

(19) RÉPUBLIQUE FRANÇAISE
INSTITUT NATIONAL
DE LA PROPRIÉTÉ INDUSTRIELLE
PARIS

(11) N° de publication :
(à n'utiliser que pour les
commandes de reproduction)

2 647 174

(21) N° d'enregistrement national :

90 06275

(51) Int Cl⁵ : F 16 H 1/445; F 16 D 13/14; B 60 K 17/20.

(12)

DEMANDE DE BREVET D'INVENTION

A1

(22) Date de dépôt : 18 mai 1990.

(30) Priorité : DE, 18 mai 1989, n° P 39 15 959.0.

(43) Date de la mise à disposition du public de la
demande : BOPI « Brevets » n° 47 du 23 novembre 1990.

(60) Références à d'autres documents nationaux appa-
rentés :

(71) Demandeur(s) : Société dite : GKN AUTOMOTIVE AG.
— DE.

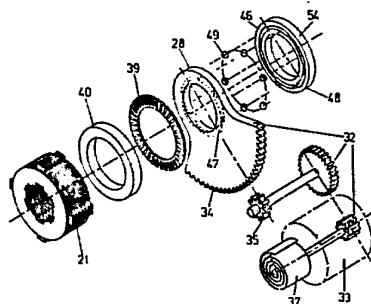
(72) Inventeur(s) : John R. Botterill; Helmut Mildt; Gerald
Kühn.

(73) Titulaire(s) :

(74) Mandataire(s) : Cabinet Beau de Loménie.

(54) Différentiel à blocage par commande externe.

(57) Ce différentiel 8 à blocage à commande externe comprend un dispositif à friction 21 qui est chargé à l'aide d'un dispositif d'entraînement 32 à commande sélective, par l'intermédiaire d'une bague de pression. Une bague d'actionnement 28 entraînée par un moteur électrique 33 au moyen d'un pignon 35 se déplace en translation axiale par rapport à une bague d'appui 54 lorsqu'on la fait tourner. La bague d'appui 54 est non rotative et montée fixe dans la direction axiale par rapport au carter 11. Des surfaces frontales 45, 46 des bagues 54 et 28 portent des rampes dans lesquelles roulent des billes et qui repoussent la bague d'actionnement pour serrer le dispositif de friction 21 avec un taux de variation de la composante axiale qui est non linéaire sur l'angle de rotation.
Application : transmission de véhicule automobile.



La présente invention se rapporte à un différentiel comprenant un embrayage de blocage à commande variable externe, notamment pour véhicules automobiles, qui comprend un boîtier de différentiel monté rotatif dans un carter et pouvant être entraîné, des éléments de sortie - deux roues de sortie ou une roue de sortie et un porte-satellites - disposés coaxialement à ce boîtier et accouplés à ce boîtier mobiles en rotation, des roues de compensation qui sont simultanément en prise avec ces éléments de sortie et montées rotatives dans le boîtier de différentiel, et un dispositif à friction qui comprend des disques extérieurs et des disques intérieurs qui sont en alternance reliés solidairement en rotation les premiers à une première des parties coaxiales - le boîtier de différentiel ou les roues de sortie, ou le porte-satellites respectivement - et les deuxièmes à une autre des parties coaxiales - le boîtier de différentiel ou les roues de sortie ou le porte-satellites respectivement - éventuellement avec interposition de disques intermédiaires tournant librement, ces disques étant, d'une part, appuyés axialement contre une surface d'appui de l'un des éléments - le boîtier de différentiel ou une des roues de sortie - et pouvant être chargés axialement, d'autre part, au moyen d'un dispositif d'actionnement, le dispositif d'actionnement présentant une bague d'appui, solidaire du carter en rotation et en translation axiale, une bague d'actionnement qui peut tourner d'un angle limité par rapport à la bague d'appui et qui est mobile en translation axiale, et un entraînement de rotation qui entraîne cette bague d'actionnement en cas de besoin, et la bague d'actionnement s'appuyant contre la bague d'appui au niveau de cames ou de rainures de commande s'étendant sur la périphérie.

Un différentiel du genre cité au début est déjà connu par le document JP 62-196 951 A. En raison de la pente linéaire, s'étendant sur la périphérie, des rainures de commande dans lesquelles circulent des billes, le dispositif d'actionnement répond de façon désavantageuse, en particulier lorsque l'usure des disques de friction s'accroît, parce qu'en effet la pente des rainures de commande doit en soi être limitée pour donner une possibilité de réglage.

Sur cette base, l'invention se donne pour but de créer un différentiel du genre cité qui possède un actionnement à réponse rapide et possédant une bonne possibilité de réglage. La solution de ce problème consiste en ce que les cames ou profils de commande prévus sur les surfaces frontales de la bague d'appui et de la bague d'actionnement, qui coopèrent entre la bague d'appui et la bague d'actionnement, en appui l'une contre l'autre, et de façon à déplacer la bague d'actionnement en translation lors de la rotation, présentent un taux de variation non linéaire de la composante axiale agissant sur la bague d'actionnement sur l'étendue de l'angle de rotation, et les cames ou profils de commande présentent un taux de variation axiale initialement fort puis plus faible de la composante axiale qui agit sur la bague d'actionnement sur l'étendue de l'angle de rotation.

Ce problème est résolu par le fait que les cames ou profils de commande prévus sur les surfaces frontales disposées face à face de la bague d'appui et de la bague d'actionnement, qui sont en liaison de coopération entre la bague d'appui et la bague d'actionnement en s'appuyant l'une contre l'autre et en déplaçant la bague d'actionnement en translation en réponse à une rotation, possèdent un taux de variation de la composante axiale agissant sur la bague d'actionnement qui est non linéaire sur l'angle de rotation. L'effet obtenu par ce moyen consiste en ce que, pendant une première phase de l'actionnement, on peut déterminer, par une croissance à pente raide de la composante axiale efficace, un fort taux d'écartement entre la bague d'actionnement et la bague d'appui aussi longtemps que, par suite du jeu entre les disques, on n'a à surmonter aucune force de réaction, ou du moins aucune force de réaction notable. La croissance de la composante axiale qui est initialement à pente raide améliore ainsi la réponse de l'embrayage de blocage. Ensuite, la pente de croissance de la composante axiale efficace devrait décroître progressivement jusqu'à ce qu'on ait atteint la pente de croissance désirée pour la région de travail de l'effet de blocage. Le profil de la variation de pente de croissance qui a été décrite ci-dessus peut être représenté mathématiquement sous la forme suivante :

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

05 y est la variante de hauteur, effective dans la direction axiale,
de la rainure de roulement de billes ou de la surface de rampe, x
est la course correspondante dans la direction circonférentielle
dans la rainure de roulement de billes ou sur la surface de rampe.
On obtient un profil répondant à la formule suivante :

10
$$y = a \ln (c_1 x + c_2) + b \quad \text{ou} \quad y = bx - \frac{ax^2}{2} + c$$

15 Il reste à fixer les angles d'incidence de départ et de fin. Dans le cas de rainures de roulement de billes, un angle de départ de 6 à 9° et un angle de sortie de 1 à 1,5° sont appropriés. Dans la région de travail, l'angle de fin précité reste constant jusqu'à la fin de la piste. Ceci garantit que, pour tous les états d'usure, le blocage exécuté dans la région de travail s'effectue avec la même caractéristique.

20 Il est proposé, comme forme préférée de réalisation, de transformer le mouvement de rotation en un mouvement axial par le fait qu'aux surfaces frontales opposées face à face de la bague d'actionnement et de la bague d'appui sont associés des évidements opposés par paires, qui sont en pente montante en sens inverse de la rotation, depuis le point le plus profond jusqu'à la surface frontale, les deux évidements de chaque paire recevant entre eux un corps roulant, notamment une bille. Par ce moyen, on peut agir efficacement sur les comportements de frottement.

25 Selon une forme de réalisation préférée, on prévoit une cage à billes annulaire ou en forme de disque qui contient les billes dans des trous traversants axiaux afin que les billes circulent en synchronisme dans les rainures de roulement de billes qui sont d'une conformation à pente variable.

30 Dans une première forme de réalisation avantageuse, on prévoit comme cames de commande des rainures de roulement de billes

ménagées dans les deux surfaces frontales et dans lesquelles circulent des billes qui prennent appui contre les surfaces frontales opposées. Dans cette construction, il est possible d'obtenir avec un rayon constant une variation de la profondeur des rainures de roulement de billes conforme aux degrés variables décrits plus haut. Une deuxième forme de réalisation avantageuse va dans le sens tendant à maintenir la variation de profondeur constante sur tout le profil des rainures de roulement de billes mais de donner aux rainures de roulement de billes une composante radiale constante de manière que le taux de translation axiale devienne de plus en plus petit sur l'étendue de l'angle de rotation de la bague d'actionnement. Naturellement, il est aussi possible d'envisager une combinaison des deux formes de réalisation indiquées ici. On prévoit de préférence sur la circonférence au moins trois paires de rainures de roulement de ce type et également trois corps roulants. Le point le plus profond des évidements sert, en combinaison avec la bille, de butée de rotation inverse pour limiter le mouvement de retour de la bague d'actionnement par rapport à la bague d'appui.

Un avantage de cette forme de construction consiste en ce que, dans l'entraînement en rotation, le fait que la bague d'actionnement est directement appuyée contre une came de commande solidaire du carter et grâce à la mobilité en translation axiale de la bague d'actionnement, il est possible de limiter à une faible valeur le nombre des pièces nécessaires et en ce qu'on peut obtenir de cette façon une construction de dimension réduite dans la direction axiale.

L'utilisation du dispositif précité dans un différentiel à satellites dans lequel les disques extérieurs et intérieurs sont associés chacun à un arbre de sortie, c'est-à-dire qu'ils ne sont pas associés, entre autres au boîtier du différentiel, se révèle comme extrêmement compacte en longueur de construction, ce qui est avantageux en particulier pour les véhicules à traction avant et à moteur transversal. Le gain de longueur de construction est obtenu par la réduction du nombre des disques de friction qui est ainsi rendue possible.

Il est de préférence prévu, selon une autre forme de réalisation, que l'entraînement en rotation présente un réducteur à au moins un étage et un moteur. Dans cette construction, ce moteur est particulièrement avantageusement constitué par un moteur électrique. Par ailleurs, le choix du moteur électrique permet d'obtenir une commande d'actionnement d'une façon particulièrement avantageuse. Grâce à l'interposition d'un réducteur, le moteur électrique peut en outre être réduit en dimension. La puissance que le moteur doit développer est encore réduite par ce moyen de sorte que la présence du moteur n'a aucune influence défavorable sur la consommation générale d'énergie dans le véhicule. Pour un temps de réponse de 150 ms, avec une réduction de 1:50 et un angle de rampe de $1,5^{\circ}$, il suffit de puissances comprises dans l'intervalle allant jusqu'à environ 250 watts pour une grosse voiture de tourisme.

Selon une autre caractéristique de l'invention, il est prévu, pour la formation du réducteur, de munir la bague d'actionnement, sur son segment radialement extérieur, d'une denture avec laquelle engrène un pignon mobile en translation axiale et notamment à denture oblique. De cette façon, on peut sans inconvénient disposer le moteur à l'extérieur du carter du différentiel.

Le rapport de transmission total du réducteur va jusqu'à environ 100:1. Ceci apporte la possibilité d'utiliser un moteur électrique traditionnel, ce qui réduit également le coût d'un tel groupe d'entraînement. Finalement, il est proposé que le mouvement d'actionnement de la bague d'actionnement dans le sens de la rotation représente une course circonférentielle de moins de 180° . Il suffit d'un petit mouvement, de sorte que le temps de réaction nécessaire, entre la mise en marche du moteur et la réponse du différentiel à blocage, reste limité bien qu'un réducteur soit interposé. Pour l'adaptation aux exigences d'un système antiblocage, il est nécessaire que les temps de déblocage soient courts, d'environ 100 ms. Ces temps peuvent être obtenus, si nécessaire, par l'inversion des pôles du moteur.

Pour garantir cependant un mouvement de retour dans le sens du desserrage du dispositif à friction, même lorsque le moteur

n'est plus en mesure de le faire par suite d'une défaillance électrique, il est prévu un rappel en position par un ou plusieurs ressorts de rappel. Les ressorts peuvent ici être constitués par des ressorts hélicoïdaux qui sont de préférence associés directement à l'arbre du moteur électrique.

05 Finalement, selon une autre caractéristique de l'invention, le moteur ou les étages de réduction du réducteur qui sont placés en aval de ce moteur est ou son reliés par une roue libre commandée à l'étage de réduction du réducteur qui est associé à la
10 bague d'actionnement, roue libre qui se bloque lors de l'activation du moteur dans le sens tendant à établir une charge de pression et qui, en réponse à une suppression de l'activation du moteur, isole le réducteur du moteur électrique pour permettre le retour en arrière. Dans une telle forme de réalisation, il peut
15 même suffire de réaliser le moteur avec un seul sens de marche, c'est-à-dire de ne pas l'inverser, et d'assurer au besoin le retour de la bague d'actionnement par un ressort de rappel agissant en rotation.

 Etant donné que le premier disque de pression est
20 immobile dans le sens de la rotation par rapport au boîtier du différentiel, il est prévu, dans un différentiel épicycloïdal, de donner appui à la bague d'actionnement sur les disques de friction, par l'intermédiaire d'un premier palier de pression axial, du premier disque de pression en appui contre ce palier, de poussoirs
25 qui prennent appui sur ce disque de pression et qui traversent axialement le boîtier du différentiel et prennent appui contre une plaque de pression, d'un deuxième palier de pression axial, et d'un deuxième disque de pression appuyé contre ce palier, qui charge une autre plaque de pression par l'intermédiaire d'autres poussoirs. On
30 obtient de cette façon une nouvelle réduction du frottement et, de cette façon, la consommation de force est réduite.

 De même, dans un différentiel à pignons coniques, dans lequel le dispositif de friction agit entre les deux roues de sortie, il est prévu de donner appui à la bague d'actionnement sur
35 les disques de friction par l'intermédiaire d'un premier palier de pression axial, du premier disque de friction qui est appuyé contre

ce palier, de poussoirs qui prennent appui contre ce disque, qui traversent axialement le boîtier du différentiel et qui sont appuyés contre une plaque de pression, d'un deuxième palier de pression axial et d'un disque de pression appuyé contre ce palier, et qui charge une autre plaque de pression par l'intermédiaire d'autres poussoirs qui traversent le boîtier. Dans un différentiel à pignons coniques, dans lequel les disques de friction agissent entre le boîtier du différentiel et une roue de sortie, il n'est nécessaire de prévoir, à partir de la bague d'actionnement, qu'un seul palier de pression axial, un disque de pression appuyé contre ce palier, et des poussoirs qui s'appuient contre ce disque, qui traversent axialement le boîtier du différentiel, qui sont appuyés contre une plaque de pression, et qui agissent sur les disques de friction.

D'autres caractéristiques et avantages de l'invention seront mieux compris à la lecture de la description qui va suivre de plusieurs exemples de réalisation, en regard des dessins annexés.

La figure 1 est un schéma d'entraînement pour un véhicule à traction avant ;

la figure 2 est une demi-coupe du différentiel selon l'invention dans une première forme de réalisation selon la figure 1, dans laquelle le dispositif de friction est interposé entre le boîtier du différentiel et une roue de sortie ;

la figure 3 est une demi-coupe d'un différentiel selon l'invention dans une deuxième forme de réalisation selon la figure 1, dans laquelle le dispositif de friction est interposé entre le porte-satellites et une roue de sortie, c'est-à-dire entre les deux roues de sortie ;

la figure 4 est un schéma cinématique pour un véhicule automobile à propulsion par les roues arrière ;

la figure 5 est une demi-coupe d'un différentiel selon l'invention dans une troisième forme de réalisation correspondant à la figure 4, dans laquelle le dispositif de friction est interposé entre le boîtier du différentiel et une roue de sortie ;

la figure 6 est une demi-coupe d'un différentiel selon l'invention dans une quatrième forme de réalisation correspondant à la figure 4, dans laquelle un dispositif de friction est interposé entre les roues de sortie ;

05 la figure 7 est une vue en perspective éclatée du mécanisme d'écartement, comprenant des rainures de roulement et des billes, qui sert à transformer le mouvement de rotation de la bague d'actionnement en un mouvement axial ;

la figure 8 est un détail de la forme de réalisation de la figure 7 à l'état de repos ; et

10 la figure 9 est un détail de la forme de réalisation selon la figure 7 à l'état écarté pour charger le dispositif de friction ;

la figure 10 représente le détail de la forme de réalisation selon la figure 8 dans une configuration possédant un angle variable d'attaque de la bille ;

la figure 11 représente une bague d'appui ou une bague d'actionnement selon la figure 7 dans une deuxième forme de réalisation ;

20 la figure 12 représente une bague d'appui et d'actionnement selon la figure 7 selon une troisième forme de réalisation.

Le véhicule 1 représenté sur la figure 1 des dessins est un véhicule à traction avant. Pour la clarté du dessin, on a uniquement représenté les contours. Le véhicule 1 possède les deux roues avant 2 et 3 ainsi que les roues arrière 4 et 5. Les deux roues arrière 4 et 5 sont entraînées par le moteur par l'intermédiaire de la boîte de vitesses 7, du différentiel à pignons coniques, à blocage commandé extérieurement, accouplé à la boîte de vitesses, et des arbres articulés 9, 10 accouplés au différentiel.

30 Sur les figures 2 et 3 ainsi que 5 et 6, on a représenté des différentiels 8 à blocage à commande externe. Sur les figures 2 et 3, on a représenté un différentiel épicycloïdal et, sur les figures 5 et 6, on a représenté un différentiel à pignons coniques. Le boîtier de différentiel 12 est monté rotatif dans le carter 11 par l'intermédiaire de paliers 15, 19. Le boîtier de différentiel est en plusieurs parties. Selon les figures 2 et 3, le boîtier de

différentiel 12 renferme, comme éléments de sortie, un porte-satellites 16 et une roue de sortie 17. Sur des tourillons 18, constitués par des douilles, qui sont disposés dans le porte-satellites 16, sont montées rotatives des roues de compensation 26 parallèles à l'axe. Par ailleurs, à une surface formant flasque du boîtier 12 du différentiel, est fixée la couronne 20 par l'intermédiaire de laquelle le boîtier 12 du différentiel peut être entraîné par le moteur 6 du véhicule 1. Les éléments de sortie 16, 17 présentent des cannelures intérieures dans lesquelles sont emmanchés des arbres de transmission mâles 13, 14 qui servent à s'accoupler aux arbres d'entraînement 9, 10 qui attaquent les roues avant 4, 5.

Le deuxième segment 12b du boîtier 12 du différentiel est relié solidairement en rotation au premier segment 12a. Les deux éléments de sortie 16, 17 sont montés rotatifs dans le boîtier de différentiel 12. Selon les figures 5 et 6, on utilise comme éléments de sortie une première roue de sortie 16 et une deuxième roue de sortie 17, celle-ci étant reliée solidairement en rotation à un boîtier 61, selon la figure 5. Sur des tourillons radiaux croisés 18, qui sont tenus dans le boîtier de différentiel 12 en plusieurs parties, sont montées rotatives des roues de compensation 29. Par ailleurs, à la surface formant flasque du boîtier 12 du différentiel, est fixée la couronne 20 par l'intermédiaire de laquelle le boîtier 12 du différentiel peut être entraîné par le moteur 6 du véhicule 1. Les éléments de sortie 16, 17 présentent des cannelures intérieures dans lesquelles sont emmanchés les arbres mâles 13, 14 qui servent à établir la liaison avec les arbres d'entraînement 9, 10 qui attaquent les roues arrière 4, 5. Le boîtier de différentiel 12 est composé d'une partie 12a en forme de couvercle, d'une partie 12b en forme de godet, et (pour la figure 5) d'une insertion annulaire 12c. Les deux éléments de sortie 16, 17 sont montés rotatifs dans le boîtier 12 du différentiel.

Sur la figure 2, il est prévu un dispositif de friction 21 qui est composé de disques extérieurs 22 et de disques intérieurs 24. Les disques intérieurs 24 présentent dans leur

perçage des dentures par lesquelles ils sont montés solidairement en rotation mais mobiles en translation axiale sur une denture extérieure correspondante 25 appartenant à un prolongement de la roue de sortie 17. Les disques extérieurs 22 disposés chacun entre
05 deux disques intérieurs 24 présentent également, sur leur périphérie extérieure, des dents qui sont engagées solidairement en rotation dans des rainures ou dentures correspondantes 23 qui sont disposées dans le boîtier 12 du différentiel. Les disques extérieurs 22 sont eux aussi mobiles en translation dans la direction
10 axiale. Le dispositif de friction 21 prend appui, d'une part, axialement contre la surface d'appui 26, qui est une partie constitutive du boîtier 12 du différentiel et, d'autre part, le dispositif de friction 21 peut être chargé en pression par une plaque de pression 57. Il est prévu des poussoirs 58 qui traversent les
15 tourillons 18 et qui sont chargés par un premier disque de pression 59. Contre ce disque, s'appuie, par l'intermédiaire d'un premier palier axial 60, une plaque de pression 27 qui peut être mise en mouvement par l'intermédiaire d'autres poussoirs 41 contre lesquels est appliqué un deuxième disque de pression 40 disposé à l'extérieur
20 du boîtier 12 du différentiel. Entre une surface radiale de la bague d'actionnement 28 et la plaque de pression 40, est monté un deuxième palier de pression axial 39. Ceci réduit le frottement puisque la plaque de pression 40 tourne avec le boîtier 12 du différentiel.

25 Sur la figure 3, est prévu un dispositif de friction 21 qui comprend lui aussi des disques extérieurs 22 et des disques intérieurs 24. Les disques intérieurs présentent dans leurs perçages des dentures par lesquelles ils sont montés solidairement en rotation mais mobiles en translation sur une denture extérieure
30 correspondante 25 du prolongement de la roue de sortie 17. Les disques extérieurs 22 dont chacun est disposé entre les deux disques intérieurs 24 présentent eux aussi, sur leur périphérie extérieure, des dents qui sont engagées solidairement en rotation dans des rainures ou dentures correspondantes 23 qui sont formées
35 dans un prolongement du porte-satellites 21, prolongement qui est lui-même relié solidairement à la face inférieure du porte-

satellites 16. Les disques extérieurs 22 sont eux aussi mobiles en translation dans la direction axiale. Le dispositif de friction 21 prend appui, d'une part, contre la surface d'appui 26 qui est une partie constituante du boîtier 12 du différentiel et, d'autre
05 part, le dispositif de friction peut être chargé par l'intermédiaire d'une plaque de pression 57. Il est prévu des poussoirs 58 qui traversent les tourillons 18 et qui sont chargés par un premier disque de pression 59. Contre ce disque prend appui, par l'intermédiaire d'un premier palier de pression axiale 60, une plaque de
10 pression 27 qui peut être mise en mouvement par d'autres poussoirs 41 contre lesquels est appliqué un disque de pression disposé à l'extérieur du boîtier 12 du différentiel. Entre une surface radiale de la bague d'actionnement 28 et la plaque de pression 40, est monté un palier de pression axiale 39. Ceci réduit la pression
15 puisque la plaque de pression 40 tourne avec le boîtier 12 du différentiel.

Le véhicule 1 représenté sur la figure 4 des dessins est un véhicule à propulsion arrière. Pour la clarté du dessin, on a représenté uniquement les contours. Le véhicule 1 présente les deux
20 roues avant 2 et 3 ainsi que les roues arrière 4 et 5. Les deux roues arrière 4 et 5 sont entraînées par le moteur, par l'intermédiaire de la boîte de vitesses 7, d'un arbre longitudinal 52, du différentiel 8 à blocage à commande externe, raccordé à cet arbre longitudinal, et des arbres articulés 9, 10 accouplés à ce diffé-
25 rentiel.

Sur les figures 2 à 5, on a représenté de façon détaillée des différentiels 8 à blocage à commande externe. Sur les figures 2 et 3, on a représenté un différentiel à train épicycloïdal et, sur les figures 4 et 5, un différentiel à pignons
30 coniques. Le boîtier 12 du différentiel est monté rotatif dans le carter 11 par l'intermédiaire de paliers 15, 19. Le boîtier 12 du différentiel est d'une configuration en plusieurs parties. Sur les figures 2 et 3, le boîtier 12 du différentiel renferme, comme éléments de sortie, un porte-satellites 16 et une roue de sortie
35 17. Sur des tourillons 18 présentant la forme de douille, qui sont montés dans le porte-satellites 16, sont montées rotatives des

roues de compensation 29 parallèles à l'axe. Par ailleurs, à une surface formant flasque du boîtier 12 du différentiel, est fixée la couronne 20 par l'intermédiaire de laquelle le boîtier 12 du différentiel peut être entraîné par le moteur 6 du véhicule 1. Les

05 éléments de sortie 16, 17 présentent des cannelures intérieures dans lesquelles sont emmanchés des arbres de liaison mâles 13, 14 qui servent à établir la liaison avec les arbres d'entraînement 9, 10 qui attaquent les roues arrière 4, 5. Le deuxième segment 12b du boîtier 12 du différentiel est relié solidairement en rotation au

10 premier segment 12a. Les deux éléments de sortie 16, 17 sont montés rotatifs dans le boîtier 12 du différentiel. Selon les figures 4 et 5, il est prévu comme éléments de sortie une première roue de sortie 16 et une deuxième roue de sortie 17, cette dernière étant reliée solidairement en rotation à un boîtier 41 sur la figure 5.

15 Sur des tourillons radiaux croisés 18 qui sont prévus dans le boîtier du différentiel 12 en plusieurs parties, sont montés rotatifs des pignons de compensation coniques 29. Par ailleurs, à une surface formant flasque du boîtier 12 du différentiel, est fixée la couronne 20 par l'intermédiaire de laquelle le boîtier 12

20 du différentiel peut être entraîné par le moteur 6 du véhicule. Les éléments de sortie 16, 17 présentent des cannelures intérieures dans lesquelles sont emmanchés des arbres de liaison mâles 13, 14 qui servent à établir la liaison avec les arbres d'entraînement 9, 10 qui attaquent les roues arrière 4, 5. Le boîtier 12 du différentiel est composé d'une partie 12a en forme de couvercle, d'une

25 partie 12b en forme de godet et d'une insertion annulaire 12c. Les deux éléments de sortie 16, 17 sont montés rotatifs dans le boîtier 12 du différentiel.

Sur la figure 5, est prévu un dispositif de friction 21

30 qui est composé de disques extérieurs 22 et de disques intérieurs 24. Les disques intérieurs 24 présentent dans leur perçage des dentures par lesquelles ils sont montés solidairement en rotation mais mobiles en translation sur une denture extérieure correspondante 25 appartenant à un manchon monté sur la roue de sortie 17.

35 Les disques extérieurs 22 disposés chacun entre deux disques intérieurs 24 présentent sur leur périphérie extérieure des dents qui

sont engagées, solidairement en rotation et mobiles en translation axiale, dans des rainures ou dentures correspondantes 23 qui sont formées directement dans le boîtier 12 du différentiel. Le dispositif de friction 21 prend appui, d'une part, axialement contre la surface d'appui 26 qui est formée sur des parties du boîtier 12 du différentiel et, d'autre part, le dispositif de friction 21 peut être chargé axialement par une plaque de pression 57. Il est prévu des poussoirs 41 qui traversent le boîtier du différentiel et qui agissent sur la plaque de pression 57 et sont chargés par un disque de pression 40 à l'extérieur du boîtier du différentiel. Entre les surfaces du disque de pression 40 et de la bague d'actionnement 28, est interposé un palier de pression axial 39.

Sur la figure 6, il est prévu un dispositif de friction 21 qui comprend des disques extérieurs 22 et des disques intérieurs 24. Ici, il est prévu dans les perçages des disques intérieurs des dentures par lesquelles ces disques sont montés solidairement en rotation et mobiles en translation axiale sur une denture extérieure correspondante 25 appartenant à un manchon monté sur l'arbre de sortie 15. Les disques extérieurs 22 disposés chacun entre deux disques intérieurs 24 présentent sur leur périphérie extérieure des dents qui sont disposées dans un boîtier intérieur 61 qui est relié solidairement au deuxième arbre de sortie 14. Les disques extérieurs 22 sont eux aussi mobiles en translation dans la direction axiale. Le dispositif de friction 21 prend appui, d'une part, contre la surface d'appui 26 qui est formée sur la roue de sortie 17 et, d'autre part, le dispositif de friction peut être chargé axialement par l'intermédiaire d'une plaque de pression 57. Les différentes formes de réalisation de disques de friction qui ont été décrites ci-dessus peuvent au besoin présenter, pour réduire éventuellement le bruit, un disque intermédiaire tournant librement entre chaque disque intérieur et chaque disque extérieur, les disques intermédiaires n'étant pas représentés sur les figures. Il est prévu des poussoirs 58 qui traversent axialement le boîtier intérieur 61 et qui sont chargés par un premier disque de pression 59. Contre ce disque de pression, prend appui, par l'intermédiaire

d'un premier palier de pression axial 60, une plaque de pression 27 qui peut être mise en mouvement par l'intermédiaire d'autres poussoirs 41 qui traversent le boîtier du différentiel, et contre lesquelles est appliqué un deuxième disque de pression 40 agencé à l'extérieur du boîtier 12 du différentiel. Entre les surfaces de la bague d'actionnement 28 et du disque de pression 60, est prévu un deuxième palier de pression axial 39. L'attaque du dispositif de friction 21 servant à freiner la roue de sortie 17 par rapport au boîtier 12 du différentiel est décrite comme suit, en se reportant aux figures 2, 3 et 7. Une bague d'appui 54 est montée solidairement en rotation et bloquée en translation axiale dans le carter 11. Une bague d'actionnement 28 est montée mobile en rotation et en translation axiale sur un prolongement 31 formant support de palier. La bague d'actionnement 28 prend appui contre la bague d'appui 54 par l'intermédiaire de corps roulants 49 qui roulent dans des rainures de roulement de billes 47, 48, figure 7. La bague d'actionnement 28 et la bague d'appui 54 présentent des régions frontales s'étendant radialement, qui se font mutuellement face. Dans l'exemple représenté sur les figures 2 et 3, la bague d'actionnement 28 possède, sur sa surface frontale dirigée vers la bague d'appui 54, au moins deux rainures de roulement de billes 47 réparties sur la circonférence et en pente montante. La bague d'appui 54 présente le même nombre de rainures de roulement de billes 48 (c'est-à-dire de rainures) qui ont un profil montant dans le sens inverse. Dans l'état de départ, lorsque le dispositif de friction 21 n'est pas chargé par une force axiale, c'est-à-dire dans le cas où le différentiel à pignons coniques 8 travaille à l'état ouvert, la bague d'actionnement 28 et la bague d'appui 54 se trouvent dans les positions rapprochées l'une de l'autre au maximum. En présence d'une rotation de la bague d'actionnement 28, les rainures de roulement de billes 47, 48 tournent les unes par rapport aux autres et repoussent la bague d'actionnement 28 vers le dispositif de friction 21 qui provoque un blocage prédéterminé et, de cette façon, l'accouplement du mouvement de la roue de sortie 17, et éventuellement de la roue de sortie 16, au mouvement de rotation du boîtier du différentiel 12.

Pour obtenir le mouvement de rotation, la bague d'actionnement 28 est munie dans son segment radialement extérieur d'une denture 34 dans laquelle engrène un pignon 35. Le pignon 35 est accouplé à un moteur 33 qui est réalisé sous la forme d'un moteur électrique. Sur les figures 7 à 10, on a représenté des détails d'une variante de possibilité d'actionnement préféré. La bague d'actionnement 28 possède dans sa surface frontale 45 plusieurs rainures 47 de roulement de billes réparties sur la périphérie qui s'étendent en pente montante en partant du point le plus bas, qui forme une surface de butée 50 interdisant la rotation inverse, vers la surface frontale 45. Les rainures de roulement de billes 47 s'étendent en un arc de cercle. En face de la rainure de roulement de billes 47 est prévue dans la surface frontale 46 de la bague d'appui 44 une rainure de roulement de billes 48 qui s'étend, elle aussi, en pente montante à partir du point le plus profond, qui forme une butée 51 interdisant la rotation inverse, en direction de la surface frontale 46. Toutefois, les profils des deux rainures de roulement de billes 47 et 48 sont dirigés l'un en sens inverse de l'autre. Dans les deux rainures de roulement de billes 47, 48 qui sont disposées face à face dans chaque paire, est logé un corps roulant constitué par une bille 49. Lorsque la bague d'actionnement 28 tourne par rapport à la bague d'appui 54, la bille 49 se déplace dans les rainures de roulement de billes 47, 48. Dans ce mouvement, il se produit un écartement sous l'action de la bille 49, de sorte que la bague d'appui 54 s'éloigne de la bague d'actionnement 28. Dans cette action, la face arrière de la bague d'actionnement 28 agit par l'intermédiaire d'un palier de pression axial 39 qui est appliqué contre elle, agit sur un disque de pression 40 qui tourne avec le boîtier du différentiel et qui, à son tour, agit sur le dispositif de friction 21 composé de disques intérieurs et de disques extérieurs. La bague d'actionnement 28 munie extérieurement sur une circonférence partielle d'une denture 34 est entraînée, par l'intermédiaire d'un pignon 35 et d'un dispositif de transmission 32, par un moteur 33 sur l'arbre duquel est prévu un ressort de rappel 37 constitué par un ressort hélicoïdal. En variante, et comme ceci est visible sur les figures 8 et 9, il est prévu de

disposer entre la bague d'actionnement 28 et la bague d'appui 54 des ressorts de traction 38 qui forment des ressorts de rappel. Sur la figure 9, on peut voir la position tendue des ressorts de rappel 38. Plusieurs ressorts de traction sont agencés de préférence
05 répartis sur la circonférence. De même, il est prévu plusieurs paires de rainures 47, 48 et plusieurs billes 49 réparties sur la circonférence. Sur la figure 10, on a représenté, en utilisant les mêmes numéros de référence, un détail qui correspond sensiblement à la représentation de la figure 8. Toutefois, ici, les rainures de
10 roulement de billes 47, 48 présentent une pente variable en ce qui concerne la profondeur et, en partant de l'état d'absence de rotation relative entre la bague d'appui 54 et la bague de commande 28, qui est représenté, on peut voir qu'il se produit une phase I à pente variable, à savoir une croissance à pente raide présentant
15 un fort taux d'écartement sur l'angle de rotation, mais avec une pente qui décroît continuellement et, par conséquent, un taux d'écartement qui décroît sur l'angle de rotation et, ensuite, une phase II comportant un taux d'écartement constant, qui est souhaitable pour l'écartement sous charge. Cette pente constante est
20 nécessaire pour couvrir différents états de charge et d'usure. Entre la bague d'appui 54 et la bague d'actionnement 28, on a représenté une cage à billes 62 qui maintient les billes à un écartement circonférentiel constant et les contraint à rouler en synchronisme, ce qui est d'une importance particulière, en particulier dans la phase I.

25 Sur la figure 11, on a représenté la bague d'appui 54 par une vue en élévation, cependant que, dans une forme de réalisation en variante ou complémentaire, six rainures de roulement de billes 48 sont visibles, réparties sur la circonférence, ces billes
30 possédant en outre, avec des pentes identiques entre elles ou différentes les unes des autres en ce qui concerne la profondeur, une région qui présente une composante radiale dans le profil, de sorte que le taux d'écartement diminue ici avec l'accroissement de l'angle de rotation.

35 Sur la figure 12, on peut voir sensiblement la même représentation de la bague d'appui 54 que sur la figure 11 mais,

ici, grâce à la composante radiale des rainures de roulement de billes 48 dans la région de la phase II, on tire parti de la possibilité de faire chevaucher les rainures dans la direction circonférentielle. En raison du plus grand angle de rotation possible, on
05 peut produire une pente plus faible et, par conséquent, un comportement de réponse plus sensible.

Bien entendu, diverses modifications et variantes pourront être apportées par l'homme de l'art au dispositif qui vient d'être décrit uniquement à titre d'exemple non limitatif sans
10 sortir du cadre de l'invention.

REVENDICATIONS

1. Différentiel (8) comprenant un embrayage de blocage à commande variable externe, notamment pour véhicules automobiles, qui comprend un boîtier de différentiel (12) monté rotatif dans un carter (11) et pouvant être entraîné, des éléments de sortie - deux roues de sortie ou une roue de sortie et un porte-satellites (16, 17) - disposés coaxialement à ce boîtier et accouplés à ce boîtier mobiles en rotation, des roues de compensation (29) qui sont simultanément en prise avec ces éléments de sortie et montées rotatives dans le boîtier de différentiel (12), et un dispositif à friction (21) qui comprend des disques extérieurs (22) et des disques intérieurs (24) qui sont en alternance reliés solidairement en rotation, les premiers à une première des parties coaxiales - le boîtier de différentiel (12), ou les roues de sortie, ou le porte-satellites (16, 17) respectivement - et les deuxièmes à une autre des parties coaxiales - le boîtier de différentiel (12) ou les roues de sortie ou le porte-satellites (16, 17) respectivement -, éventuellement avec interposition de disques intermédiaires tournant librement, ces disques étant, d'une part, appuyés axialement contre une surface d'appui de l'un des éléments - le boîtier de différentiel (12) ou une des roues de sortie (16, 17) - et pouvant être chargés axialement, d'autre part, au moyen d'un dispositif d'actionnement, le dispositif d'actionnement présentant une bague d'appui (54) solidaire du carter (11) en rotation et en translation axiale, une bague d'actionnement (28) qui peut tourner d'un angle limité par rapport à la bague d'appui et qui est mobile en translation axiale, et un entraînement de rotation (32) qui entraîne cette bague d'actionnement en cas de besoin, et la bague d'actionnement (28) s'appuyant contre la bague d'appui (54) au niveau de cames ou de rainures de commande (47, 48) s'étendant sur la périphérie, caractérisé en ce que les cames ou profils de commande, prévus sur les surfaces frontales (45, 46) disposées face à face de la bague d'appui (54) et de la bague d'actionnement (28) qui sont en liaison de coopération entre la bague d'appui et la bague d'actionnement en s'appuyant l'une contre l'autre et en

déplaçant la bague d'actionnement (28) en translation en réponse à une rotation, possèdent un taux de variation de la composante axiale agissant sur la bague d'actionnement (28) qui est non linéaire sur l'angle de rotation, et en ce que les cames ou profils de commande présentent un taux de variation axiale de la composante axiale agissant sur la bague d'actionnement (28) qui est initialement fort puis plus faible, sur l'étendue de l'angle de rotation.

05 2. Différentiel selon la revendication 1, caractérisé en ce que la bague d'actionnement (28) est entraînée, par l'intermédiaire d'une denture extérieure (34), par un pignon (35) disposé avec son axe parallèle aux roues de sortie.

10 3. Différentiel selon la revendication 2, caractérisé en ce que la denture qui accouple la bague d'actionnement (28) au pignon (35) est une denture oblique.

15 4. Différentiel selon une quelconque des revendications 1 à 3, caractérisé en ce qu'on peut faire tourner la bague d'actionnement (28) sur une course circonférentielle de moins de 180° .

5. Différentiel selon une quelconque des revendications 1 à 4, caractérisé en ce que l'entraînement en rotation (32) qui entraîne au besoin présente un réducteur (34, 35) et un moteur (33).

20 6. Différentiel selon une quelconque des revendications 1 à 5, caractérisé en ce que le moteur (33) qui fait partie de l'entraînement de rotation (32) est un moteur électrique.

25 7. Différentiel selon une des revendications 1 à 6, caractérisé en ce que le moteur (33) ou l'étage de réduction du réducteur qui fait suite à ce moteur est relié à l'étage de réduction (34, 35) du réducteur qui est associé à la bague d'actionnement (28) par l'intermédiaire d'une roue libre commandée
30 (36) qui, en réponse à l'activation du moteur (33), se bloque dans le sens tendant à charger en pression le dispositif de friction (21) et qui, lors de la suppression de l'activation, isole le réducteur (34, 35) du moteur (33) pour permettre le retour de la bague d'actionnement (28).

35 8. Différentiel selon la revendication 1, caractérisé en ce qu'il est prévu des poussoirs (41) qui prennent appui contre le

disque de pression (40), qui traversent axialement le boîtier (12) du différentiel, et sont appuyés contre une plaque de pression (27) du dispositif de friction (21).

05 9. Différentiel selon une quelconque des revendications 1 à 8, caractérisé en ce que, aux surfaces frontales opposées face à face (45, 46) de la bague d'appui (54) et de la bague d'actionnement (28), sont associés des évidements (47, 48) qui sont opposés face à face par paires, qui sont en pente montante l'un en sens inverse de l'autre dans la direction circonférentielle, depuis le point le plus profond jusqu'à la surface frontale (45, 46), les
10 deux évidements (47, 48) d'une paire logeant entre eux un corps roulant, en particulier une bille (49).

10. Différentiel selon une quelconque des revendications 1 à 9, caractérisé en ce que les cames ou profils de
15 commande sont composés de rainures de guidage (47, 48) de profondeur variable, qui s'étendent sensiblement dans la direction circonférentielle au moins dans une des bagues (28, 54), et de corps roulants (49) guidés dans ces rainures, et appuyés contre la deuxième bague correspondante.

20 11. Différentiel selon une quelconque des revendications 1 à 10, caractérisé en ce que les rainures de guidage (47, 48) possèdent une pente variable dans la direction circonférentielle pour assurer la variation des taux de variation axiale.

25 12. Différentiel selon une quelconque des revendications 1 à 11, caractérisé en ce que, pour la variation des taux de variation axiale, les rainures de guidage (47, 48) ont une composante de direction radiale sur la circonférence, avec une pente constante dans la direction circonférentielle.

30 13. Différentiel selon une quelconque des revendications 1 à 12, caractérisé en ce que plusieurs rainures de guidage (47, 48) du même genre se chevauchent dans la direction circonférentielle en se plaçant à différentes distances radiales sur les surfaces frontales (45, 46).

14. Différentiel selon une quelconque des revendications 1 à 13, caractérisé en ce qu'il est prévu entre la bague d'appui (54) et la bague d'actionnement (28) une cage à billes (57) qui maintient les corps roulants, notamment des billes (49) au même écartement circonférentiel.

05

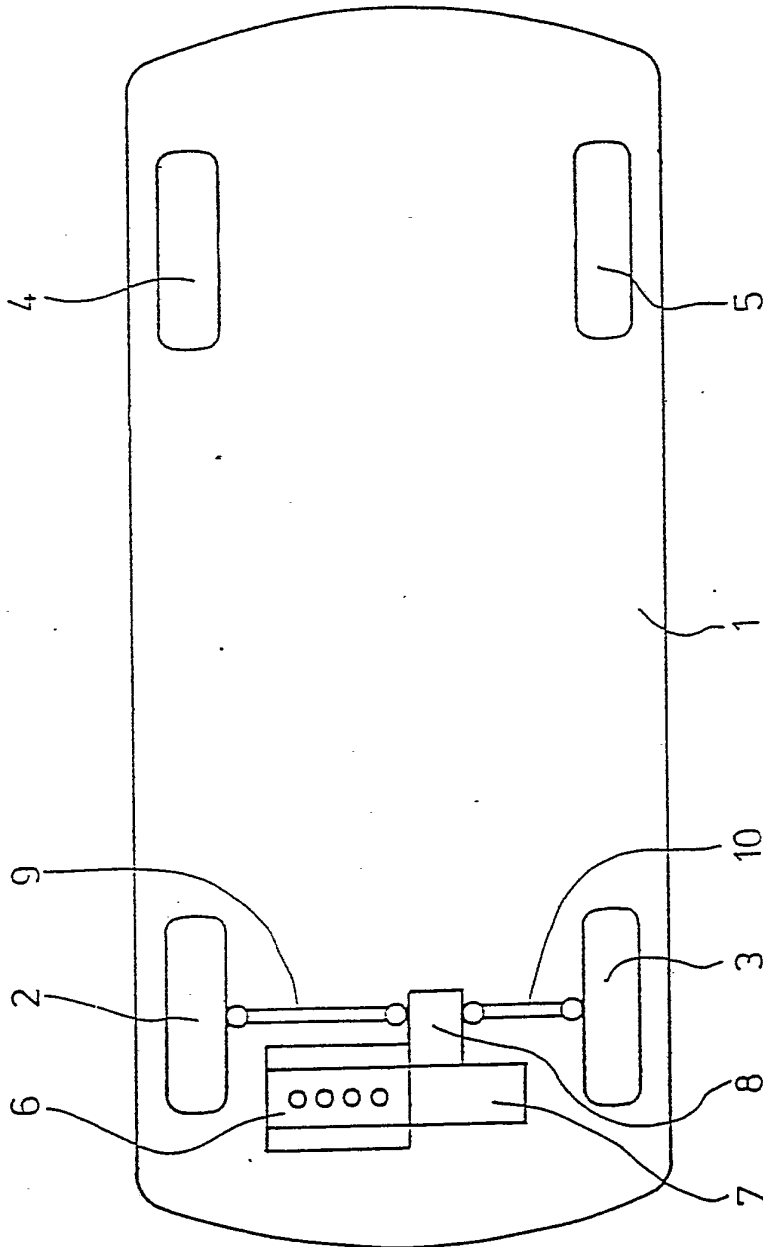


FIG. 1

FIG. 2

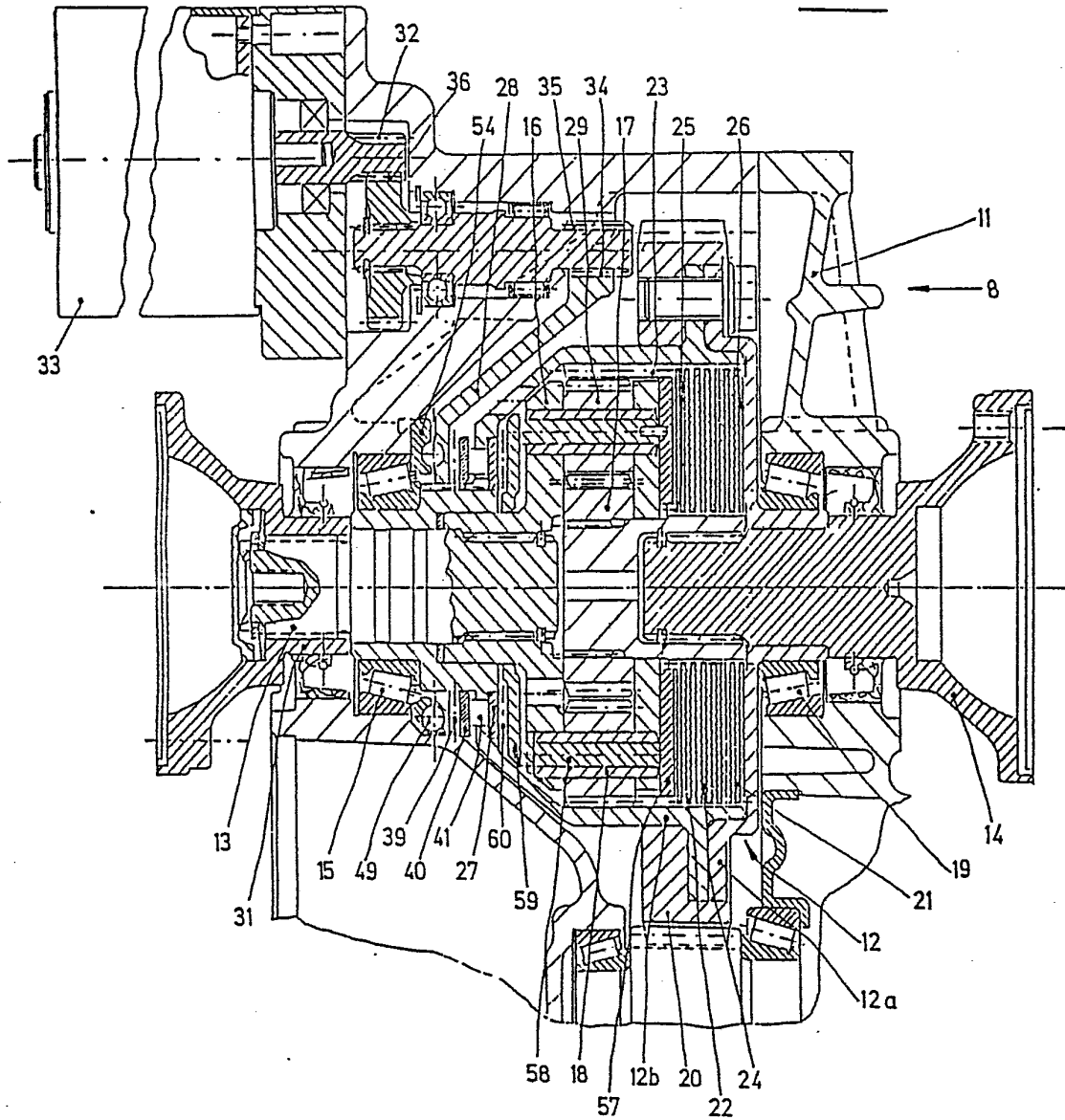
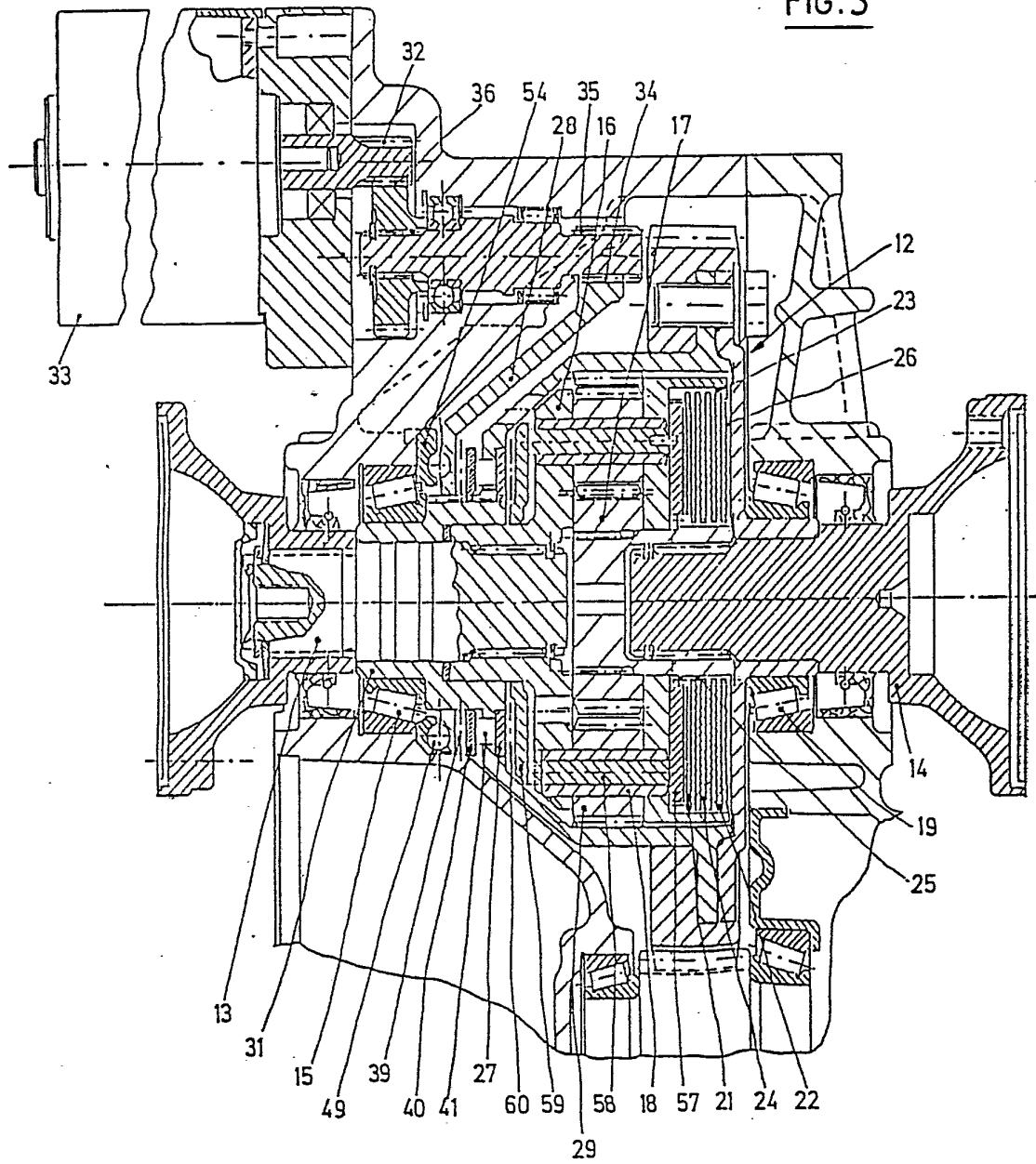
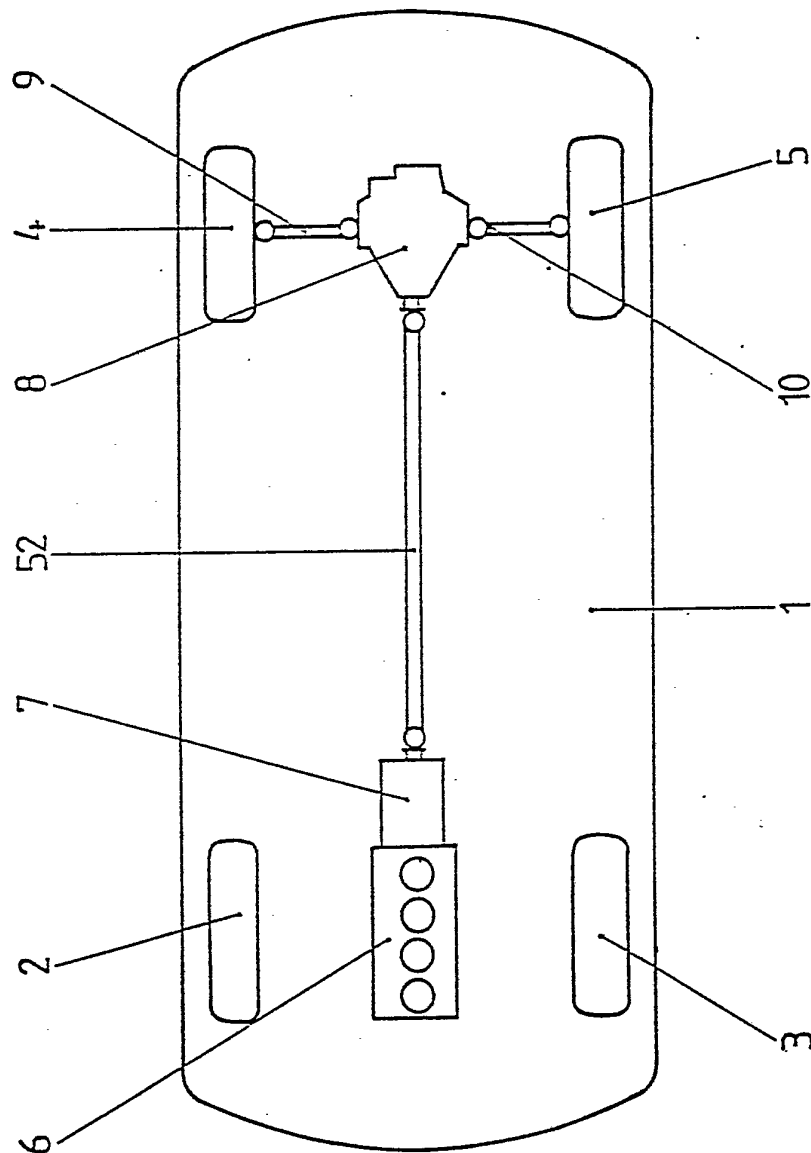
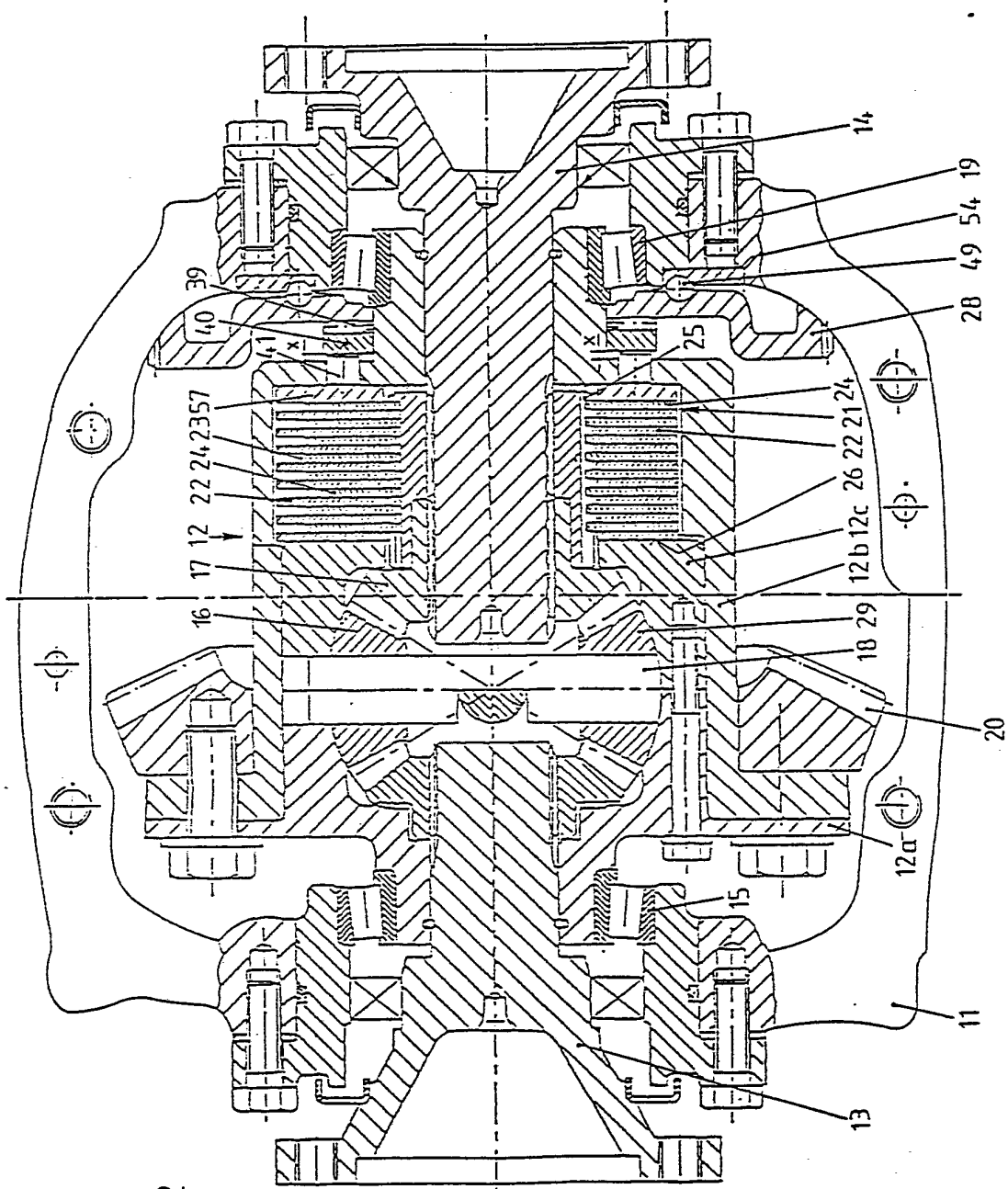


FIG. 3



FIG. 4

FIG. 5

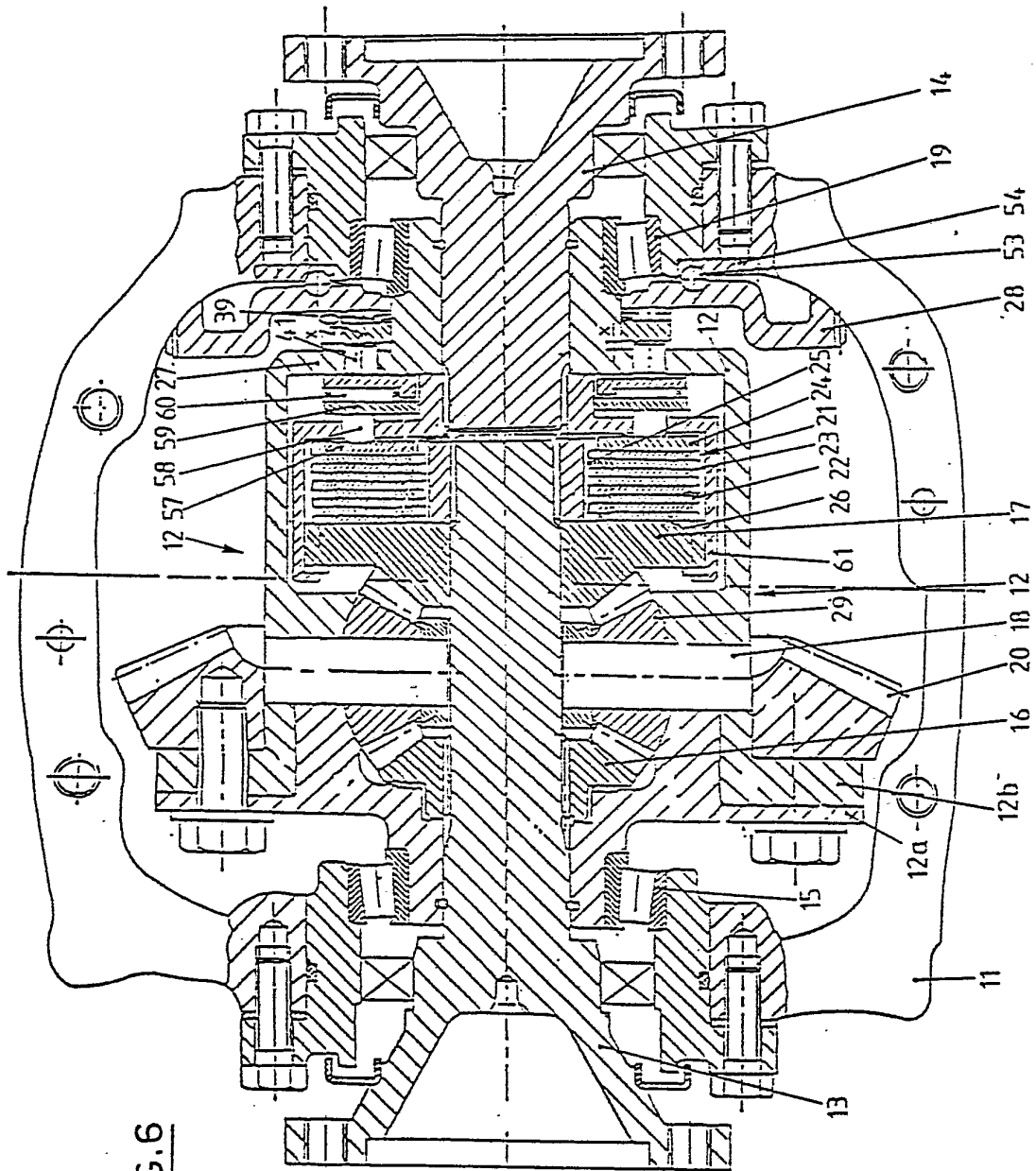


FIG. 6

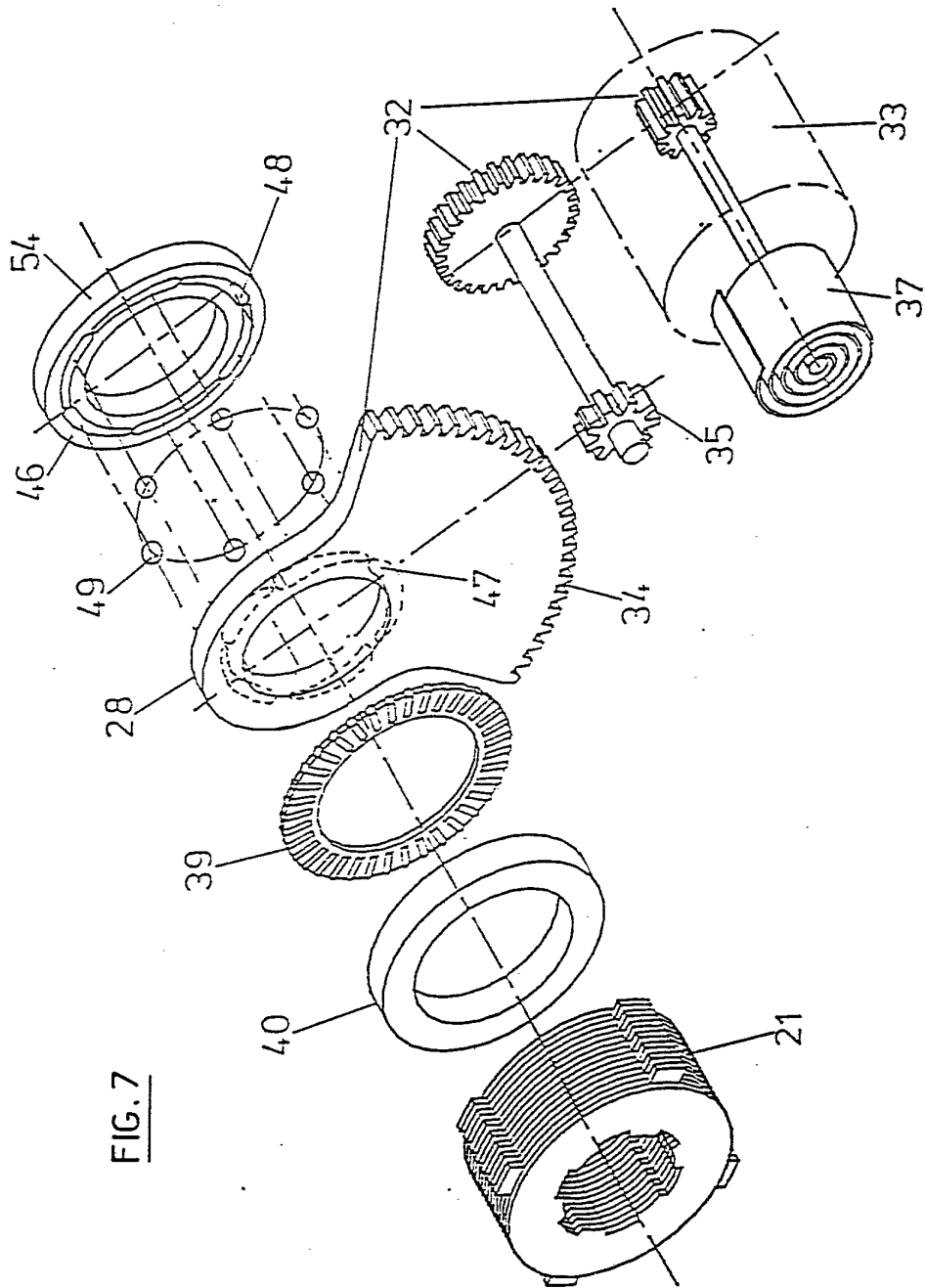


FIG. 9

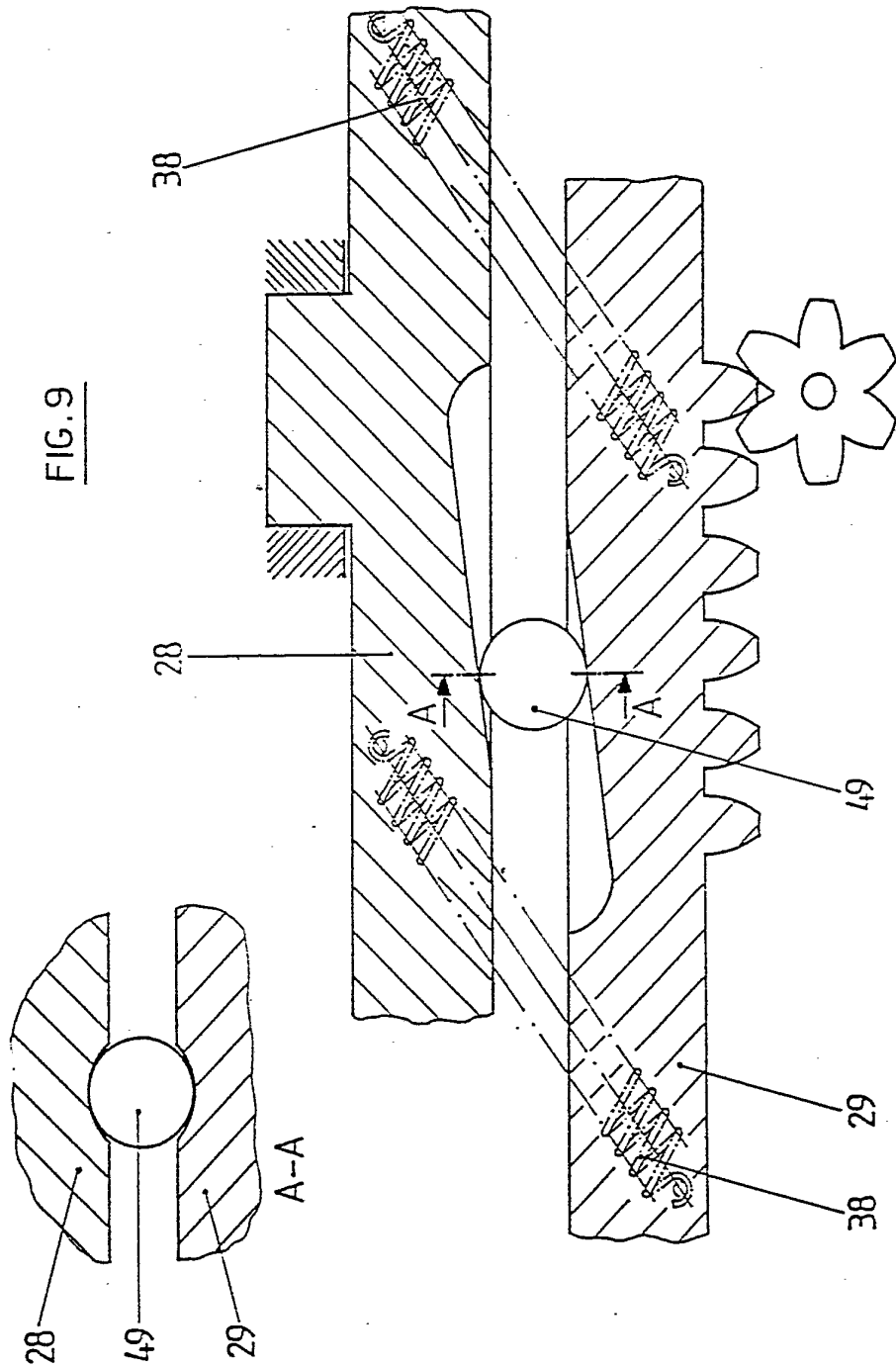
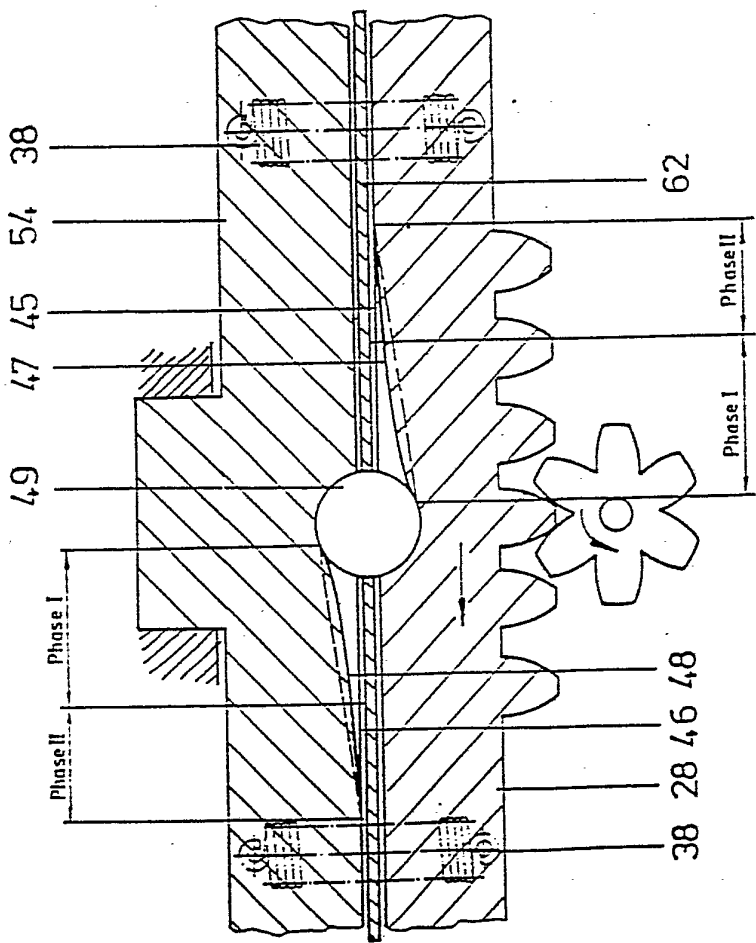
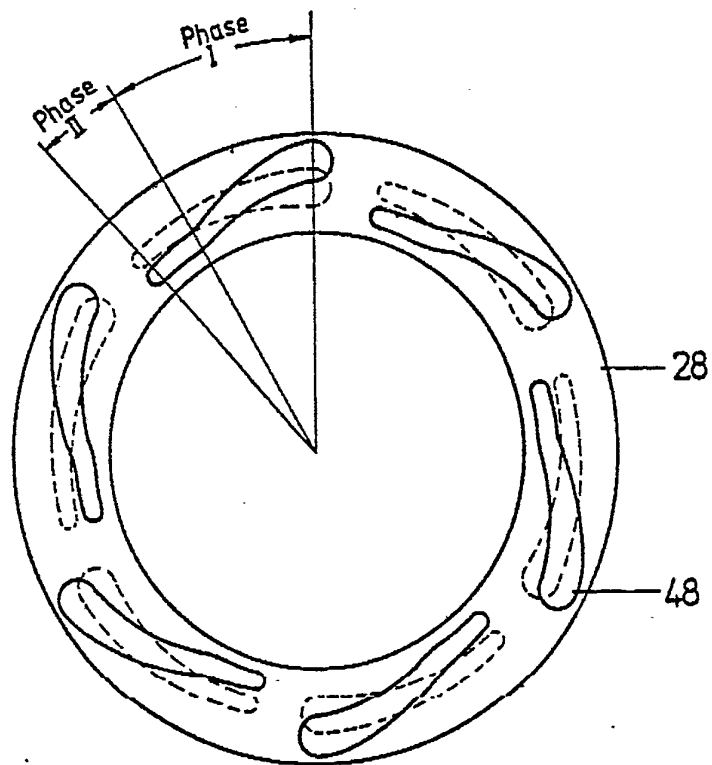


FIG. 10



11/12

FIG. 11

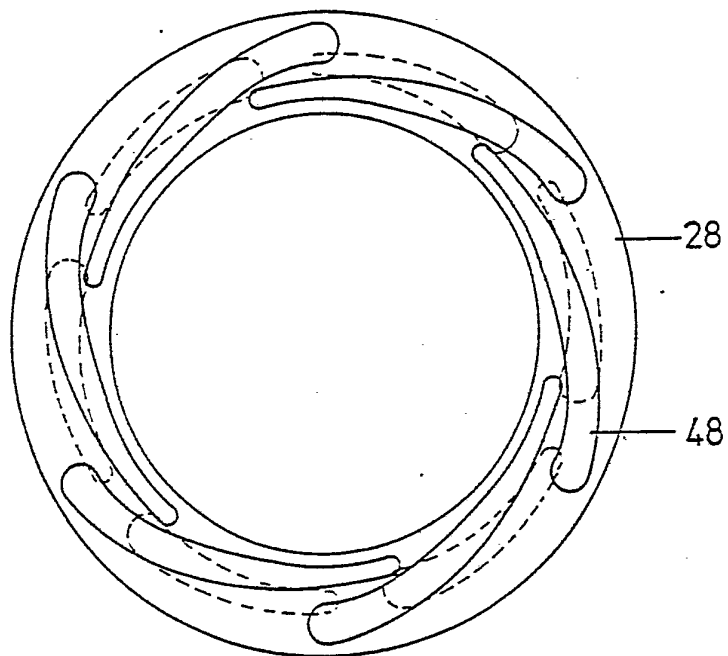


FIG. 12