sich somit die aus dem ständigen kraftübertragenden Eingriff aller eingesetzten Kugeln resultierende Besonderheit des erfindungsgemäßen Getriebes, daß bereits bei Einsatz einer einzigen Kugel – zur Vermeidung einer Totpunktstellung des Getriebes werden jedoch vorteilhaft mindestens zwei Kugeln eingesetzt – die volle Getriebefunktion erzielt wird, wobei der Abtrieb von Getrieben, bei denen sich aus der vorstehenden Gleichung negative Werte (K größer als W) ergeben, eine dem Antrieb entgegengesetzte Drehrichtung aufweist, während bei positiven Werten (K kleiner als W) Antrieb und Abtrieb die gleiche Drehrichtung besitzen.

Auf diesem Hintergrund erfolgt die Berechnung des Getriebes in der Weise, daß – für Untersetzungsgetriebe – zunächst durch Multiplikation der Länge des Grundkreises – das ist die Länge des die wellenförmige Kugelführungsnut 14 des Abtriebssteils umschreibenden Kreises – mit dem gewünschten Übersetzungsverhältnis die Getriebeteilung, d. h. die Länge einer Welle in der Kugelführungsnut 14, berechnet. Hieraus ergibt sich unmittelbar die Zahl der einzusetzenden Kugeln 11 und damit die Teilung der Langlochführung 10 im Flansch 6 mit $(W + 1)$. Demgegenüber ist für Übersetzungsgetriebe (K kleiner als W) jedes Übersetzungsverhältnis unmittelbar als ganzzahliges Zahlenverhältnis bestimmbar, wobei die Möglichkeit zur Herstellung von Getrieben auch mit gebrochenem (nicht ganzzahligem) Übersetzungsverhältnis erwartet werden kann.

Auf dieser Grundlage ist die Steilheit der Flanken der wellenförmigen Kugelführungsnut 14 in weiten Grenzen entsprechend den jeweils an das Getriebe gestellten Anforderungen frei wählbar, woraus sich zunächst die Länge der Schlitze für die Langlochführungen 10 und die Exzentrizität der Kugelführungsnut 9 der Antriebsscheibe 2 unmittelbar und die weiteren Parameter, insbesondere die Kurvenführung der Kugelführungsnut 14, aufgrund einfacher mathematischer Beziehungen, mittelbar ergeben. Weitere Parameter, etwa die die freie Auslegung der bekannten Zahnradgetriebe behindernden Beschränkungen auf festgelegte bzw. abgestimmte Teilkreisbeziehungen zwischen Antrieb und Abtrieb, brauchen nicht beachtet zu werden, so daß Getriebe mit Untersetzungen von weniger als 9:1 bis hin zu einer Untersetzung von 2:1 problemlos herstellbar sind, die mit keinem bekannten Untersetzungsgetriebe erreicht werden können. Hieraus folgt der weitere wesentliche Vorteil, daß – im Vergleich zu den bekannten Getrieben – bei Einsatz des erfindungsgemäßen Getriebes zur Erzielung gleicher Drehzahlen an der Getriebewelle Antriebsaggregate mit geringerer Wellendrehzahl eingesetzt werden können.

In Fig. 5 sind einige Beispiele von einsetzbaren Wellenformen dargestellt, so in Fig. 5A eine geradlinige Zick-Zack-Form 14a und

eine sich spitz brechende Wellenform 14b. In Fig. 5B sind – bevorzugte – Führungsnuten mit regelmäßigen Wellenformen 14c und 14d unterschiedlicher Welligkeit wiedergegeben, die bei einer weiteren Verringerung der Welligkeit in die in Fig. 5C wiedergegebene Form eines Polygons aus drei auf die Mittelachse zentrierten Kreisabschnitten 15a; 15b; 15c oder – noch weitergehend – in die Form einer Ellipse übergeht.

Das Getriebe kann als einstufiges oder auf einfache Weise auch als mehrstufiges Getriebe oder – in verschiedenen, grundlegend voneinander abweichenden Ausführungsformen – als Mehrgang-Schaltgetriebe ausgebildet sein. In einer in den Fig. 6 bis 8 wiedergegebenen Ausführungsform eines derartigen Schaltgetriebes beispielsweise ist der Abtrieb von einer der Zahl der Getriebegänge entsprechenden Zahl von mittels der Kugeln 11 drehfest miteinander gekoppelter Abtriebsscheiben 21; 22; 23; 24; 25 gebildet, die jeweils im Verhältnis zu der im Antriebsvorbund voranstehenden Abtriebsscheibe eine Wellennut mit auf das gewünschte Übersetzungsverhältnis abgestimmter Wellenzahl aufweisen. Durch die Innenbohrungen der Abtriebsscheiben und Flansche 6 erstreckt sich eine Hohlwelle 26, die in den Ebenen der Abtriebsscheiben – siehe insbesondere Fig. 7 – als Kugelkäfig zur Aufnahme jeweils eines Satzes radial in das zugeordnete Abtriebsteil ausrückbarer Kugeln 21a; 22a; 23a; 24a; 25a ausgebildet ist und in der als Schaltglied ein Nockenschieber 27 mit sich in gestuftem Abstand rundherum erstreckenden Nockenwülsten 21b; 22b; 23b; 24b geführt ist, durch dessen Axialverschiebung jeweils eine der Abtriebsscheiben – im Beispielfalle der Nockenwulst 24b mit der als Rückwärtsgang wirkenden Abtriebsscheibe 25 – mit der Hohlwelle 26 drehfest verbunden wird, daß die Kugeln des betreffenden Kugelsatzes unter Freigabe der Kugeln aller anderen Kugelsätze in Kugelpfannen 24c der zugeordneten Abtriebsscheibe 24 eingerückt und in dieser Lage gehalten werden. Die Abtriebsscheiben werden hierbei im dargestellten Beispiel von einem Stützlager 28 im Gehäuse 1 gestützt, das nur bei Getrieben zur Übertragung größerer Kräfte erforderlich, bei einer nur geringen Kraftübertragung dienenden Lagern jedoch entbehrlich ist.

Ein in dieser Weise ausgebildetes Getriebe ist einfach im Aufbau und erlaubt auf einfache Weise eine Schaltung durch lediglich lineare Verstellung eines Nockenschiebers von Hand oder durch Programmsteuerung. Es eignet sich insbesondere zum Einsatz in Anwendungsfällen, in denen die äußeren Verhältnisse den Einbau lediglich eines langgestreckten Getriebes mit geringem Durchmesser erlauben. Nachdem bei der Hintereinanderschaltung der Abtriebsscheiben von Stufe zu Stufe ein Drehrichtungswechsel eintritt, kann das Getriebe als Mehrstufengetriebe mit einer beliebigen Zahl von in gegenläufiger Richtung kraftübertragenden Getriebegängen ausgebildet sein. Es genügt hierzu die direkte drehfeste Koppelung einer beliebigen Zahl von Abtriebsscheiben miteinander unter Zwischenschaltung jeweils eines gehäusefesten mit radialen Führungsschlitz für Kraftübertragungskugeln versehenen Flansches, wobei die Abtriebsscheiben jeweils auf ihrer antriebsseitigen Stirnfläche eine Exzenternut und auf ihrer abtriebsseitigen Stirnfläche eine Wellennut aufweisen.

In einer vorteilhaften Variante eines derartigen Schaltgetriebes ist jedoch den hintereinandergelegenen Abtriebsscheiben 21; 22; 23; 24 unterschiedlichen Übersetzungsverhältnisses – siehe auch Fig. 8 – zur Erzielung einer gleichsinnigen Drehrichtung jeweils eine Reversierscheibe 30 vorgeschaltet, die von einer Antriebscheibe, einer Ringscheibe 31, mit jeweils einer konzentrischen Kugelführungsnut 32 in ihren beiden Stirnflächen gebildet und einerseits mittels eines Exzenterlagers aus einer zwischen Kugelringen 33; 34 geführten Exzenterische Scheibe 35 im Gehäuse 1 gelagert sowie andererseits mittels der Kugeln 11 über den ihr nachgeordneten Flansch 6 indirekt mit der auf ihrer antriebsseitigen Stirnfläche eine konzentrische Kugelführungsnut 36 aufweisenden nachgeordneten Abtriebsscheibe 22 sowie über einen weiteren Kugelsatz 37 direkt mit der vorgeschalteten, auf der abtriebsseitigen Stirnfläche mit einer konzentrischen Kugelführungsnut 38 versehenen Abtriebsscheibe 21 in kraftübertragendem Eingriff stehen. Die Reversierscheibe erlaubt nicht den unmittelbaren Kraftabgriff zu Antriebszwecken, ermöglicht jedoch eine Drehrichtungsumkehrung von der voranstehenden Abtriebsscheibe im Verhältnis 1:1.

Der Nockenschieber 27 ist als in der Hohlwelle 26 drehgelagerte Welle ausgebildet und mit einem Schaltschieber 41 mittels eines Drehlagers 42 verbunden, das auf einer in der Hohlwelle 26 axial geführten Kulissee 43 befestigt ist. Hierbei ist die Hohlwelle 26 mit sich radial überdeckenden Langlochführungen 44 und die Kulissee 43 mit einem die Langlochführung 44 durchragenden Führungsstift 45 versehen.

In der in Fig. 6 wiedergegebenen Stellung befindet sich aufgrund der Kopplung der Abtriebsscheibe 25 mittels der Kugeln 25a mit der Hohlwelle 26 durch den Nockenwulst 24b im Eingriff. Aus dieser Stellung erfolgt die Einschaltung des ersten Getriebeganges durch axiale Verstellung des Betätigungshebels, des Schaltschiebers 41, und damit des Nockenschiebers 27 nach links, wodurch der Nockenwulst 24b zunächst unter Lösung des Rückwärtsganges aus dem Bereich des Kugelkranzes der Kugeln 25a ausrückt und anschließend in den Bereich des Kugelsatzes der Kugeln 24a gelangt, der hierdurch in die Kugelpfannen 24c eingerückt wird. Auf diese Weise wird eine feste Drehverbindung zwischen der Abtriebsscheibe 24 mit der Hohlwelle 26 hergestellt, die demgemäß mit der von der Abtriebsscheibe 24 vorgesehenen Drehzahl angetrieben wird. Der Nockenschieber 27 dreht hierbei infolge der Verbindung mit dem Führungsstift 45 in gleicher Weise mit, ohne daß hierdurch im Hinblick auf die Verbindung über das Drehlager 42 eine Rückwirkung auf den Betätigungshebel eintritt. Das Einrücken der weiteren Gänge erfolgt durch einfaches weiteres axiales Verschieben des Schaltschiebers 41, wodurch unter gleichzeitigem Lösen der Kugelkraftkupplung, bestehend aus den Kugeln 24a und dem Nockenwulst 24b, die nächstfolgende Kugelkraftkupplung, bestehend aus den Kugeln 23a und dem Nockenwulst 23b, in der gleichen beschriebenen Weise eingerückt wird, worauf die Hohlwelle 26 mit der von der Abtriebsscheibe 23 vorgegebenen Übersetzung angetrieben wird. Die Abtriebsscheibe 25 unterscheidet sich von den Abtriebsscheiben 21 bis 24 lediglich dadurch, daß ihr – als Rückwärtsgang – keine Reversierscheibe vorgeschaltet ist.

In einer anderen, vorzugsweise zum Einsatz in Anwendungsfällen, die eine größere Einbaubreite, jedoch nur geringe Einbaulänge zulassen, geeigneten Ausführungsform sind erfindungsgemäß – siehe Fig. 9 – die Antriebscheibe 50 mit mehreren sich ineinander erstreckenden exzentrischen Kugelführungsnuten 51; 52; 53 und der Flansch 54 mit einer entsprechenden Zahl von mit den Kugelführungsnuten 51; 52; 53 korrespondierenden Radialschlitz 55; 56; 57 zur Führung jeweils eines Kugelsatzes 58; 59; 60 versehen, die jeder mit einer von den anderen unabhängig drehbaren Abtriebsscheiben 61; 62; 63 in Eingriff stehen. Die einzelnen Abtriebsringe weisen gegenüber dem gemeinsamen Antrieb ein unterschiedliches Übersetzungsverhältnis auf und können in bekannter Weise mit dem angetriebenen Aggregat gekoppelt werden, etwa in einer dem Abtrieb gemäß Fig. 6 entsprechenden Weise, mittels Magnetkupplung oder dgl. Es handelt sich bei dieser Ausführungsform in bezug auf Raumbedarf, Übersetzungsreichweite und Kraftübertragung um ein Getriebe von kaum abzuschätzender Leistungsfähigkeit.

In einer weiteren Variante dieser Ausführungsform eines Getriebes kann auch die Antriebscheibe 50 analog zu den Abtriebsteilen, der Abtriebsscheiben 61; 62; 63, geteilt sein, wobei die sich hieraus ergebenden Antriebsringscheiben mit dem Motor beispielsweise über einen elektromagnetisch gesteuerten Nockenschieber verbunden sein können. Diese Ausführungsform eignet sich etwa zur Herstellung von Automatikkgetrieben und hat die weiteren Vorteile, daß sowohl antriebs- als auch abtriebsseitig immer nur eine der Ringscheiben im Umlauf sind und die Notwendigkeit der Vorschaltung einer Kupplung

entfällt, wobei weiterhin die übliche Schwungscheibe gleichzeitig als die Antriebsscheibe des Getriebes eingesetzt werden kann.

Das erfindungsgemäße Getriebe erlaubt auch die Ausführung als Winkeltrieb, zu welchem Zweck – siehe Fig. 10 – das Abtriebssteil aus einem mindestens einen drehgelagerten Abtriebszapfen 72 aufweisenden sowie mit mindestens einer endlosen Kugelführungsnut 73 versehenen Kugelkopf 75 und die Antriebsscheibe 76 von einer Ringscheibe gebildet ist, deren Innenöffnung der Kontur der Kugelfläche entspricht und Kugelformen 77 zur Aufnahme mindestens einer in der Kugelführungsnut 73 des Kugelkopfes 75 geführten Kugel 78 aufweist. Im Beispielsfalle erstrecken sich zwei Kugelführungsnuten 73; 73a konzentrisch um den Mittelpunkt des Kugelkopfes 75, wobei in zwei synchron gekoppelten Antriebsscheiben 76; 76a eine entsprechende Zahl von Kugeln 78 geführt sind. Zur Erstellung von Getrieben mit von einem rechten Winkel abweichendem Abtriebswinkel kann auch eine sich exzentrisch in der Oberfläche des Kugelkopfes erstreckende Kugelführungsnut vorgesehen sein.

Die exzentrische Kugelführungsnut 9 kann – wie im Falle der in den Fig. 1 bis 9 wiedergegebenen Ausführungsformen – unmittelbar in die Antriebsscheibe 2 eingearbeitet sein, was insbesondere für langsamlaufende Antriebe zu ausgezeichneten Ergebnissen führt. In einer insbesondere in Verbindung mit hochdrehenden Antriebsmaschinen mit besonderem Vorteil einsetzbaren Ausführungsform ist jedoch – siehe Fig. 11 – die Führungsnut für die Kugeln 11 vorteilhaft in einem Ausgleichsring 16 angeordnet, der in der Antriebsscheibe 2 auf einem den Ausgleichsring 16 in axialer Richtung abstützenden Kugelkäfig 17 gelagert ist. Es wird auf diese Weise erreicht, daß zwar die für die Kraftübertragung verantwortliche Radialbewegung der Kugeln in einer der Drehzahl des Antriebes entsprechenden Frequenz erfolgt, die Drehung des Ausgleichsringes 16 und damit der Kugelführungsnut 9 selbst jedoch bereits antriebsseitig auf die Drehzahl des Abtriebes reduziert wird. Durch die Rückwirkung der Drehung von der Abtriebscheibe 3 über die Kugel 11 auf den Ausgleichsring 16 wird in relativer Betrachtung die Drehung der Kugeln des Kugelkäfigs 17 weiterhin um die Abtriebsdrehzahl vermindert. Es werden somit die durch die hochdrehende Antriebsscheibe verursachten Reibungs- und Stoßkräfte und damit der Verschleiß entscheidend verringert und der Wirkungsgrad des Getriebes weiterhin erhöht. Das im wesentlichen gleiche Ergebnis wird mit einer Ausführungsform des Getriebes erreicht, bei der in der Antriebsscheibe eine exzentrische Nut vorgesehen und die exzentrische Kugelführungsnut 9 für die Kugeln 11 in einem Ausgleichsring (beidseitig konzentrisch) angeordnet ist, der in der exzentrischen Nut der Antriebsscheibe 2 auf einem den Ausgleichsring in radialer Richtung abstützenden Kugelkäfig gelagert ist.

Eine weitere wesentliche Verringerung des Verschleißes und insbesondere Verbesserung der Laufruhe des Getriebes wird mit der in Fig. 12 wiedergegebenen Weiterbildung des in Fig. 11 wiedergegebenen Getriebes erreicht, bei der der in der Antriebsscheibe 2 kugelgelagerte Ausgleichsring 91 an Stelle einer kreisrunden Führungsnut eine Wellennut 92 zur Führung der die Kraftübertragung bewirkenden Kugeln 11 aufweist, deren Wellen eine der Höhe der Wellenbahn 94 in dem gegenüberliegenden Funktionsteil entsprechende Höhe (Amplitude) und eine sich von ihr unterscheidende Wellenzahl (Teilung) aufweist. Hierbei ist in kinematischer Umkehrung zur Ausführungsform der Fig. 11 das die Wellennut 92 enthaltende Funktionsteil von einem gehäusefesten Flansch 93 gebildet, während der die Langlochführungen 10 enthaltende, zwischen den Ausgleichsring 91 und den gehäusefesten Flansch 93 einragende Flansch 6 an dem Abtriebssteil 95 angeordnet ist. Diese Ausführungsform erlaubt darüber hinaus – bei allerdings Aufgabe des großen zentralen Durchganges – die radiale Ausführung des Abtriebes. In analoger Abwandlung kann auch bei der in Fig. 11 wiedergegebenen Ausführungsform der Ausgleichsring 16 eine dem Ausgleichsring 91 der in Fig. 12 gleichende Gestaltung aufweisen, d. h. an Stelle mit einer kreisrunden Nut mit einer Wellennut zur Führung der kraftübertragenden Kugeln 11 versehen sein.

In Fig. 13 sind zwei Wellennuten wiedergegeben, die in Kombination miteinander in den Getrieben gemäß der Fig. 11 und 12 eingesetzt werden können. Im dargestellten Beispiel weisen die Wellungen sowohl der Wellennut 96 des Ausgleichsringes 91 als auch die Wellennut 97 des Abtriebssteiles 95 eine spitz ineinander übergehende Form auf, wobei die Wellennut 96 konkav gewölbt und die Wellennut 97 konvex gewölbt sind. Es können jedoch auch beide Wellennuten eine der Wellennut 96 entsprechende konkav gewölbte Form aufweisen.

Bei den in den Fig. 14 bis 17 wiedergegebenen Ausführungsformen eines Getriebes mit zueinander fluchtenden Antriebs- bzw. Abtriebsachsen ist – siehe die Fig. 14 und 15 – das Abtriebssteil von einer Welle 81 und das Abtriebssteil von einer die Welle 81 umfassenden Hülse 83 gebildet, wobei die Hülse 83 auf der der Welle 81 zugewendeten Fläche mit einer endlosen, sich schräg über ihren Umfang erstreckenden Führungsnut 82 und die Welle 81 mit einer endlosen Führungsnut 84 aus Kurvenabschnitten zur Führung der der Kraftübertragung dienenden Kugeln 85 versehen sind und zwischen der Hülse 83 und der Welle 81 eine gehäusefeste Flanschhülse 86 vorgesehen ist, die mit einer beliebigen Anzahl achsparalleler, die axiale Hubhöhe der Führungsnut 83 der Hülse 83 überdeckenden Schlitzreihen 87 versehen ist, mit deren Hilfe die Kugeln 85 gegen Drehung um die Drehachse des Getriebes gesichert sind. Es handelt sich hierbei um eine besonders einfache und platzsparende Ausführungsform eines erfindungsgemäßen Getriebes mit direktem Antrieb von einer Motorwelle, an die die Hülse 83 unmittelbar angeflanscht werden kann bei Schaffung einer festen Verbindung der Flanschhülse 86 etwa zum Motorgehäuse, so daß die aus dem Motorgehäuse hervortretende Abtriebswelle, die Welle 81, bereits gegenüber dem Wellenstumpf des Motors eine übersetzte Drehzahl aufweist.

Bei der in Fig. 16 in Sprengdarstellung wiedergegebenen kinematischen Umkehrung des in den Fig. 14 und 15 wiedergegebenen Getriebes bildet das Wellenteil, die Welle 81 a, das die schräge Führungsnut 82 enthaltende Abtriebssteil und die Hülse 83 a das die Führungsnut 84 enthaltende Abtriebssteil.

Fig. 17 zeigt eine Abwandlung der Ausführungsform gemäß Fig. 13, wobei in diesem Falle zur Verdoppelung des kraftübertragenden Kugelquerschnittes zwei Kraftübertragungslinien aus zwei Schrägnuten, den Führungsnuten 82, zwei Wellennuten, den Führungsnuten 84, sowie jeweils zwei Kugelsätzen der Kugeln 85 und Schlitzreihen 87 mit derselben Teilung vorgesehen sind. In entsprechender Weise kann die Zahl der Kraftübertragungslinien beliebig vergrößert werden.

Die Wirkungsweise dieser Ausführungsform entspricht der Wirkungsweise der Ausführungsform gemäß Fig. 1 bis 5, wobei durch die unmittelbare Heranziehung der Welle als Abtriebssteil für bestimmte Anwendungsfälle eine noch kompaktere Bauweise erzielt werden kann. Im übrigen können in entsprechender Weise auch zu den in den Fig. 11 bis 17 beschriebenen Ausführungsformen – bei analoger Anwendung der im Zusammenhang mit den Fig. 6 bis 9 beschriebenen Merkmale – Schaltgetriebe hergestellt werden.

Fig. 2

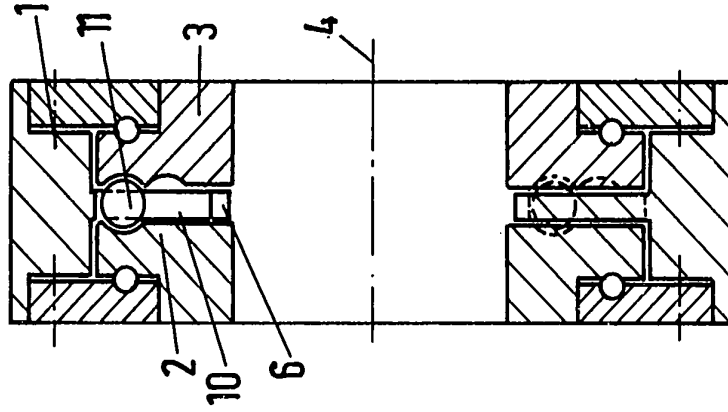


Fig. 1

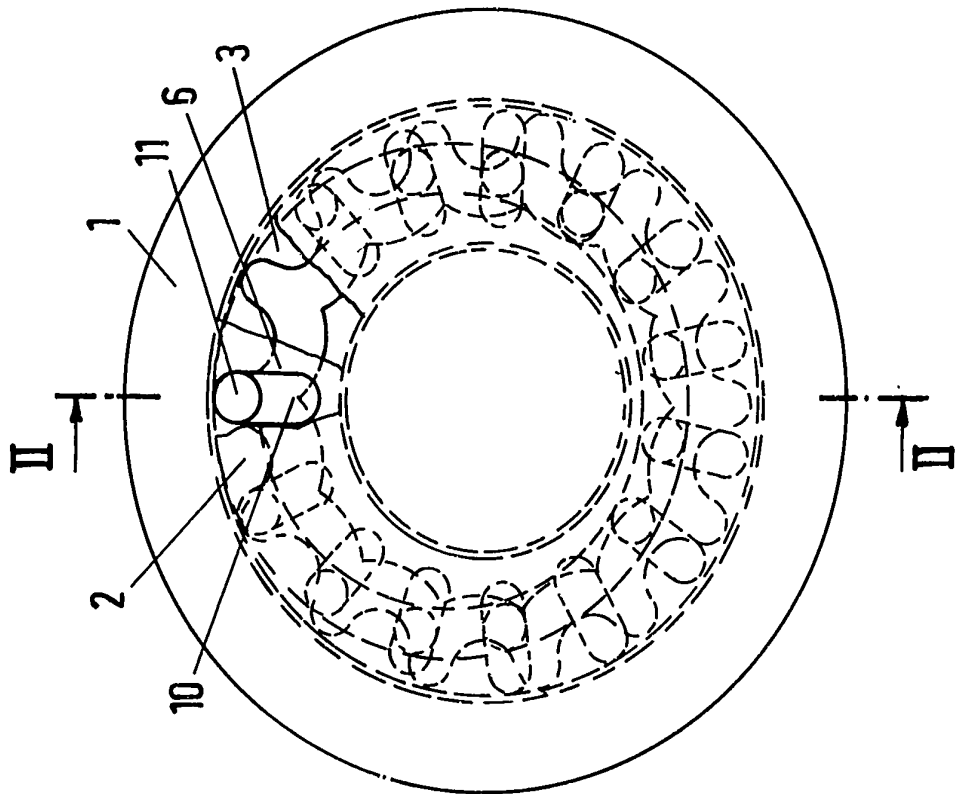


Fig. 3

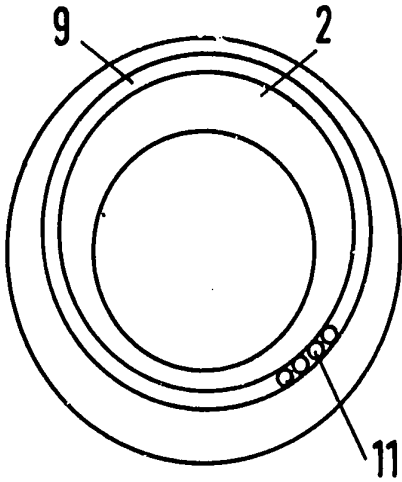


Fig. 4

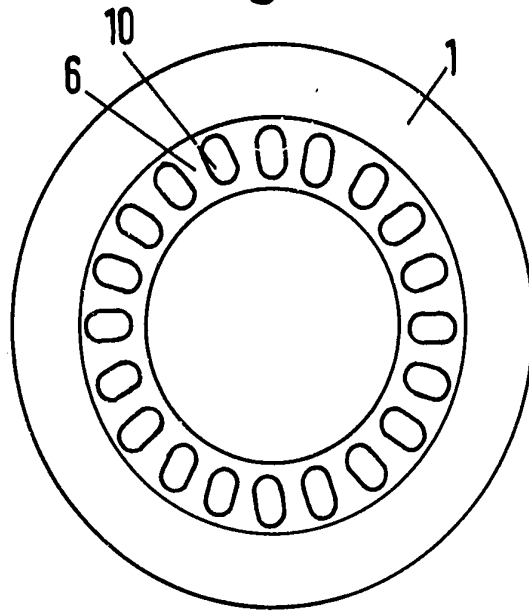


Fig. 5A

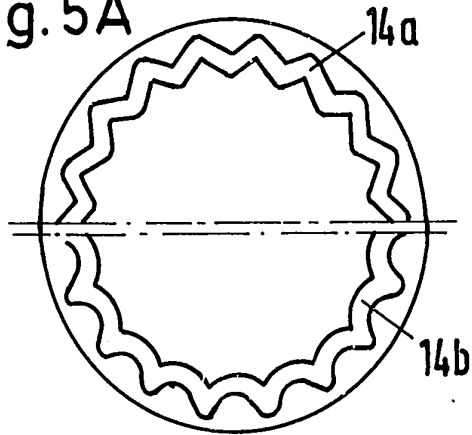


Fig. 5C

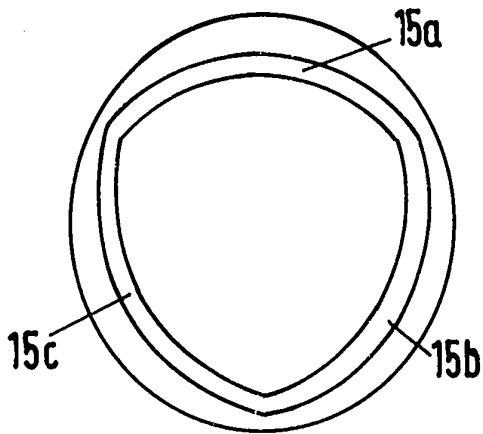
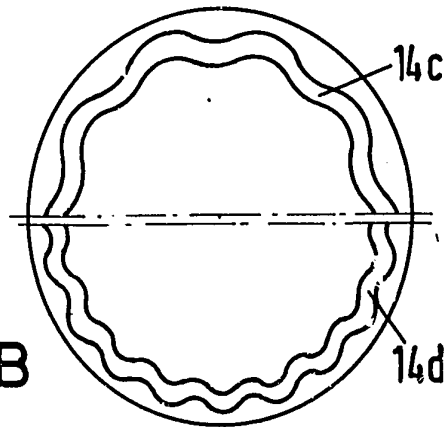


Fig. 5B



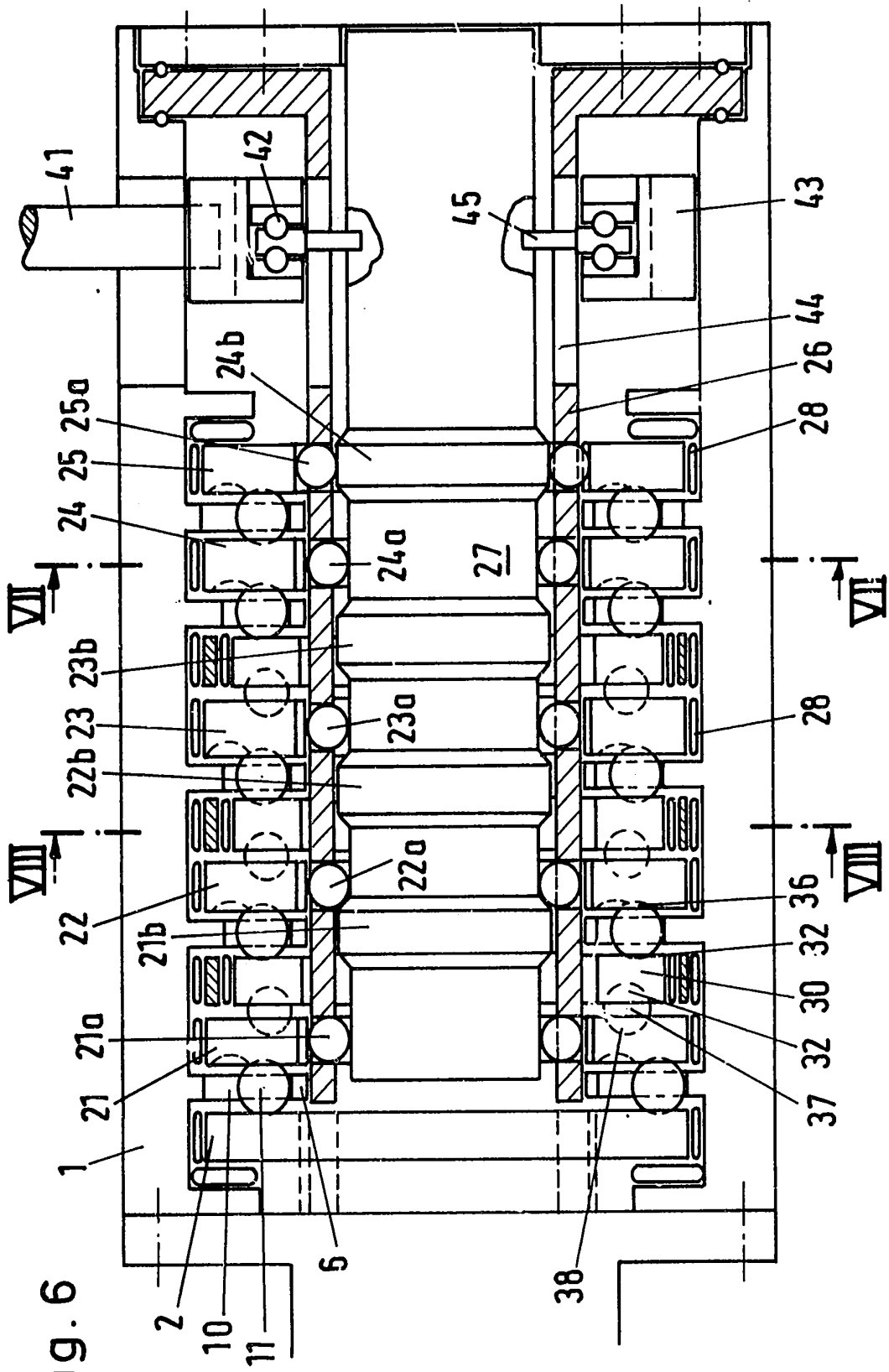


Fig. 6

283669-10

Fig. 7

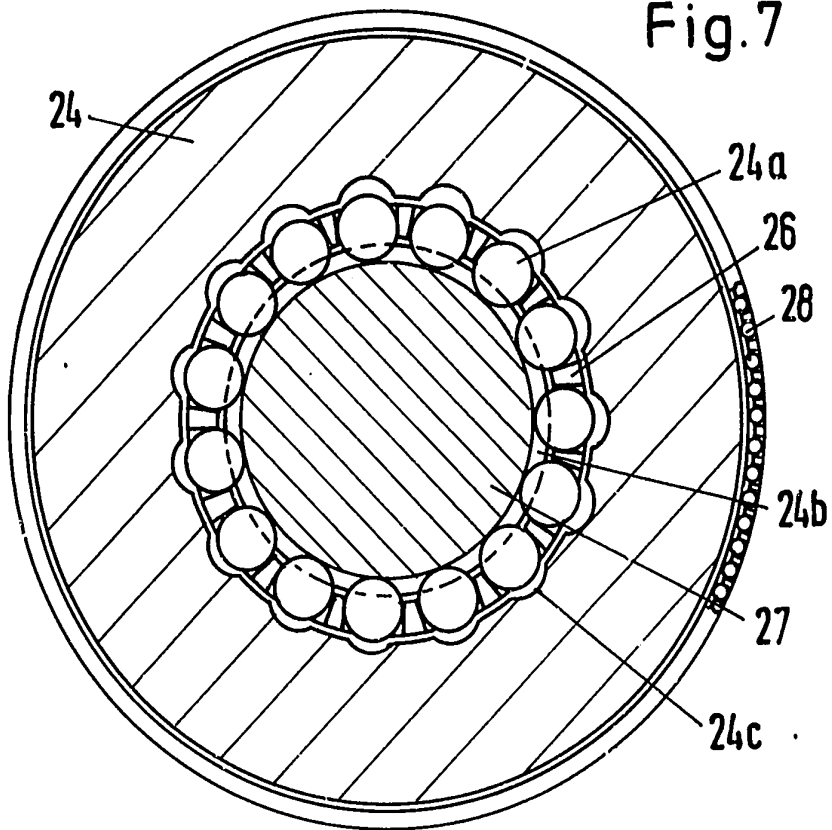


Fig. 8

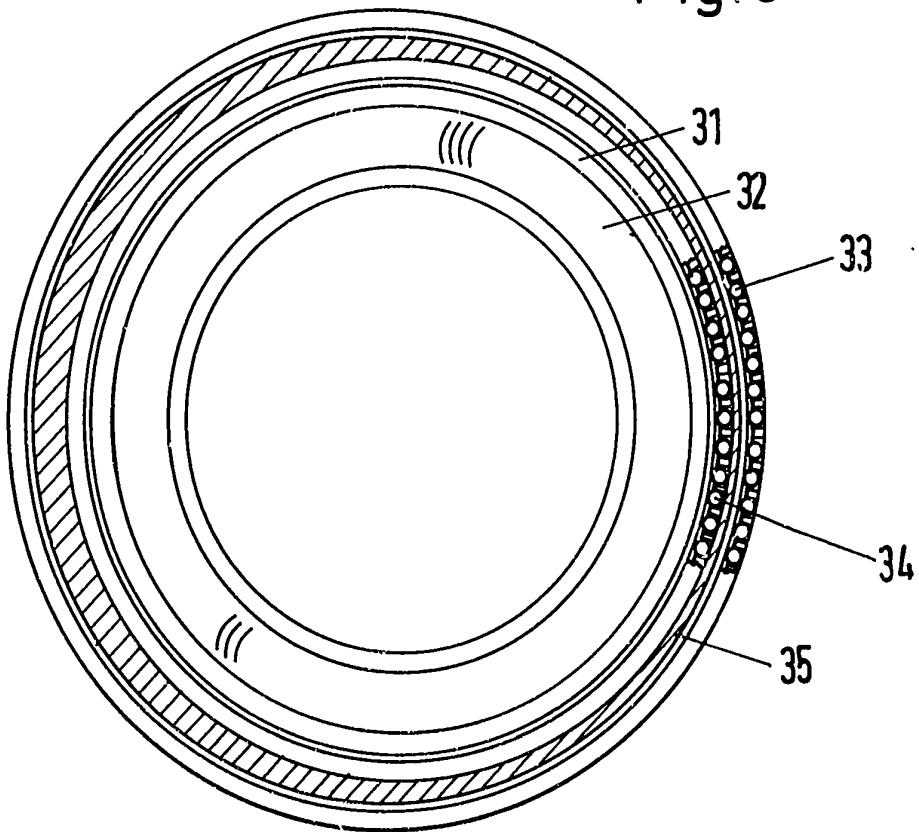


Fig.13a

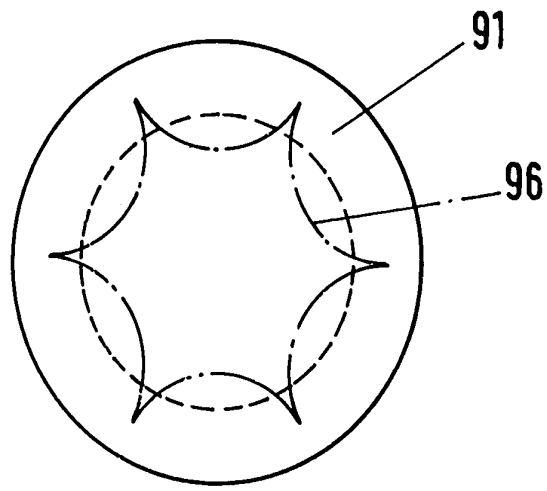
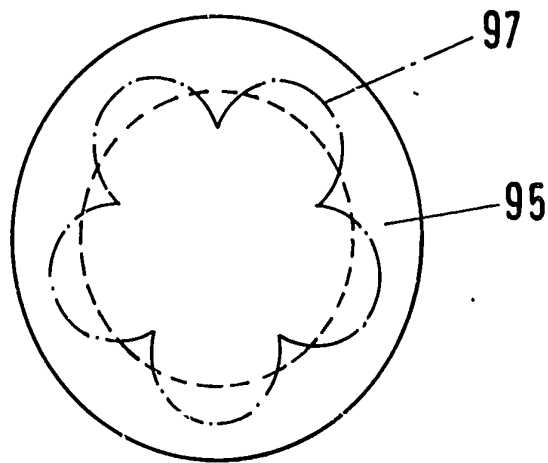


Fig.13b



312 15 19 18 11 11 11

Fig.14

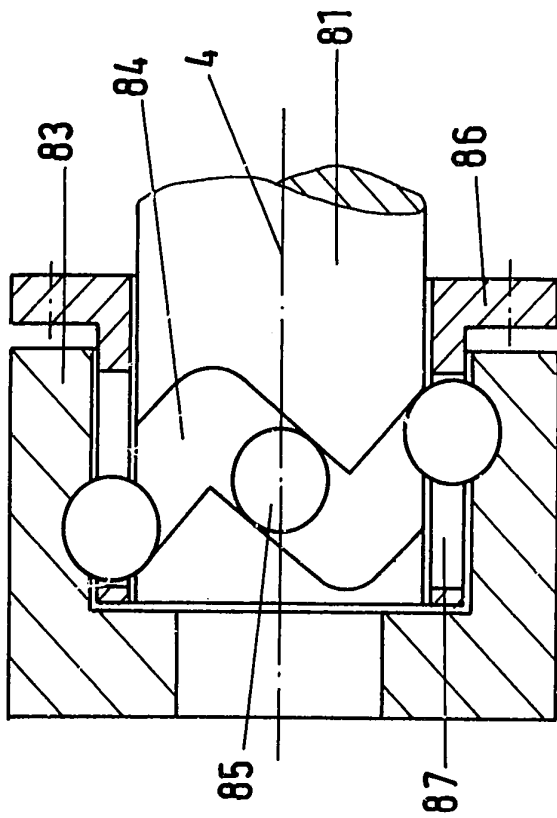


Fig.15

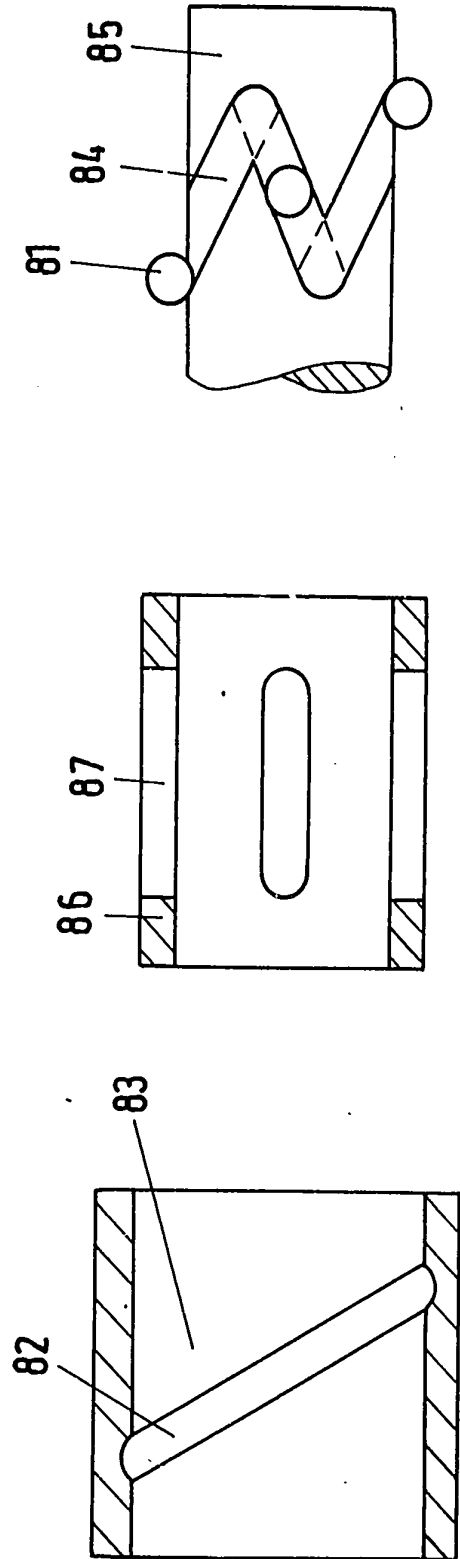


Fig.16

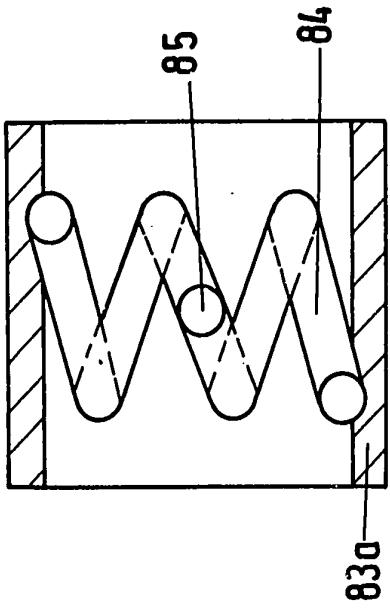
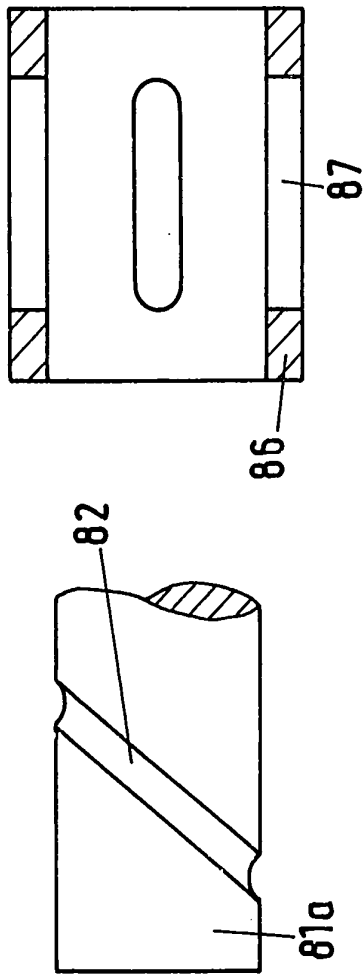


Fig.17

