



(12) Ausschließungspatent

(11) DD 294 546 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 1/445

B 60 K 17/16

DEUTSCHES PATENTAMT

In der vom Anmelder eingereichten Fassung veröffentlicht

(21) DD F 16 H / 340 703 0
(31) P3915959.0-12

(22) 16.05.90
(32) 18.05.89

(44) 02.10.91
(33) DE

(71) siehe (73)

(72) Botterill, John R., Dr., GB; Mildt, Helmut, DE; Kühn, Gerald, DE

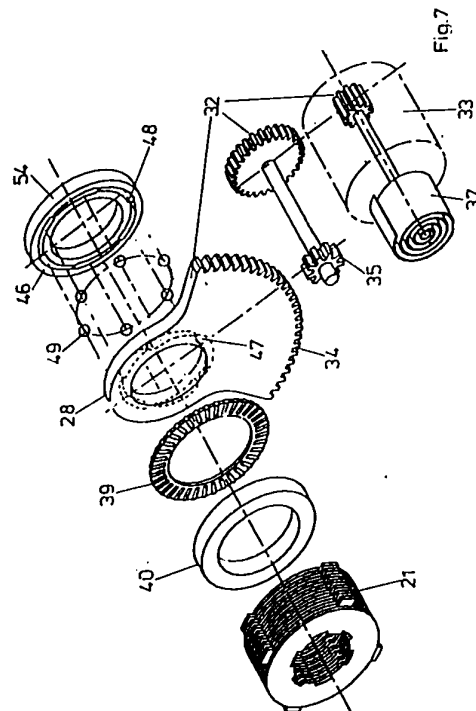
(73) GKN Automotive AG, Alte Lohmarer Straße 59, W - 5200 Siegburg, DE

(74) Patent- und Rechtsanwälte Harwardt, Neumann, Postfach 1455, W - 5200 Siegburg, DE

(54) Ausgleichsgetriebe

(55) Steuerkurve; Stirnfläche; Stützring; Stellring;
Verdrehwinkel; Änderungsrate; Antriebsräder;
Schrägverzahnung; Drehantrieb; Untersetzungsgetriebe;
Motor

(57) Die Erfindung betrifft ein von außen gesteuert sperrbares Ausgleichsgetriebe 8, dessen Reibanordnung 21 über einen selektiv betätigbaren Drehantrieb 32 über einen Druckring beaufschlagbar ist. Hierzu ist ein von einem Elektromotor 33 über ein Ritzel 35 antreibbarer Stellring 28 vorgesehen, der bei Verdrehung eine Axialverstellung gegenüber einem Stützring 54 bewirkt. Der Stützring 54 ist selbst undrehbar und axial fest gegenüber dem Gehäuse 11 angeordnet. Es sind Steuerkurven oder -profile an den einander zugewandten Stirnflächen 45, 46 des Stützrings 54 und des Stellrings 28 vorgesehen, die zwischen dem Stützring und dem Stellring in abstützender, den Stellring 28 bei Verdrehung verschiebender Wirkverbindung stehen, und eine nicht-lineare Änderungsrate der auf den Stellring 28 wirksamen Axialkomponente über dem Verdrehwinkel aufweisen. Fig. 7



Patentansprüche

1. Ausgleichsgetriebe mit extern veränderlich steuerbarer Sperrkupplung, insbesondere für Kraftfahrzeuge, mit einem in einem Gehäuse drehbar gelagerten und antreibbaren Differentialkorb, mit diesem koaxial angeordneten und drehbar gekoppelten, jeweils mit einer Abtriebswelle drehfest verbundenen Abtriebselementen, gebildet durch zwei Abtriebsräder oder ein Abtriebsrad und ein Planetenträger, mit diesen gleichzeitig in Eingriff befindlichen im Differentialkorb drehbar gehaltenen Ausgleichsrädern und einer Reibanordnung, die abwechselnd drehfest mit einem ersten der koaxial liegenden Teile - Differentialkorb oder Abtriebselemente - verbundene Außenlamellen und drehfest mit einem anderen der koaxial liegenden Teile - Differentialkorb oder Abtriebselemente - verbundene Innenlamellen gegebenenfalls unter Zwischenschaltung frei drehender Zwischenscheiben umfaßt, wobei diese einerseits an einer Stützfläche eines der Teile - Differentialkorb oder eines der Abtriebselemente - axial abgestützt sind und andererseits über eine Betätigungseinrichtung axial beaufschlagbar sind, wobei die Betätigungseinrichtung einen zum Gehäuse dreh- und axial-festen Stützring, einen dazu relativ begrenzt verdrehbaren, axial verschiebbaren Stellring und einen diesen bedarfsweise antreibenden Drehantrieb aufweist und sich der Stellring zumindest mittelbar an über dem Umfang wirksamen Steuerkurven oder -rillen gegenüber dem Stützring abstützt,

dadurch gekennzeichnet,

daß die Steuerkurven oder -profile an den einander zugewandten Stirnflächen (45, 46) des Stützrings (54) und des Stellrings (28), die zwischen dem Stützring (54) und dem Stellring (28) in abstützender, den

Stellring (28) bei Verdrehung verschiebender Wirkverbindung stehen, eine nicht-lineare Änderungsrate der auf den Stellring (28) wirksamen Axialkomponente über dem Verdrehwinkel aufweisen und die Steuerkurven oder -profile eine zunächst starke und dann geringere axiale Änderungsrate der auf den Stellring (28) wirksamen Axialkomponente über dem Verdrehwinkel aufweisen.

2. Ausgleichsgetriebe nach Anspruch 1,

dadurch gekennzeichnet,

daß der Stellring (28) über eine äußere Verzahnung (34) von einem achsparallel zu den Abtriebselementen (16, 17) angeordneten Zahnritzel (35) angetrieben wird.

3. Ausgleichsgetriebe nach Anspruch 2,

dadurch gekennzeichnet,

daß die Verzahnung (34) zwischen Stellring (28) und Zahnritzel (35) als Schrägverzahnung ausgebildet ist.

4. Ausgleichsgetriebe nach einem der Ansprüche 1 bis 3,

dadurch gekennzeichnet,

daß der Stellring (28) über einen Umfangsweg von weniger als 180 Grad verdrehbar ist.

5. Ausgleichsgetriebe nach einem der Ansprüche 1 bis 4,

dadurch gekennzeichnet,

daß der bedarfsweise antreibende Drehantrieb (32) ein Untersetzungsgetriebe und einen Motor (33) aufweist.

6. Ausgleichsgetriebe nach einem der Ansprüche 1 bis 5,
dadurch gekennzeichnet,
daß der dem Drehantrieb (32) zugehörige Motor (33) ein Elektromotor ist.
7. Ausgleichsgetriebe nach einem der Ansprüche 1 bis 6,
dadurch gekennzeichnet,
daß der Motor (33) oder die diesem nachgeordnete Untersetzungsstufe des Untersetzungsgetriebes durch einen schaltbaren Freilauf mit der dem Stellring (28) zugeordneten Untersetzungsstufe des Getriebes verbunden ist, der bei Betätigung des Motors (33) im Sinne einer Druckbeaufschlagung für die Reibanordnung (21) sperrt und bei Aufhebung der Betätigung im Sinne eines Rücklaufs des Stellrings (28) das Untersetzungsgetriebe vom Motor (33) trennt.
8. Ausgleichsgetriebe nach Anspruch 1,
dadurch gekennzeichnet,
daß sich an der Druckscheibe (40) abstützende, den Differentialkorb (12) axial durchdringende und an einer Druckplatte (27) der Reibanordnung (21) anliegende Stößel (41) vorgesehen sind.
9. Ausgleichsgetriebe nach einem der Ansprüche 1 bis 8,
dadurch gekennzeichnet,
daß den zugewandten Stirnflächen (45, 46) von Stützring (54) und Stellring (28) Führungsrillen, die als

Kugelrillen (47, 48) ausgebildet sind, paarweise gegenüberliegend zugeordnet sind, die gegenläufig in Umfangsrichtung von der tiefsten Stelle zur Stirnfläche (45, 46) ansteigend ausgebildet sind, wobei jeweils ein Paar von Vertiefungen zwischen sich einen Wälzkörper, insbesondere eine Kugel (49), aufnimmt.

10. Ausgleichsgetriebe nach einem der Ansprüche 1 bis 9,

dadurch gekennzeichnet,

daß die Steuerkurven oder -profile aus zumindest im Stellring (28) oder Stützring (54) im wesentlichen in Umfangsrichtung verlaufenden Führungsrillen veränderlicher Tiefe und darin geführten an dem jeweils zweiten Ring anliegenden Wälzkörpern bestehen.

11. Ausgleichsgetriebe nach einem der Ansprüche 1 bis 10,

dadurch gekennzeichnet,

daß die Führungsrillen zur Variation der axialen Änderungsrate eine in Umfangsrichtung unterschiedlicher Steigung haben.

12. Ausgleichsgetriebe nach einem der Ansprüche 1 bis 11,

dadurch gekennzeichnet,

daß die Führungsrillen zur Variation der axialen Änderungsrate eine über dem Umfang veränderliche radiale Richtungskomponente bei in Umfangsrichtung gleichbleibender Steigung haben.

24

294546

13. Ausgleichsgetriebe nach einem der Ansprüche 1 bis 12,

dadurch gekennzeichnet,

daß sich mehrere gleichartige Führungsrillen in Umfangsrichtung auf unterschiedlichem Radius der Stirnflächen (45, 46) überdecken.

14. Ausgleichsgetriebe nach einem der Ansprüche 1 bis 13,

dadurch gekennzeichnet,

daß ein Kugelkäfig zwischen Stützring (54) und Stelling (28) vorgesehen ist, der die Wälzkörper, insbesondere Kugeln (49) in gleichem Umfangsabstand zueinander hält.

Hierzu 12 Seiten Zeichnungen

Titel der Erfindung

Ausgleichsgetriebe

Anwendungsgebiet der Erfindung

Die Erfindung betrifft ein Ausgleichsgetriebe mit extern veränderlich steuerbarer Sperrkupplung, insbesondere für Kraftfahrzeuge, mit einem in einem Gehäuse drehbar gelagerten und antreibbaren Differentialkorb, mit diesem koaxial angeordneten und drehbar gekoppelten, jeweils mit einer Abtriebswelle drehfest verbundenen Abtriebselementen - zwei Abtriebsrädern oder einem Abtriebsrad und einem Planetenträger -, mit diesen gleichzeitig in Eingriff befindlichen im Differentialkorb drehbar gehaltenen Ausgleichsrädern und einer Reibanordnung, die abwechselnd drehfest mit einem ersten der koaxial liegenden Teile - Differentialkorb oder Abtriebsräder bzw. Planetenträger - verbundene Außenlamellen und drehfest mit einem anderen der koaxial liegenden Teile - Differentialkorb oder Abtriebsräder bzw. Planetenträger - verbundene Innenlamellen gegebenenfalls unter Zwischenschaltung freidrehender Zwischenscheiben umfaßt, wobei diese einerseits an einer Stützfläche eines der Teile - Differentialkorb oder eines der Abtriebsräder - axial abgestützt sind und andererseits über eine Betätigungseinrichtung axial beaufschlagbar sind, wobei die Betätigungseinrichtung einen zum Gehäuse dreh- und axialfesten Stützring, einen dazu relativ begrenzt verdrehbaren, axial verschiebbaren Stellring und einen diesen bedarfsweise antreibenden Drehantrieb aufweist und sich der Stellring zumindest mittelbar an über dem Umfang wirksamen Steuerkurven oder -rillen gegenüber dem Stützring abstützt.

Ein Ausgleichsgetriebe der eingangs genannten Art ist aus der JP 62-196951 A bekannt. Aufgrund der über dem Umfang linearen Steigung der Steuerrillen, in denen Kugeln laufen, wird die Betätigungseinrichtung insbesondere bei zunehmen-

dem Reiblamellenverschleiß ungünstig ansprechen, da die Steigung der Steuerrillen als solche im Hinblick auf die Regelbarkeit begrenzt sein muß.

Ziel der Erfindung

Ziel der Erfindung ist es, ein Ausgleichsgetriebe so auszubilden, daß gute Gebrauchswerteigenschaften mit geringem Aufwand erreichbar sind.

Darlegung des Wesens der Erfindung

Hiervon ausgehend liegt der vorliegenden Erfindung die Aufgabe zugrunde, ein Getriebe der genannten Art zu schaffen, das eine schnell ansprechende gut regelbare Betätigung aufweist. Die Lösung hierfür besteht darin, daß die Steuerkurven oder -profile an den einander zugewandten Stirnflächen des Stützrings und des Stellrings, die zwischen dem Stützring und dem Stellring in abstützender, den Stellring bei Verdrehung verschiebender Wirkverbindung stehen, eine nicht-lineare Änderungsrate der auf den Stellring wirksamen Axialkomponente über dem Verdrehwinkel aufweisen und die Steuerkurven oder -profile eine zunächst starke und dann geringere axiale Änderungsrate der auf den Stellring wirksamen Axialkomponente über dem Verdrehwinkel aufweisen.

Die damit erzielte Wirkung liegt darin, daß während einer ersten Phase der Betätigung durch einen steilen Anstieg der wirksamen Axialkomponenten eine starke Spreizungsrate zwischen Stellring und Stützring bewirkt werden kann, solange aufgrund des Spiels zwischen den Lamellen keine oder keine nennenswerten Reaktionskräfte überwunden werden müssen. Der anfangs steile Anstieg der wirksamen Axialkomponente verbessert somit das Ansprechen der Sperrkupplung.

Danach soll der Anstieg der wirksamen Axialkomponente bevorzugt progressiv abfallen, bis der gewünschte Anstieg für den Arbeitsbereich der Sperrwirkung erreicht wird. Der Verlauf der obigen Steigungsänderung kann mathematisch in der Form

$$\frac{dy}{dx} = \frac{c_1 a}{c_1 x + c_2} \quad \text{bzw.} \quad \frac{dy}{dx} = b - ax$$

dargestellt werden. y ist die axial wirksame Höhenveränderung der Kugelrille oder Rampenfläche, x ist der entsprechende Weg in Umfangsrichtung in der Kugelrille oder auf der Rampenfläche. Es ergibt sich ein Profil nach

$$y = a \ln (c_1 x + c_2) + b \quad \text{bzw.} \quad y = bx - \frac{ax^2}{2} + c.$$

Es bleibt die Anfangs- und Auslaufanstellwinkel festzulegen. Es ist bei Kugelrillen ein Anfangswinkel von $6 - 9^\circ$ und ein Auslaufwinkel von $1 - 1,5^\circ$ angemessen. Im Arbeitsbereich ist der vorerwähnte Auslaufwinkel bis zum Ende der Bahn konstant. Damit ist sichergestellt, daß für alle Verschleißzustände die Sperre im Arbeitsbereich nach der gleichen Kennlinie betätigt wird.

Als eine bevorzugte Ausführung wird vorgeschlagen, die Drehbewegung in eine Axialbewegung dadurch umzusetzen, daß den zugewandten Stirnflächen von Stellring und Stützring Vertiefungen bzw. Führungsrillen paarweise gegenüberliegend zugeordnet sind, die gegenläufig in Umfangsrichtung von der tiefsten Stelle zur Stirnfläche ansteigend ausgebildet sind, wobei jeweils ein Paar von Vertiefungen

zwischen sich einen Wälzkörper, insbesondere eine Kugel, aufnimmt. Hierdurch können die Reibverhältnisse günstig beeinflußt werden.

Nach einer bevorzugten Ausführung wird ein ringförmiger oder scheibenförmiger Kugelkäfig zwischen Stützring und Stellring vorgesehen, der die Kugeln in axialen Durchgangslöchern aufnimmt, damit alle Kugeln in den mit veränderlicher Steigung ausgeführten Kugelrillen synchron laufen und den gleichen Umfangsabstand zueinander haben.

Erfindungsgemäß ist ferner vorgesehen, daß die Steuerkurven oder -profile aus zumindest im Stellring oder Stützring im wesentlichen in Umfangsrichtung verlaufenden Führungsrillen veränderlicher Tiefe und darin geführten an dem jeweils zweiten Ring anliegenden Wälzkörpern bestehen.

Im Sinne der Erfindung ist es auch, daß die Führungsrillen zur Variation der axialen Änderungsrate eine in Umfangsrichtung unterschiedlicher Steigung haben.

Sinnvollerweise ist vorgesehen, daß die Führungsrillen zur Variation der axialen Änderungsrate eine über dem Umfang veränderliche radiale Richtungskomponente bei in Umfangsrichtung gleichbleibender Steigung haben.

Es ist auch möglich, daß sich mehrere gleichartige Führungsrillen in Umfangsrichtung auf unterschiedlichem Radius der Stirnflächen überdecken.

In weiterer Ausbildung sind als Steuerkurven Kugelrillen in den beiden Stirnflächen vorgesehen, in denen sich einander gegenüberliegenden Stirnflächen abstützende Kugelkörper laufen. Hierbei ist bei konstantem Radius eine Veränderung der Kugelrillentiefe gemäß den oben beschrie-

benen unterschiedlichen Raten möglich. Eine zweite günstige Ausgestaltung geht dahin, die Tiefenänderung über dem Kugelrillenverlauf konstant zu halten, die Kugelrillen jedoch mit einer abnehmenden Radialkomponente verlaufen zu lassen, so daß über dem Verdrehwinkel des Stellringes die axiale Verschieberate zunehmend geringer wird. Selbstverständlich ist auch eine Kombination der beiden hier angegebenen Ausgestaltungen möglich. Bevorzugt sind über den Umfang, mindestens drei solcher Rillenpaare und damit Wälzkörper vorgesehen. Die tiefste Stelle der Vertiefungen in Verbindung mit der Kugel dient als Rückdrehanschlag zur Begrenzung der Rückstellbewegung des Stellringes gegenüber dem Stützring.

Von Vorteil bei dieser Ausbildung ist, daß der Drehantrieb durch die unmittelbare Abstützung des Stellrings an einer gehäusefesten Steuerkurve und durch die axiale Verschiebbarkeit des Stellrings eine geringe Anzahl der erforderlichen Bauteile und damit eine axial kompakte Bauweise ermöglicht wird.

Die Anwendung der vorstehenden Anordnung bei einem Planetendifferential, bei dem die Außen- und Innenlamellen jeweils einer Abtriebswelle, d. h. nicht u. a. dem Differentialkorb, zugeordnet sind, erweist sich als äußerst kompakt in der Baulänge, was insbesondere für Frontantriebsfahrzeuge mit quereingebautem Motor von Vorteil ist. Der Baulängengewinn ergibt sich aus der dadurch möglichen Reduzierung der Reiblamellenanzahl.

Bevorzugt ist in weiterer Ausgestaltung vorgesehen, daß der Drehantrieb ein mindestens einstufiges Untersetzungsgetriebe und einen Motor aufweist. Dabei ist dieser besonders günstig als Elektromotor auszugestalten. Ferner ist durch die Wahl des Elektromotors in besonders günstiger

Weise eine Steuerung für die Betätigung erzielbar. Der Elektromotor kann aufgrund der Zwischenschaltung eines Untersetzungsgetriebes zusätzlich von der Baugröße her verringert werden. Die erforderliche Leistung des Motors wird dadurch weiter reduziert, so daß kein negativer Einfluß auf die gesamte Energiesituation im Fahrzeug gegeben ist. Es genügen für eine Ansprechzeit von 150 ms bei einer Untersetzung von 1:50 und einem Rampenwinkel von $1,5^\circ$ Leistungen im Bereich bis circa 250 Watt für einen schweren PKW.

Nach einem weiteren Merkmal der Erfindung ist vorgesehen, zur Bildung des Untersetzungsgetriebe den Stellring an seinem radial äußeren Abschnitt mit einer Verzahnung zu versehen, mit der ein zu den Abtriebsselementen achsparalleles Zahnritzel axial verschiebbar, insbesondere schrägverzahnt, kämmt. Hierdurch ist es ohne weiteres möglich, den Motor außerhalb des Getriebegehäuses anzuordnen.

Das Gesamtübersetzungsverhältnis des Untersetzungsgetriebes beträgt bis zu ca. 100:1. Hierdurch ist gewährleistet, daß herkömmlicher E-Motor genutzt werden kann, was ebenfalls die Kosten für ein solches Antriebsaggregat herabsetzt. Schließlich ist vorgesehen, daß die Stellbewegung des Stellringes im Drehsinne einen Umfangsweg von weniger als 180 Grad ausmacht. Es ist also nur eine geringe Bewegung erforderlich, so daß die erforderliche Reaktionszeit von dem Anschalten des Motors bis zum Ansprechen des Sperrdifferentiales, obwohl ein Untersetzungsgetriebe zwischengeschaltet ist, eingehalten werden kann. Zur Anpassung an die Anforderungen eines Antiblokkiersystems sind geringe Lösezeiten von ca. 100 ms erforderlich. Diese können falls erforderlich durch Umpolen des Motors erzielt werden.

Um jedoch eine Rückstellbewegung im Sinne einer Entlastung der Reibanordnung zu gewährleisten, wenn der Motor aufgrund eines Stromausfalls nicht mehr dazu in der Lage ist, ist eine Rückstellung durch eine oder mehrere Rückstellfedern vorgesehen. Die Federn können dabei als Spiralfedern ausgebildet sein, die bevorzugt direkt der Motorwelle zugeordnet sind.

Schließlich ist nach einer weiteren Ausbildung vorgesehen, daß der Motor oder die diesem nachgeordnete Untersetzungsstufe des Untersetzungsgetriebes durch einen schaltbaren Freilauf mit der dem Stellring zugeordneten Untersetzungsstufe des Untersetzungsgetriebes verbunden ist, der bei Betätigung des Motors im Sinne einer Druckbeaufschlagung sperrt, und bei Aufhebung der Betätigung zum Ermöglichen des Rücklaufs das Untersetzungsgetriebe vom Motor trennt.

Bei einer solchen Ausbildung kann es sogar genügen, den Motor nur in einer Drehrichtung laufend auszubilden, d.h. nicht umzusteuern und die Rückstellung des Stellringes nach Bedarf über die eine drehwirkende Rückstellfeder vorzunehmen.

Im Sinne der Erfindung ist es, daß sich an der Druckscheibe abstützende, den Differentialkorb axial durchdringende und an einer Druckplatte der Reibanordnung anliegende Stößel vorgesehen sind.

Da die erste Druckscheibe in Drehrichtung relativ zum Differentialkorb stillsteht, ist bei einem Planetenrad-differential vorgesehen, den Stellring über ein erstes Axialdrucklager, die daran anliegende erste Druckscheibe, an dieser sich abstützende, den Differentialkorb axial durchdringende und an einer Druckplatte anliegende Stößel,

ein zweites Axialdrucklager, eine daran anliegende zweite Druckscheibe, die über weitere Stößel eine weitere Druckplatte beaufschlagt, an den Reiblamellen abzustützen. Es wird hierdurch eine weitere Reibungsminderung erreicht und damit ein geringerer Kraftaufwand erforderlich.

Entsprechend ist bei einem Kegelraddifferential, bei dem die Reibanordnung zwischen den beiden Abtriebsrädern wirksam ist, vorgesehen, den Stellring über ein erstes Axialdrucklager, die daran anliegende erste Druckscheibe, an dieser sich abstützende, den Differentialkorb axial durchdringende und an einer Druckplatte anliegende Stößel ein zweites Axialdrucklager, eine daran anliegende Druckscheibe, die über weitere einen Korb durchdringende Stößel eine weitere Druckplatte beaufschlagt, an den Reiblamellen abzustützen. Bei einem Kegelraddifferential getriebe, bei dem die Reiblamellen zwischen dem Differentialkorb und einem Abtriebsrad wirksam sind, ist vom Stellring aus betrachtet nur ein Axialdrucklager, eine daran anliegende Druckscheibe, an dieser sich abstützende, den Differentialkorb axial durchdringende und an einer Druckplatte anliegende Stößel, die auf die Reiblamellen wirken, erforderlich.

Ausführungsbeispiel

Die Erfindung soll nachfolgend an einigen Ausführungsbeispielen näher erläutert werden. In der zugehörigen Zeichnung zeigen:

Fig. 1 ein Antriebsschema für ein frontgetriebenes Kraftfahrzeug,

Fig. 2 einen Halbschnitt durch ein erfindungsgemäßes Ausgleichsgetriebe in einer ersten Ausführung, gemäß Figur 1.

- Reibanordnung zwischen Differentialkorb und einem Abtriebsrad.

Fig. 3 einen Halbschnitt durch ein erfindungsgemäßes Ausgleichsgetriebe in einer zweiten Ausführung, gemäß Figur 1.

- Reibanordnung zwischen Planetenträger und Abtriebsrad, d.h. zwischen den beiden Abtriebsrädern;

Fig. 4 ein Antriebsschema für ein heckgetriebenes Kraftfahrzeug

Fig. 5 einen Halbschnitt durch ein erfindungsgemäßes Ausgleichsgetriebe in einer dritten Ausführung, gemäß Figur 4;

- Reibanordnung zwischen Differentialkorb und einem Abtriebsrad;

Fig. 6 einen Halbschnitt durch ein erfindungsgemäßes Ausgleichsgetriebe in einer vierten Ausführung, gemäß Fig. 4;

- Reibanordnung zwischen den Abtriebsrädern.

Fig. 7 eine Explosionsdarstellung des Spreizmechanismus mit Rillen und Kugeln zur Umsetzung der Drehbewegung des Stellrings in eine Axialbewegung,

Fig. 8 ein Detail der Ausführungsform nach Fig. 7 im Ruhezustand, und

Fig. 9 ein Detail der Ausführungsform nach Fig. 7 im gespreizten Zustand zur Beaufschlagung der Reibanordnung,

Fig. 10 das Detail der Ausführungsform gemäß Fig. 8 in einer Auslegung mit veränderlichem Kugelanstellwinkel;

Fig. 11 ein Stütz- oder Stellring nach Fig. 7 in einer zweiten Ausführung,

Fig. 12 ein Stütz- und Stellring nach Fig. 7 in einer weiteren Ausführung.

Das in der Zeichnungsfigur 1 gezeigte Fahrzeug 1 ist ein frontgetriebenes Fahrzeug 1. Es sind nur die Umrisse zur Verdeutlichung dargestellt. Das Fahrzeug 1 besitzt die beiden Vorderräder 2 und 3 sowie die Hinterräder 4 und 5. Die beiden Vorderräder 2, 3 werden vom Motor 6 über das Schaltgetriebe 7, das daran angeschlossene extern geregelt sperrbare Ausgleichsgetriebe 8 und die daran angeschlossenen als Gelenkwellen ausgebildeten Antriebswellen 9, 10 angetrieben.

Extern gesteuert sperrbare Ausgleichsgetriebe 8 sind in den Figuren 2 und 3 sowie 5 und 6 dargestellt. In den Figuren 2 und 3 ist dabei jeweils ein Planetenraddifferential, in den Figuren 5 und 6 jeweils ein Kegelaraddifferential dargestellt. In dem Gehäuse 11 ist über Lager 15, 19 der Differentialkorb 12 drehbar angeordnet. Der Differentialkorb 12 ist geteilt ausgebildet. Nach den Figuren 2 und 3 sind als Abtriebselmente 16, 17 im Differentialkorb 12 ein Planetenträger, der in Verbindung mit der Steckanschlußwelle 13 steht, und ein Abtriebsrad, das in Verbindung mit der Steckanschlußwelle 14 steht, aufgenommen. Auf als Hülsen ausgebildeten Drehzapfen 18, die im Planetenträger angeordnet sind, sind achsparallele Ausgleichsräder 29 drehbar gelagert. Ferner ist an einer Flanschfläche des Differentialkorbes 12 das Tellerrad 20

angeschlossen, über welches der Differentialkorb 12 vom Motor 6 des Fahrzeuges 1 antreibbar ist. Die Abtriebsselemente 16, 17 weisen Innenverzahnungen auf, in welche Steckanschlußwellen 13, 14 eingesteckt sind, die zur Verbindung mit den Antriebswellen 9, 10 für die Vorderräder 2, 3 dienen. Der zweite Abschnitt 12b des Differentialkorbes 12 ist mit dem ersten Abschnitt 12a drehfest verbunden. Die beiden Abtriebsselemente 16, 17 sind jeweils drehbar in dem Differentialkorb 12 aufgenommen. Nach den Figuren 5 und 6 sind als Abtriebsselemente 16, 17 ein erstes, in Verbindung mit der Steckanschlußwelle 13 stehendes Abtriebsrad und ein zweites, in Verbindung mit der Steckanschlußwelle 14 stehendes Abtriebsrad aufgenommen, wobei letzteres nach Figur 6 mit einem Korb 61 drehfest verbunden ist. Auf sich kreuzenden radialen Drehzapfen 18, die im mehrteiligen Differentialkorb 12 gehalten sind, sind kegelige Ausgleichsräder 29 drehbar gelagert. Ferner ist an einer Flanschfläche des Differentialkorbes 12 das Tellerrad 20 angeschlossen, über welches der Differentialkorb 12 vom Motor 6 des Fahrzeuges 1 antreibbar ist. Die Abtriebsselemente 16, 17 weisen Innenverzahnungen auf, in welche Steckanschlußwellen 13, 14 eingesteckt sind, die zur Verbindung mit den Antriebswellen 9, 10 für die Hinterräder 4, 5 dienen. Der Differentialkorb 12 ist aus einem deckelförmigen Abschnitt 12a, einem topfförmigen Abschnitt 12b und (für Fig. 5) einem ringförmigen Einsatz 12c aufgebaut. Die beiden Abtriebsselemente 16, 17 sind jeweils drehbar in dem Differentialkorb 12 aufgenommen.

In Fig. 2 ist eine Reibanordnung 21 vorgesehen, die aus Außenlamellen 22 und Innenlamellen 24 besteht. Die Innenlamellen 24 besitzen in ihrer Bohrung Verzahnungen, mit denen sie auf einer entsprechenden Außenverzahnung 25 eines Fortsatzes des Abtriebsrades 17 drehfest, jedoch verschieblich aufgenommen sind. Die jeweils zwischen zwei

Innenlamellen 24 angeordneten Außenlamellen 22 weisen auf ihrem Außenumfang ebenfalls Zähne auf, die in entsprechende Innennuten 23 oder Verzahnungen, die im Differentialkorb 12 angeordnet sind, drehfest eingreifen. Die Außenlamellen 22 sind ebenfalls in Axialrichtung verschiebbar. Die Reibanordnung 21 stützt sich zum einen axial an der Stützfläche 26, die Bestandteil des Differentialkorbes 12 ist, ab, zum anderen ist die Reibanordnung 21 über eine Druckplatte 57 druckbeaufschlagbar. Es sind die Drehzapfen 18 durchdringende Stößel 58 vorgesehen, die von einer ersten Druckscheibe 59 beaufschlagt werden. An dieser stützt sich über ein erstes Axiallager 60 eine Druckplatte 27 ab, die über weitere Stößel 41 verstellbar ist, an denen eine außerhalb des Differentialkorbes 12 angeordnete zweite Druckscheibe 40 anliegt. Zwischen einer Radialfläche des Stellringes 28 und der Druckplatte 40 ist ein zweites Axialdrucklager 39 eingebaut. Hierdurch wird die Reibung verringert, da die Druckplatte 40 mit dem Differentialkorb 12 umläuft.

In Fig. 3 ist eine Reibanordnung 21 vorgesehen, die ebenfalls Außenlamellen 22 und Innenlamellen 24 aufweist. Die Innenlamellen 24 besitzen in ihrer Bohrung Verzahnungen, mit denen sie auf eine entsprechende Außenverzahnung 25 des Fortsatzes des mit der Steckanschlußwelle 14 verbundenen Abtriebsrades drehfest, jedoch verschieblich aufgenommen sind. Die jeweils zwischen zwei Innenlamellen 24 angeordneten Außenlamellen 22 weisen an ihrem Außenumfang ebenfalls Zähne auf, die in entsprechenden Innennuten 23 oder Verzahnungen drehfest eingreifen, die in einer Verlängerung des Planetenträgers ausgebildet sind, die mit der Unterseite des Planetenträgers fest verbunden ist. Die Außenlamellen 22 sind ebenfalls in Axialrichtung verschiebbar. Die Reibanordnung 21 stützt sich zum einen axial an der Stützfläche 26, die Bestandteil des Differen-

tialkorbes 12 ist, ab, zum anderen ist die Reibanordnung 21 über eine Druckplatte 57 druckbeaufschlagbar. Es sind den Drehzapfen 18 durchdringende Stößel 58 vorgesehen, die von einer ersten Druckscheibe 59 beaufschlagt werden. An dieser stützt sich über ein erstes Axialdrucklager 60 eine Druckplatte 27 ab, die über weitere Stößel 41 verstellbar ist, an denen eine außerhalb des Differentialkorbes 12 angeordnete Druckscheibe 40 anliegt. Zwischen einer Radialfläche des Stellringes 28 und der Druckscheibe 40 ist ein Axialdrucklager 39 eingebaut. Hierdurch wird die Reibung verringert, da die Druckscheibe 40 mit dem Differentialkorb 12 umläuft.

Das in der Zeichungsfigur 4 gezeigte Fahrzeug 1 ist ein heckgetriebenes Fahrzeug 1. Es sind nur die Umrisse zur Verdeutlichung dargestellt. Das Fahrzeug 1 besitzt die beiden Vorderräder 2 und 3 sowie die Hinterräder 4 und 5. Die beiden Hinterräder 4, 5 werden vom Motor 6 über das Schaltgetriebe 7, eine Längswelle 52, das daran angeschlossene extern geregelt sperrbare Ausgleichsgetriebe 8 und die daran angeschlossenen Antriebswellen 9, 10 angetrieben.

Extern gesteuert sperrbare Ausgleichsgetriebe 8 sind in den Figuren 2 bis 5 näher dargestellt. In den Figuren 2 und 3 ist dabei jeweils ein Planetenraddifferential, in den Figuren 5 und 6 jeweils ein Kegelraddifferential dargestellt. In dem Gehäuse 11 ist über Lager 15, 19 der Differentialkorb 12 drehbar angeordnet. Der Differentialkorb 12 ist geteilt ausgebildet. Nach den Figuren 2 und 3 sind als Abtriebs Elemente 16, 17 im Differentialkorb 12 ein Planetenträger, der in Verbindung mit der Steckanschlußwelle 13 steht, und ein Abtriebsrad, das in Verbindung mit der Steckanschlußwelle 14 steht, aufgenommen. Auf als Hülsen ausgebildeten Drehzapfen 18, die im Planeten-

träger angeordnet sind, sind achsparallele Ausgleichsräder 29 drehbar gelagert. Ferner ist an einer Flanschfläche des Differentialkorbes 12 das Tellerrad 20 angeschlossen, über welches der Differentialkorb 12 vom Motor 6 des Fahrzeuges 1 antreibbar ist. Die Abtriebselemente 16, 17 weisen Innenverzahnungen auf, in welche Steckanschlußwellen 13, 14 eingesteckt sind, die zur Verbindung mit den Antriebswellen 9, 10 für die Hinterräder 4, 5 dienen. Der zweite Abschnitt 12b des Differentialkorbes 12 ist mit dem ersten Abschnitt 12a drehfest verbunden. Die beiden Abtriebselemente 16, 17 sind jeweils drehbar in dem Differentialkorb 12 aufgenommen. Nach den Figuren 5 und 6 sind als Abtriebselemente 16, 17 ein erstes, in Verbindung mit der Steckanschlußwelle 13 stehendes Abtriebsrad und ein zweites, in Verbindung mit der Steckanschlußwelle 14 stehendes Abtriebsrad 17 aufgenommen, wobei letzteres nach Figur 6 mit einem Korb 61 drehfest verbunden ist. Auf sich kreuzenden radialen Drehzapfen 18, die im mehrteiligen Differentialkorb 12 gehalten sind, sind kegelige Ausgleichsräder 29 drehbar gelagert. Ferner ist an einer Flanschfläche des Differentialkorbes 12 das Tellerrad 20 angeschlossen, über welches der Differentialkorb 12 vom Motor 6 des Fahrzeuges 1 antreibbar ist. Die Abtriebselemente 16, 17 weisen Innenverzahnungen auf, in welche Steckanschlußwellen 13, 14 eingesteckt sind, die zur Verbindung mit den Antriebswellen 9, 10 für die Hinterräder 4, 5 dienen. Der Differentialkorb 12 ist aus einem deckelförmigen Abschnitt 12a, einem topfförmigen Abschnitt 12b und einem ringförmigen Einsatz 12c aufgebaut. Die beiden Abtriebselemente 16, 17 sind jeweils drehbar in dem Differentialkorb 12 aufgenommen.

In Fig. 5 ist eine Reibanordnung 21 vorgesehen, die aus Außenlamellen 22 und Innenlamellen 24 besteht. Die Innenlamellen 24 besitzen in ihrer Bohrung Verzahnungen, mit

denen sie auf einer entsprechenden Außenverzahnung 25 einer auf dem Abtriebsrad, das der Steckanschlußwelle 14 zugeordnet ist, angeordneten Hülse drehfest, jedoch verschieblich aufgenommen sind. Die jeweils zwischen zwei Innenlamellen 24 angeordneten Außenlamellen 22 weisen auf ihrem Außenumfang Zähne auf, die in entsprechenden Innennuten 23 oder Verzahnungen, die unmittelbar im Differentialkorb 12 ausgebildet sind, drehfest und axial verschieblich eingreifen. Die Reibanordnung 21 stützt sich zum einen axial an der Stützfläche 26, die an Teilen des Differentialkorbes 12 ausgebildet ist, ab, zum anderen ist die Reibanordnung 21 über eine Druckplatte 57 axial beaufschlagbar. Es sind den Differentialkorb 12 durchdringende Stößel 41 vorgesehen, die auf die Druckplatte 57 wirken und von einer Druckscheibe 40 außerhalb des Differentialkorbes 12 beaufschlagt werden. Zwischen den Flächen der Druckscheibe 40 und des Stellrings 28 ist ein Axialdrucklager 39 eingebaut.

In Fig. 6 ist eine Reibanordnung 21 vorgesehen, die Außenlamellen 22 und Innenlamellen 24 umfaßt. Hierbei sind in den Bohrungen der Innenlamellen 24 Verzahnungen vorgesehen, mit denen sie auf einer entsprechenden Außenverzahnung 25 einer auf der Steckanschlußwelle 13, die die Abtriebswelle ist, angeordneten Hülse drehfest und axial verschieblich aufgenommen sind. Die jeweils zwischen zwei Innenlamellen 24 angeordneten Außenlamellen 22 weisen an ihrem Außenumfang Zähne auf, die in einem mit der Steckanschlußwelle 14 drehfest verbundenen Innenkorb 61 ausgebildet sind, wobei die Steckanschlußwelle 14 die zweite Abtriebswelle ist. Die Außenlamellen 22 sind ebenfalls in Axialrichtung verschiebbar. Die Reibanordnung 21 stützt sich zum einen axial an der Stützfläche 26, die am nicht dargestellten Abtriebsrad ausgebildet ist, ab, zum anderen ist die Reibanordnung 21 über eine Druckplatte 57 axial

beaufschlagbar. Die verschiedenen vorerwähnten Reiblamellenausführungen können nach Bedarf zwecks eventuel-
 ler Geräuschverminderung eine freidrehende Zwischenscheibe
 zwischen den jeweiligen Innenlamellen 24 und Außenlamellen
 22 aufweisen, die in den Figuren nicht gezeigt sind. Es
 sind den Innenkorb 61 axial durchdringende Stößel 58 vor-
 gesehen, die von einer ersten Druckscheibe 59 beaufschlagt
 werden. An dieser stützt sich über ein erstes Axialdruck-
 lager 60 eine Druckplatte 27 ab, die über weitere, den
 Differentialkorb 12 durchdringende Stößel 41 verstellbar
 ist, an denen eine außerhalb des Differentialkorbes 12
 angeordnete zweite Druckscheibe 40 anliegt. Zwischen den
 Flächen des Stellrings 28 und der Druckscheibe 40 ist ein
 zweites Axialdrucklager 39 vorgesehen. Die Beaufschlagung
 der Reibanordnung 21 zur Abbremsung des rechten Abtriebs-
 des gegenüber dem Differentialkorb 12 ist nachfolgend
 beschrieben, und zwar unter Bezugnahme auf die Figuren 2,
 3 und 7. Im Gehäuse 11 ist drehfest und axial unverschieb-
 bar ein Stützring 54 angeordnet. Auf einem Lagerträgeran-
 satz 31 ist ferner ein Stellring 28 drehbar und axial
 verschiebbar angeordnet. Der Stellring 28 stützt sich über
 als Kugeln 49 ausgebildeten Wälzkörpern, die in Kugel-
 rillen 47, 48 laufen, Fig. 7, an dem Stützring 54 ab.
 Stellring 28 und Stützring 54 weisen radial verlaufende
 Stirnbereiche auf, die einander gegenüberliegen. Bei dem
 in den Figuren 2 und 3 dargestellten Beispiel weist der
 Stellring 28 auf seiner dem Stützring 54 zugewandten
 Stirnfläche mindestens zwei umfangsverteilt angeordnete
 und ansteigend verlaufende Kugelrillen 47 auf. Der Stütz-
 ring 54 besitzt die gleiche Anzahl gegensinnig ansteigend
 verlaufende Kugelrillen 48. Im Ausgangszustand, wenn die
 Reibanordnung 21 nicht durch eine Axialkraft beaufschlagt
 ist, also bei im offenen Zustand arbeitenden Ausgleichsge-
 triebe 8, befinden sich Stellring 28 und Stützring 54 in
 der zueinander nächstmöglichen Position. Bei Verdrehung

des Stellringes 28 verdrehen sich die Kugelrillen 47, 48 relativ zueinander und verschieben den Stellring 28 in Richtung auf die Reibanordnung 21, die zu einer vorbestimmten Sperrung und damit Ankupplung der Bewegung des Abtriebrades, das der Steckanschlußwelle 14 zugeordnet ist, und gegebenenfalls des Abtriebsrades, das der Steckanschlußwelle 13 zugeordnet ist, an die Drehbewegung des Differentialkorbes 12 führt.

Zur Erzielung der Drehbewegung ist der Stellring 28 in seinem radial äußeren Abschnitt mit einer Verzahnung 34 versehen, in die ein Ritzel 35 eingreift. Das Ritzel 35 ist mit einem Motor 33, der als Elektromotor ausgebildet ist, verbunden. In den Figuren 7 bis 10 sind Details für bevorzugte alternative Betätigungsmöglichkeit dargestellt. Der Stellring 28 besitzt in seiner Stirnfläche 45 umfangsverteilt mehrere Kugelrillen 47, welche ausgehend von der tiefsten Stelle, die als Rückdrehanschlagfläche 50 ausgebildet sind, zur Stirnfläche 45 hin ansteigend verlaufen. Die Kugelrillen 47 verlaufen jeweils dabei in einem Kreisbogen. Der Kugelrille 47 ist gegenüberliegend in der Stirnfläche 46 des Stützringes 54 eine Kugelrille 48 angeordnet, die ebenfalls ausgehend von einer tiefsten Stelle, die als Rückdrehanschlag 51 gedacht ist, in Richtung auf die Stirnfläche 46 ansteigend verläuft. Der Verlauf der beiden Kugelrillen 47 und 48 ist jedoch einander entgegengerichtet. In jeweils zwei Kugelrillen 47, 48, die paarweise gegenüberliegend angeordnet sind, ist jeweils ein Wälzkörper in Form einer Kugel 49 aufgenommen. Bei Verdrehung des Stellringes 28 zum Stützring 54 bewegt sich die Kugel 49 in den Kugelrillen 47, 48. Dabei findet durch die Kugel 49 eine Spreizung statt, so daß sich der Stützring 54 vom Stellring 28 entfernt. Hierbei wirkt die Rückseite des Stellringes 28 über ein anliegendes Axialdrucklager 39 auf eine mit dem Differentialkorb 12 umlaufende

Druckscheibe 40, die wieder auf die aus Innenlamellen 24 und Außenlamellen 22 bestehende Reibanordnung 21 einwirkt. Der außen über einen Teilumfang mit einer Verzahnung 34 versehene Stellring 28 wird über eine Untersetzungsanordnung bestehend aus einem Ritzel 35 und einem Drehantrieb 32 mit Untersetzung 36 von einem Motor 33 angetrieben, auf dessen Welle eine als Spiralfeder 37 ausgebildete Rückstellfeder vorgesehen ist. Alternativ ist, wie aus den Figuren 8 und 9 ersichtlich, vorgesehen, zwischen Stellring 28 und Stützring 54 Zugfedern 38 als Rückstellfedern anzuordnen. In Figur 9 ist die gespannte Lage der Rückstellfedern erkennbar. Es sind bevorzugt mehrere Zugfedern 38 auf dem Umfang verteilt angeordnet. Ebenso sind mehrere Paare von Kugelrillen 47, 48 und Kugeln 49 auf dem Umfang verteilt vorgesehen. In Fig. 10 ist unter Verwendung der gleichen Bezugsziffern im wesentlichen ein mit der Darstellung nach Fig. 8 übereinstimmendes Detail dargestellt. Die Kugelrillen 47, 48 weisen hier jedoch eine veränderliche Steigung bezüglich der Tiefe auf, wobei ausgehend vom dargestellten unverdrehten Zustand des Stützrings 54 und des Stellrings 28 eine Phase I mit veränderlicher Steigung, nämlich einem steilen Anstieg mit einer hohen Spreizungsrate über dem Drehwinkel, jedoch mit kontinuierlich abnehmender Steigung und damit abnehmender Spreizungsrate über dem Verdrehwinkel, und anschließend eine Phase II mit konstanter Spreizungsrate erkennbar sind, die für die Spreizung unter Last gewünscht ist. Diese konstante Steigung ist erforderlich, um unterschiedliche Last- und Verschleißzustände abzudecken. Zwischen Stützring 54 und Stellring 28 ist ein Kugelkäfig 62 dargestellt, der die Kugeln mit gleichem Umfangsabstand hält und sie zwingt, synchron zu laufen, was insbesondere in Phase I von besonderer Bedeutung ist.

In Fig. 11 ist der Stützring 54 in Ansicht dargestellt, wobei nach einer alternativen oder ergänzenden Weiterbildung sechs Kugelrillen 48 über den Umfang verteilt erkennbar sind, die bei untereinander gleichen oder unterschiedlichen Steigungsraten hinsichtlich der Tiefe außerdem einen Bereich haben, der eine Radialkomponente im Bahnverlauf aufweist, so daß die Spreizungsrate mit zunehmendem Verdrehwinkel hier verringert ist.

In Fig. 12 ist im wesentlichen die gleiche Darstellung des Stützrings 54 wie in Fig. 11 zu finden, wobei jedoch hier in Folge der radialen Komponente der Kugelrillen 48 im Bereich der Phase II von der Möglichkeit Gebrauch gemacht wurde, die Kugelrillen 48 sich in Umfangsrichtung überdecken zu lassen. Aufgrund des größeren möglichen Verdrehwinkels kann eine geringere Steigungsrate und damit ein empfindlicheres Ansprechverhalten erzeugt werden.

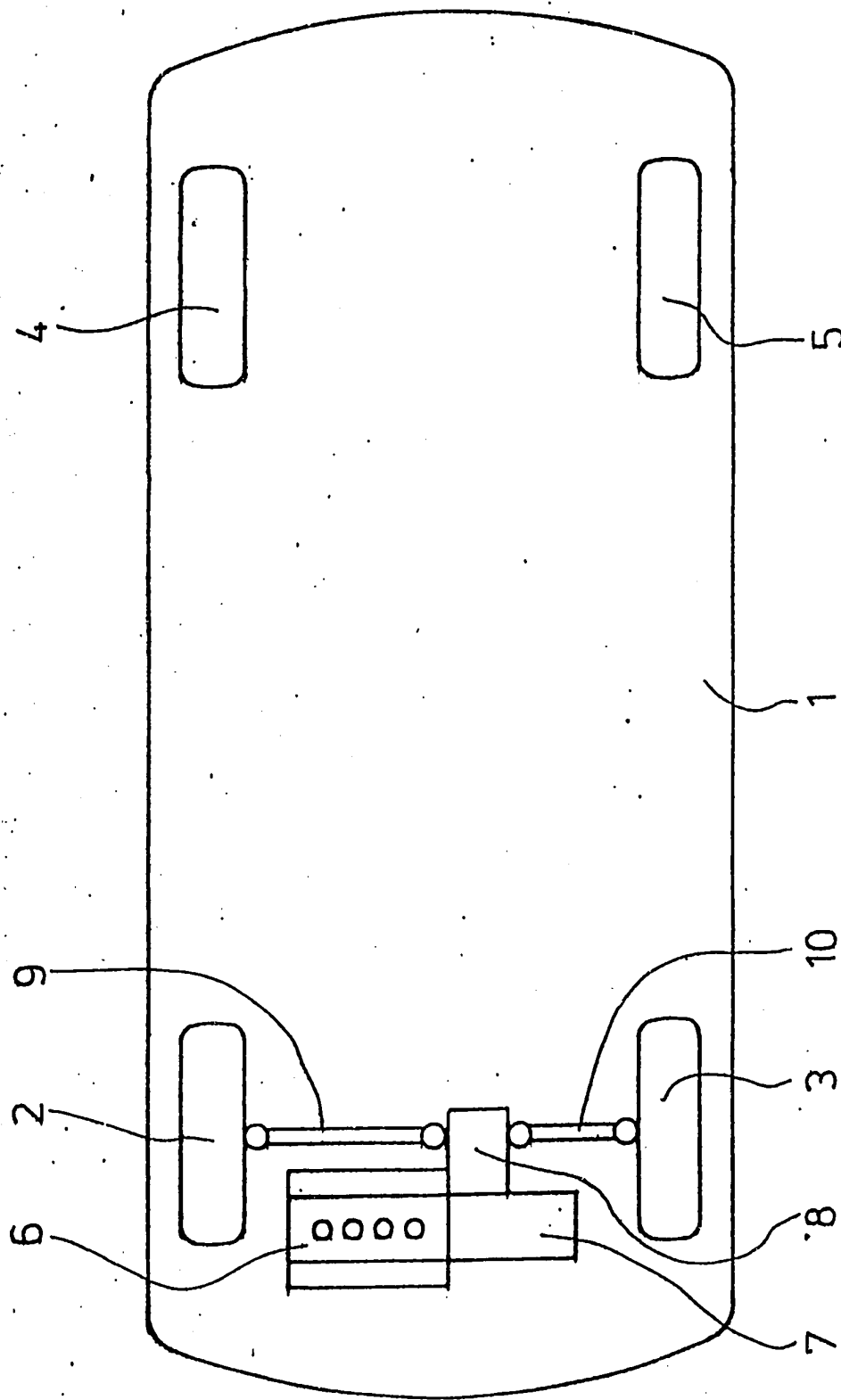


Fig.1

Fig. 2

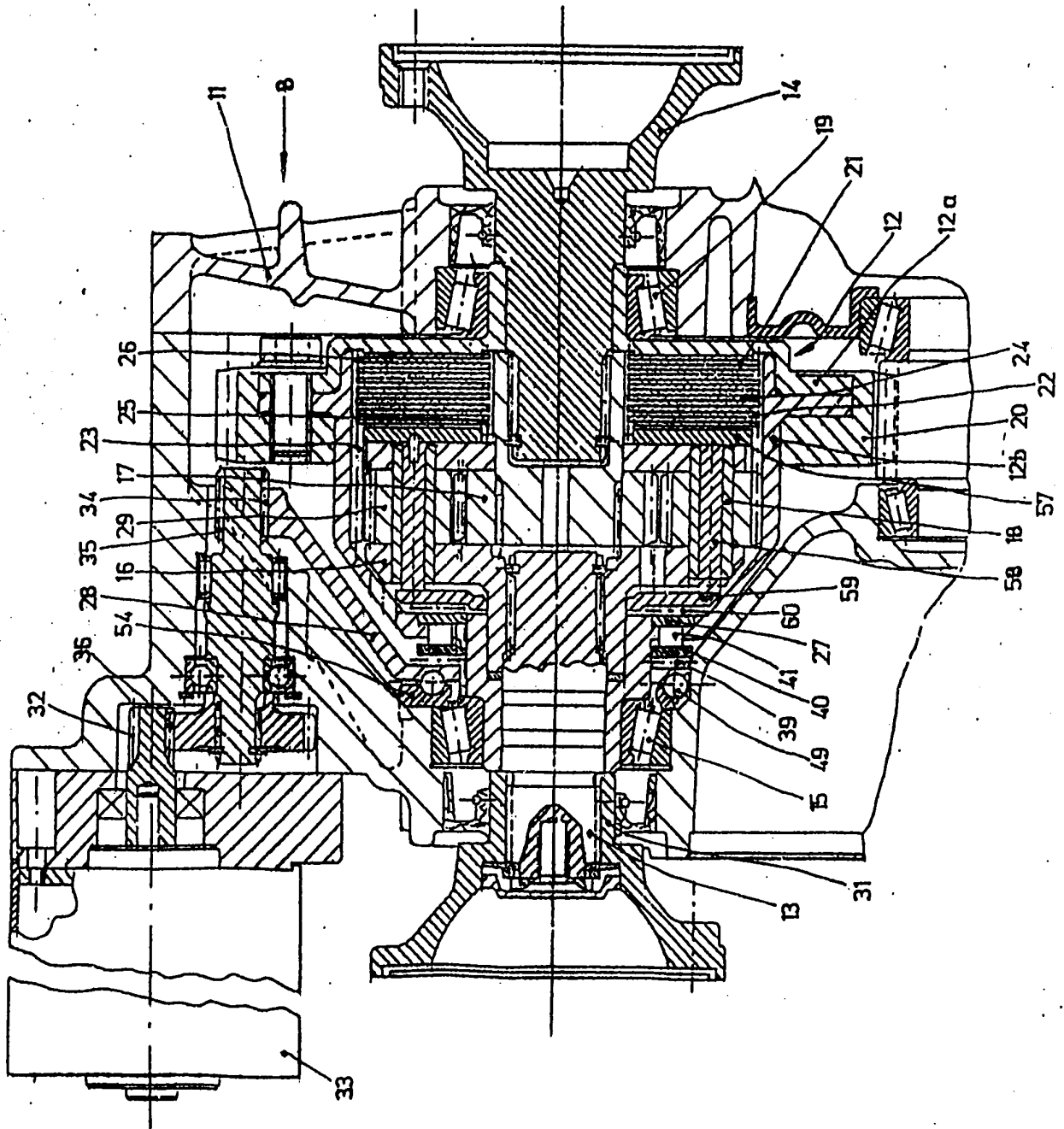
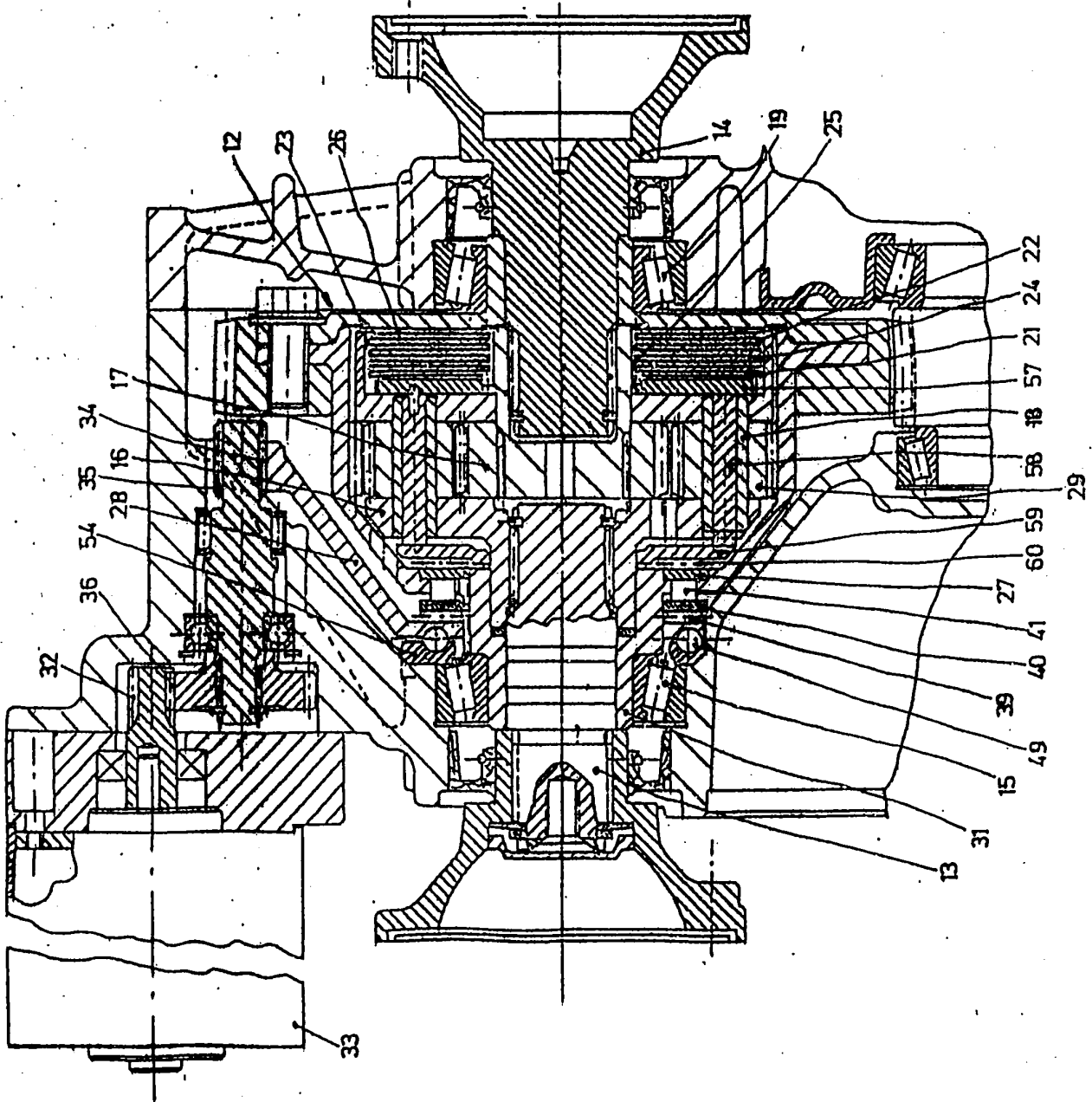


Fig. 3



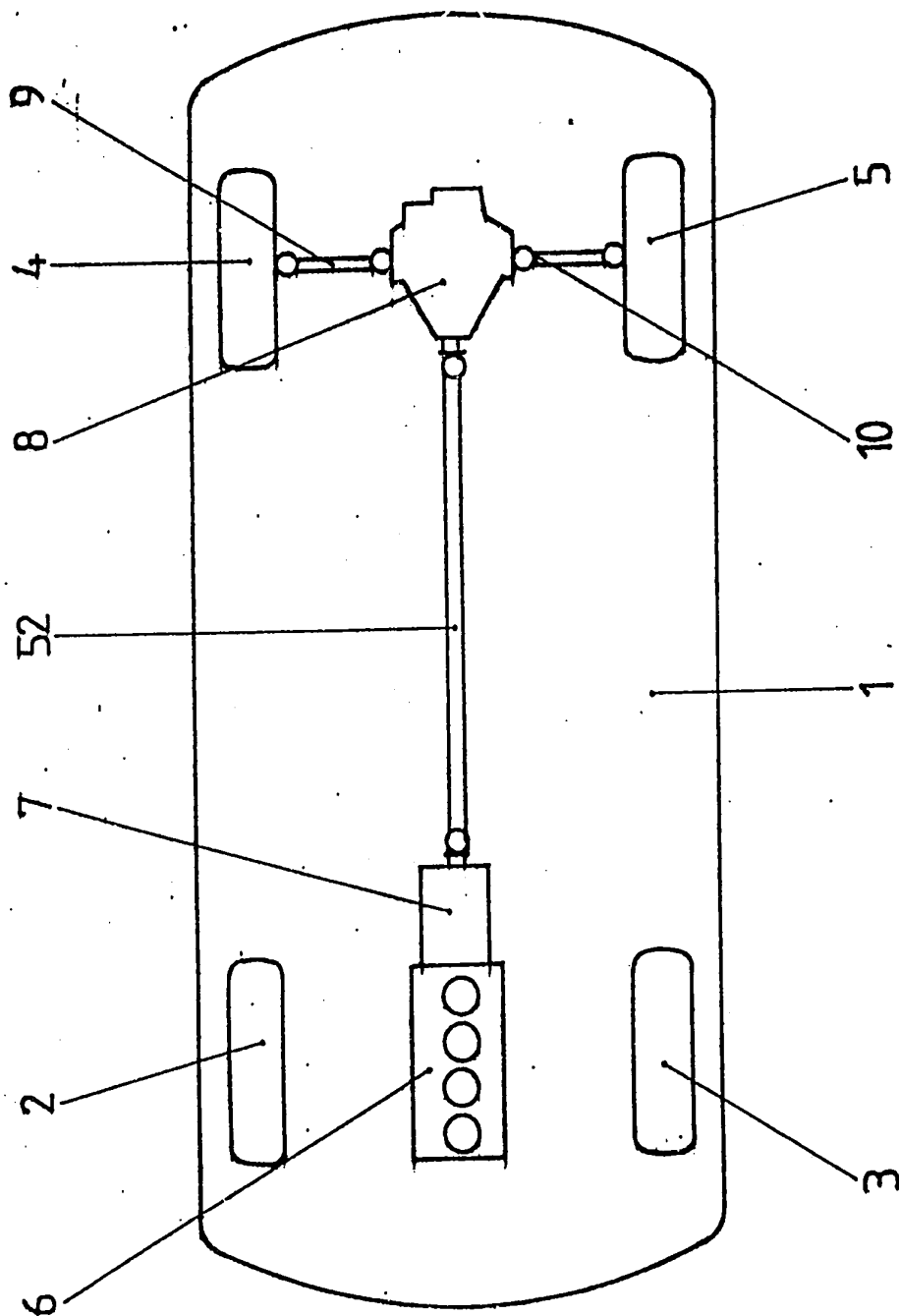


Fig. 4

28

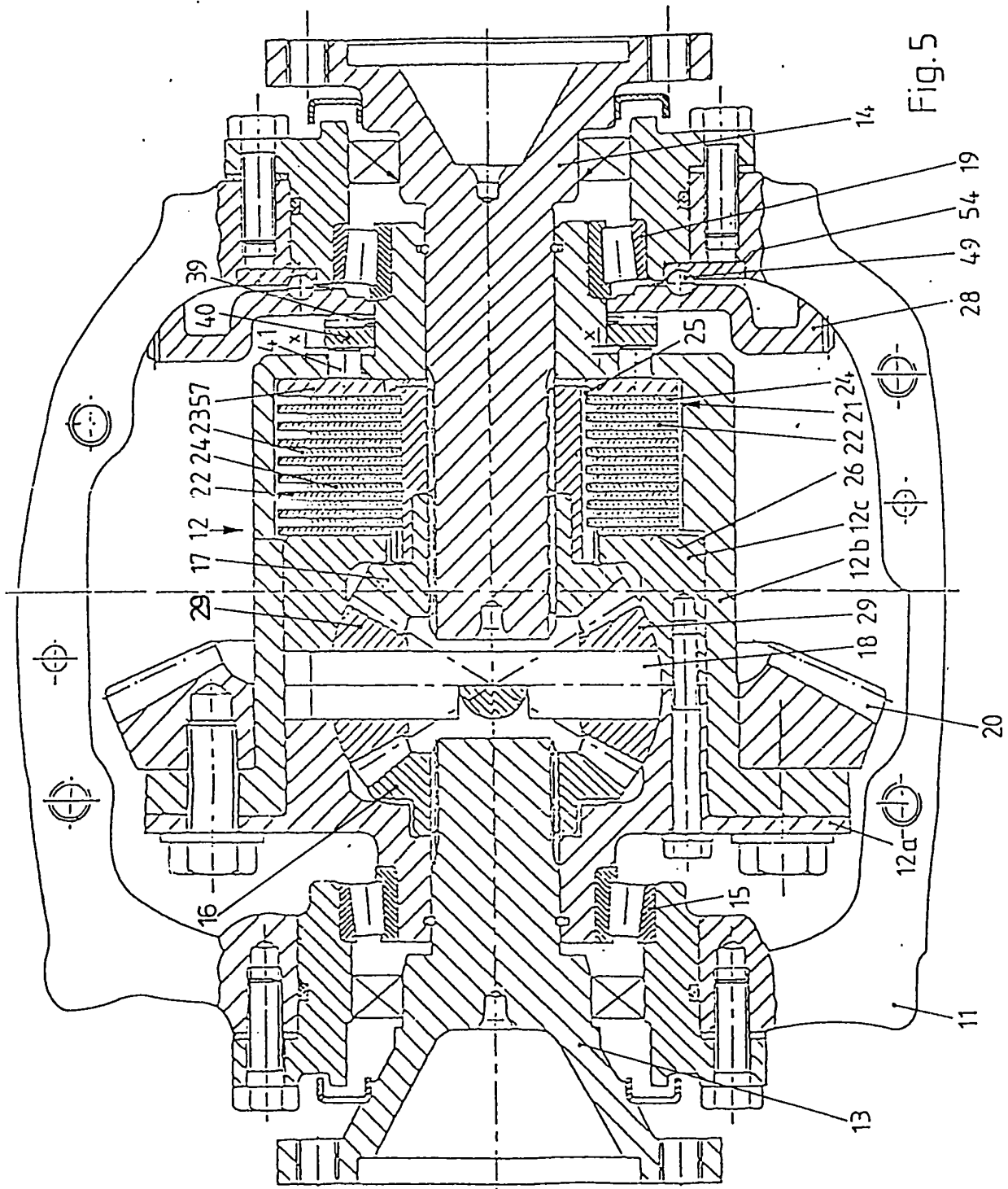
294546

P3.03

29

294546

P6.09



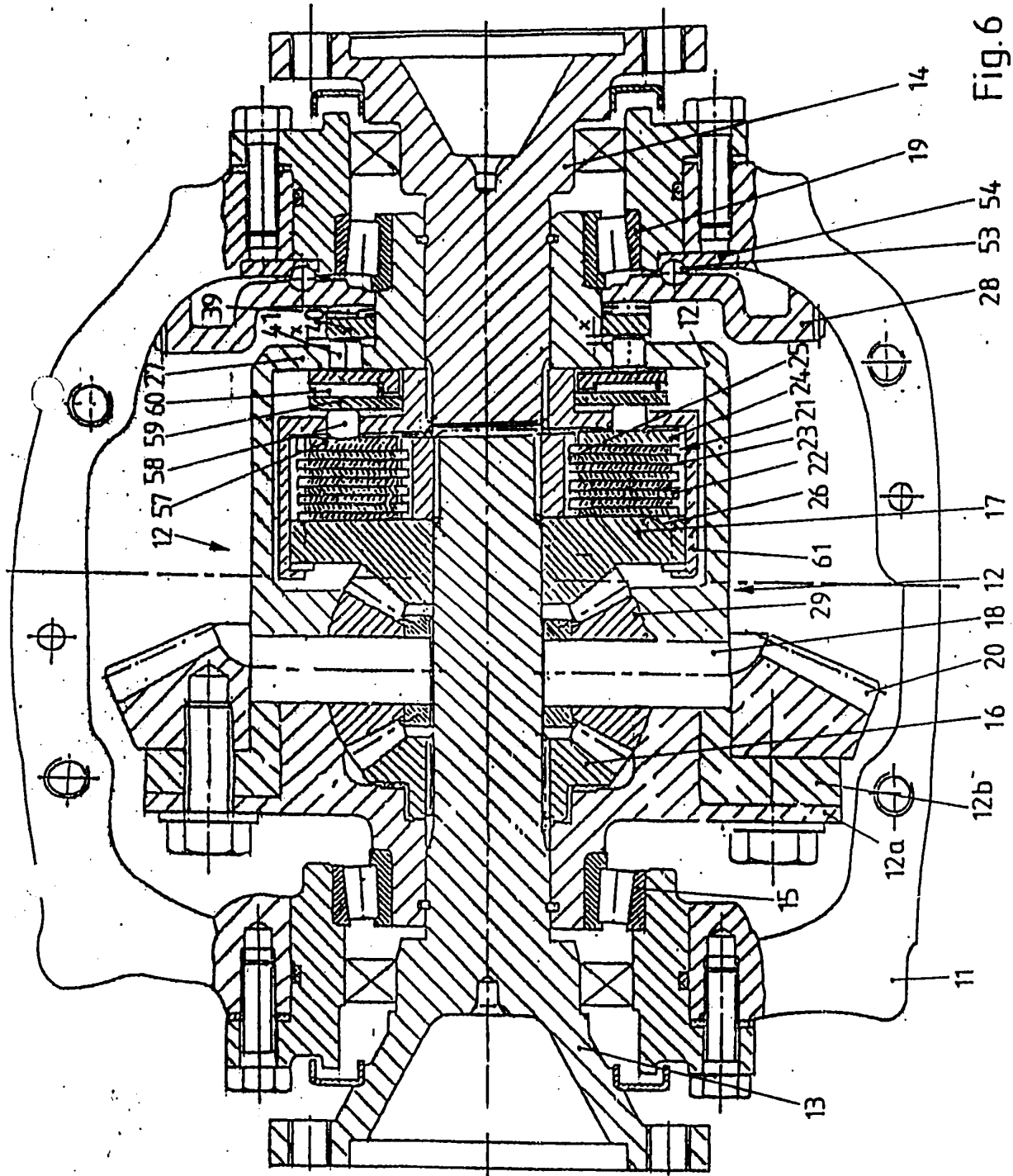


Fig. 6

Fig. 7

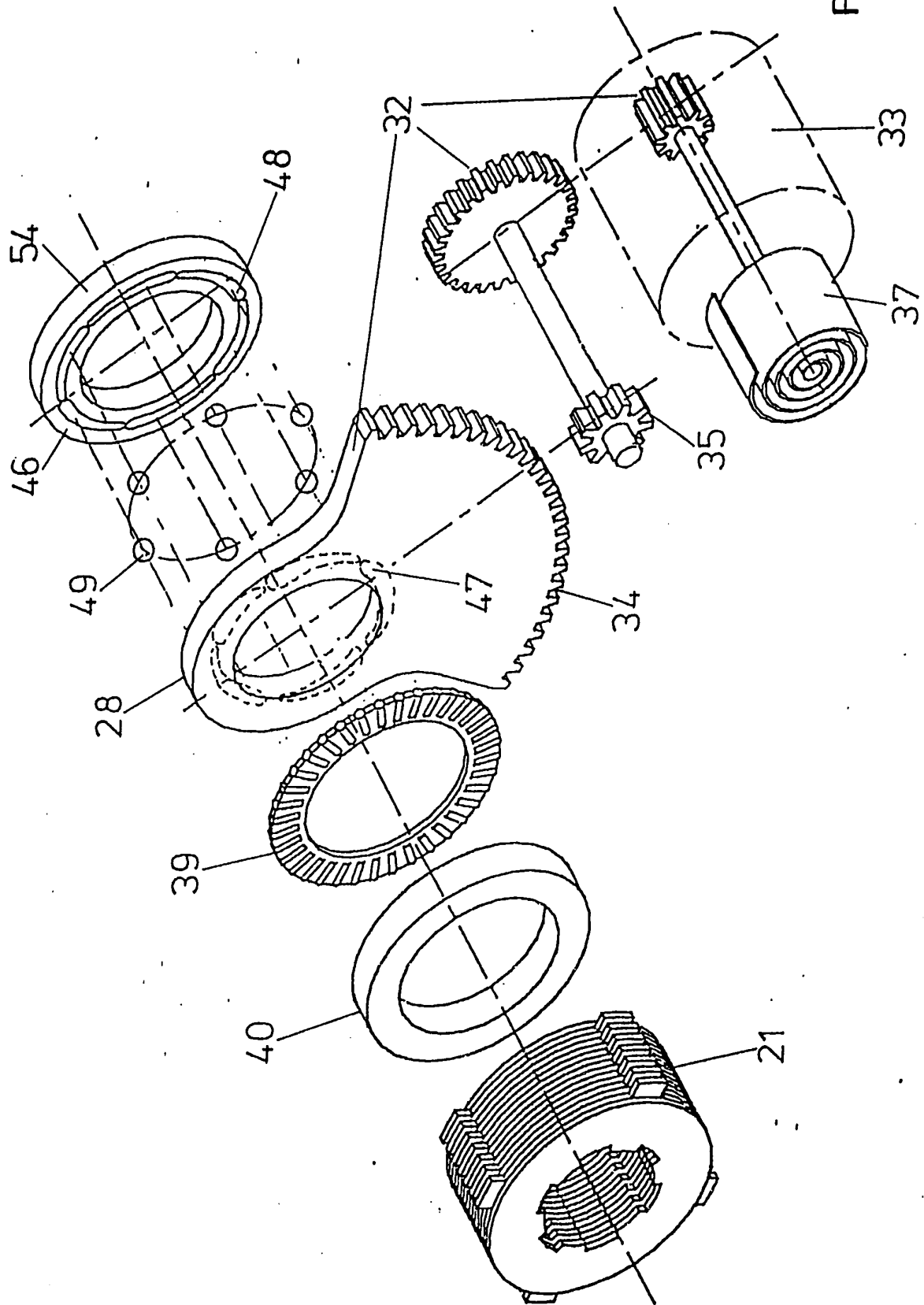
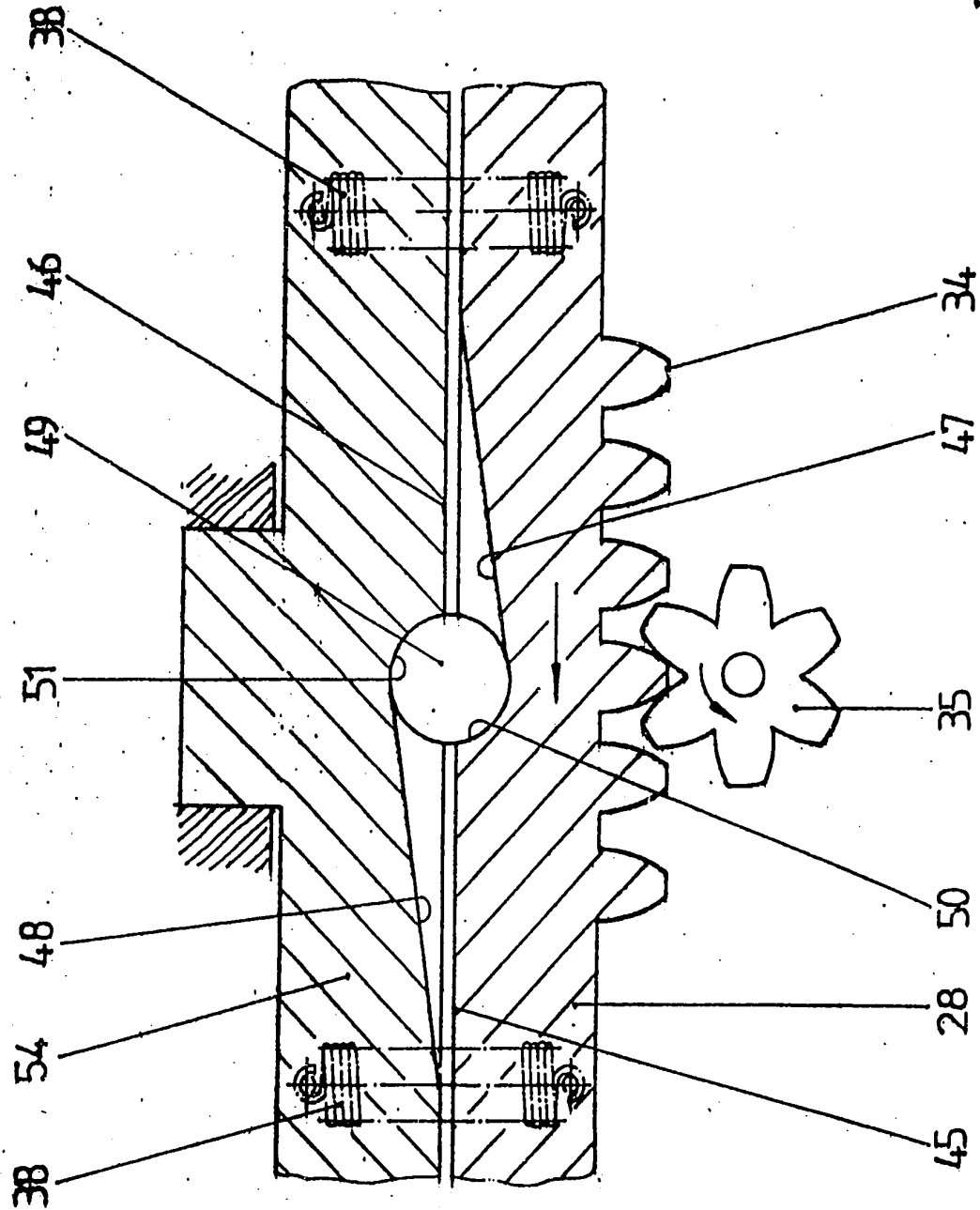
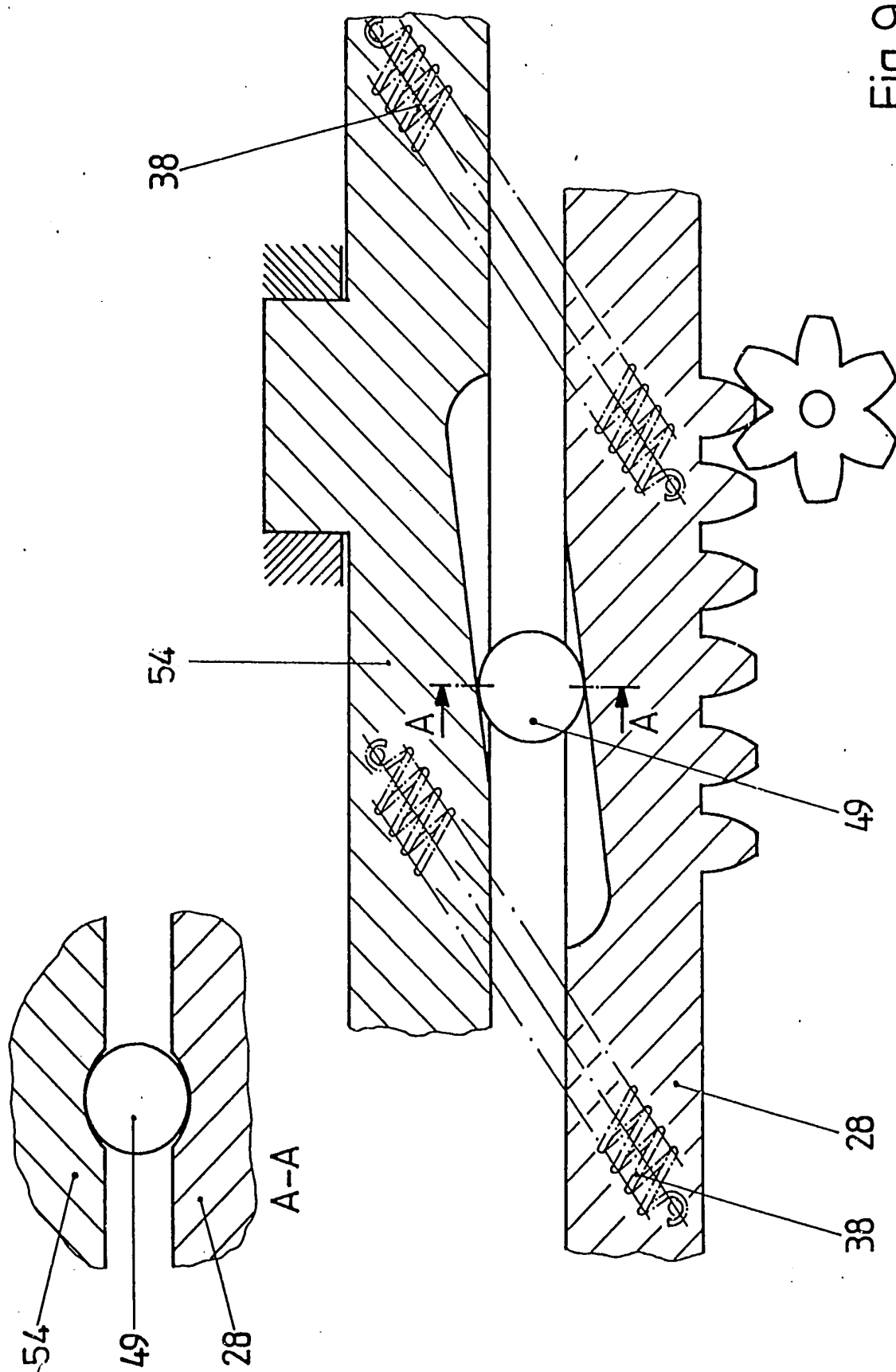


Fig.8





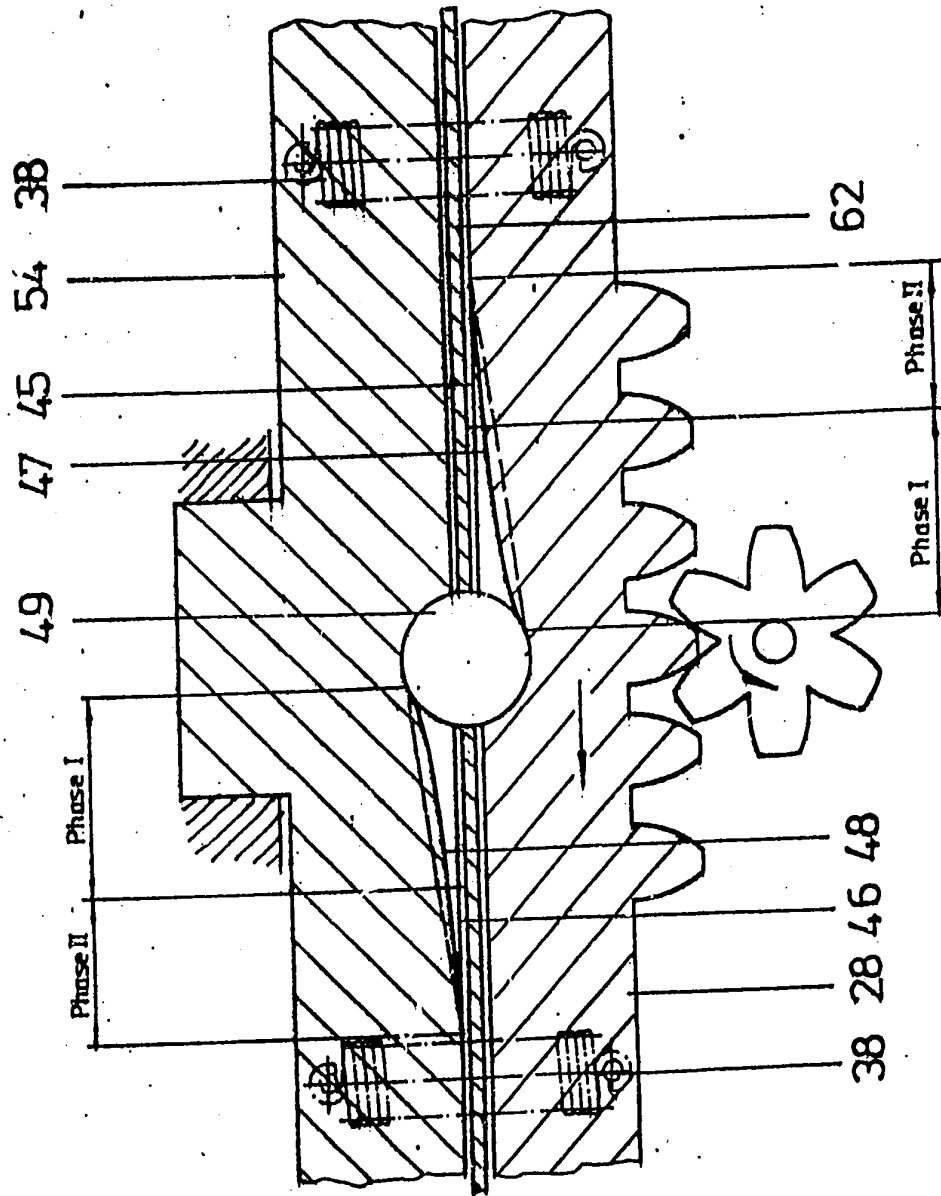


Fig.10

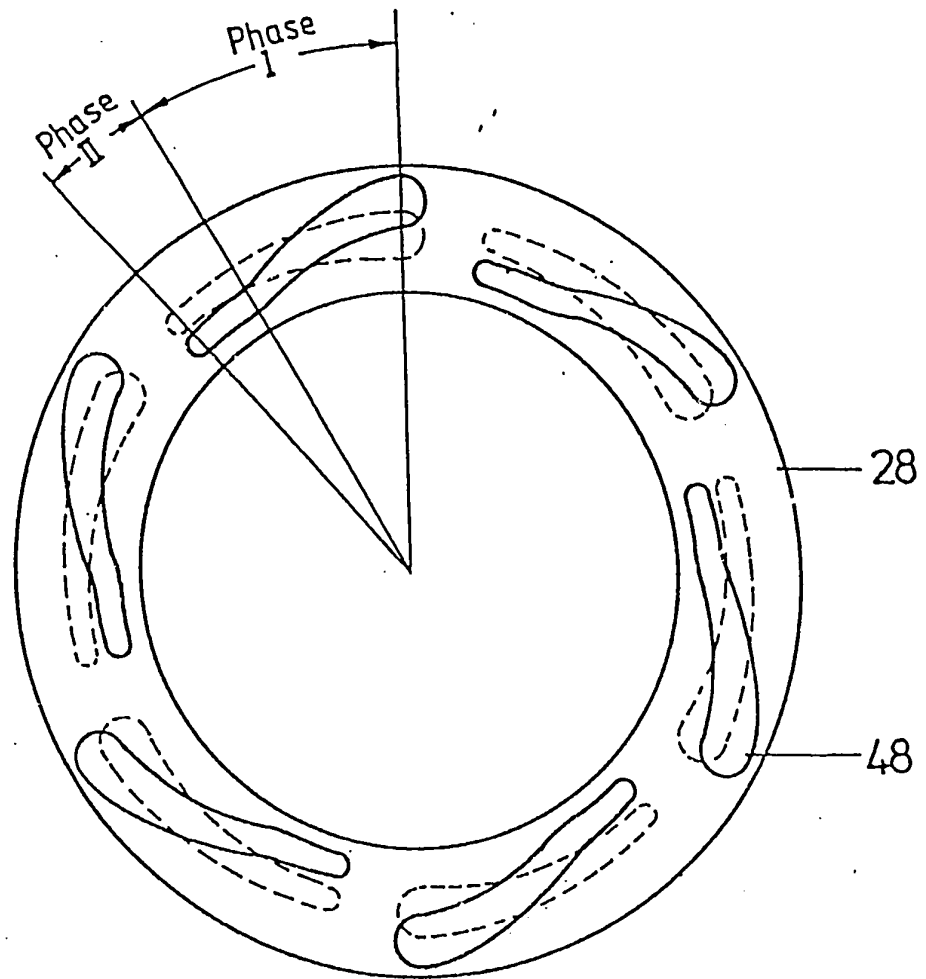


Fig.11

36

294546

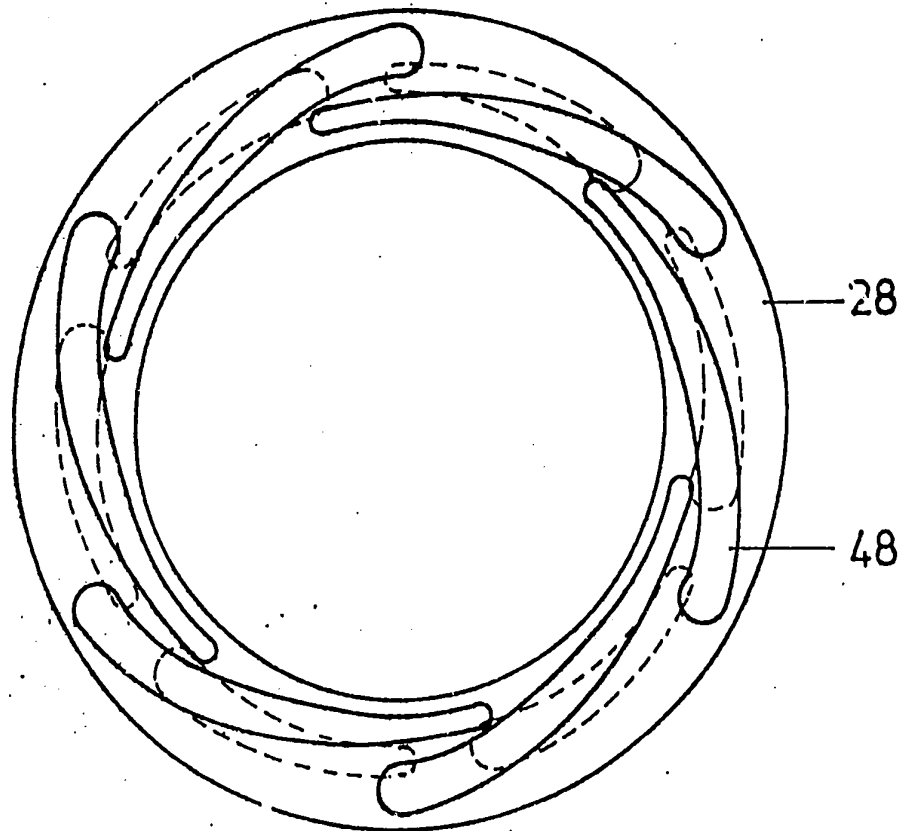


Fig.12