

(12) DEMANDE INTERNATIONALE PUBLIÉE EN VERTU DU TRAITÉ DE COOPÉRATION EN MATIÈRE DE BREVETS (PCT)

(19) Organisation Mondiale de la
Propriété Intellectuelle
Bureau international



(43) Date de la publication internationale
9 août 2012 (09.08.2012)

WIPO | PCT

(10) Numéro de publication internationale
WO 2012/104557 A1

(51) Classification internationale des brevets :
F16H 48/22 (2006.01) F16H 48/08 (2006.01)

(21) Numéro de la demande internationale :
PCT/FR2012/050225

(22) Date de dépôt international :
1 février 2012 (01.02.2012)

(25) Langue de dépôt : français

(26) Langue de publication : français

(30) Données relatives à la priorité :
1150905 4 février 2011 (04.02.2011) FR

(71) Déposant (pour tous les États désignés sauf US) : **RE-NAULT S.A.S.** [FR/FR]; 13-15 quai Le Gallo, F-92100 Boulogne-Billancourt (FR).

(72) Inventeurs; et

(75) Inventeurs/Déposants (pour US seulement) : **RAOUL, Michel** [FR/FR]; 12, allée des Amandiers, F-78990 Elancourt (FR). **PION, Emmanuel** [FR/FR]; 93, rue Oberkampf, F-75011 Paris (FR).

(74) Représentant commun : **RENAULT S.A.S.**; Renault Technocentre, Scc 00267 - TCR GRA 2 36, F-78288 Guyancourt (FR).

(81) États désignés (sauf indication contraire, pour tout titre de protection nationale disponible) : AE, AG, AL, AM, AO, AT, AU, AZ, BA, BB, BG, BH, BR, BW, BY, BZ, CA, CH, CL, CN, CO, CR, CU, CZ, DE, DK, DM, DO, DZ, EC, EE, EG, ES, FI, GB, GD, GE, GH, GM, GT, HN, HR, HU, ID, IL, IN, IS, JP, KE, KG, KM, KN, KP, KR, KZ, LA, LC, LK, LR, LS, LT, LU, LY, MA, MD, ME, MG, MK, MN, MW, MX, MY, MZ, NA, NG, NI, NO, NZ, OM, PE, PG, PH, PL, PT, QA, RO, RS, RU, RW, SC, SD, SE, SG, SK, SL, SM, ST, SV, SY, TH, TJ, TM, TN, TR, TT, TZ, UA, UG, US, UZ, VC, VN, ZA, ZM, ZW.

(84) États désignés (sauf indication contraire, pour tout titre de protection régionale disponible) : ARIPO (BW, GH, GM, KE, LR, LS, MW, MZ, NA, RW, SD, SL, SZ, TZ, UG, ZM, ZW), eurasien (AM, AZ, BY, KG, KZ, MD, RU, TJ, TM), européen (AL, AT, BE, BG, CH, CY, CZ, DE, DK, EE, ES, FI, FR, GB, GR, HR, HU, IE, IS, IT, LT, LU, LV, MC, MK, MT, NL, NO, PL, PT, RO, RS, SE, SI, SK, SM, TR), OAPI (BF, BJ, CF, CG, CI, CM, GA, GN, GQ, GW, ML, MR, NE, SN, TD, TG).

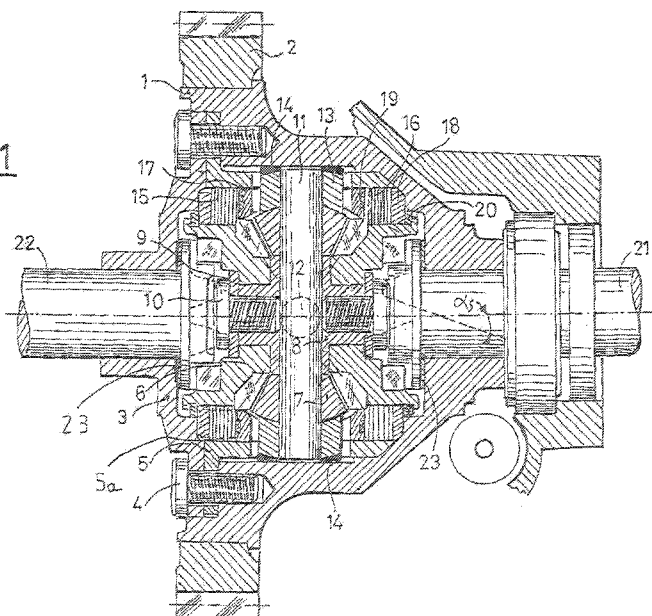
Publiée :

— avec rapport de recherche internationale (Art. 21(3))

(54) Title : IMPROVED SELF-LOCKING DIFFERENTIAL

(54) Titre : DIFFÉRENTIEL AUTOBLOQUANT PERFECTIONNÉ

FIG.1



(57) Abstract : The invention relates to a self-locking differential for a road vehicle, consisting of a housing (1) containing at least one planet-carrier shaft (11), two sun gears (6) connected to the planet-carrier shaft (11) via a set of planetary gears (7), a central element for holding the sun gears (8) against the latter, and at least one series of friction discs (15, 16) for transferring friction torque to one of the wheels connected to the differential in response to an axial thrust of the sun gear opposite same, characterised in that it comprises a disc-holding ring gear (5) including a force-compensating device capable of keeping the series of discs open while the difference between the torque values at the outputs of the differential does not exceed the torque generated by the internal friction of the mechanism.

(57) Abrégé : Différentiel autobloquant de véhicule routier composé d'un boîtier (1) renfermant au moins un axe porte-satellites (11), deux planétaires (6) reliés à l'axe porte-satellites (11) par un ensemble de satellites (7), un élément central de retenue des

[Suite sur la page suivante]



planétaires (8) contre celui-ci, et au moins une série de disques de frottement (15, 16), destinés à transférer un couple de frottement à l'une des roues associées au différentiel en réponse à une poussée axiale du planétaire opposé à celle-ci, caractérisé en ce qu'il comporte une couronne porte-disques (5) intégrant un dispositif de compensation d'efforts capable de maintenir ouvertes les séries de disques tant que l'écart des couples aux sorties du différentiel n'excède pas le couple créé par les frottements internes du mécanisme.

DIFFERENTIEL AUTOBLOQUANT PERFECTIONNE

La présente invention concerne un différentiel
5 autobloquant, notamment pour véhicule automobile.

Plus précisément, elle a pour objet un différentiel autobloquant de véhicule routier composé d'un boîtier renfermant au moins un axe porte-satellites, deux planétaires reliés à l'axe porte-satellites par un ensemble
10 de satellites, un élément central de retenue des planétaires contre celui-ci, et au moins une série de disques de frottement, destinés à transférer un couple de frottement à l'une des roues associées, en réponse à une poussée axiale du planétaire opposé à celle-ci.

Le différentiel d'une boîte de vitesses automobile a pour fonction d'entraîner les deux arbres de sortie à partir d'un seul arbre d'entrée. Il permet d'entraîner ces deux arbres de sortie à des vitesses de rotation différentes, mais selon deux couples égaux, soit la moitié du couple de
20 l'arbre d'entrée.

L'inconvénient des différentiels traditionnels réside dans le fait que le couple de sortie sur les deux arbres est limité au plus faible des couples résistants des roues. Autrement dit, si une des roues est en forte perte
25 d'adhérence, le couple accepté par cette dernière devient faible. Elle aura tendance à s'emballer. L'autre roue a conservé son adhérence. Le couple adressé à celle-ci ne peut être supérieur à celui accepté par la roue en perte d'adhérence. Si ce couple est très faible, la roue adhérente
30 ne tourne pas, et le véhicule reste immobile.

Par la publication FR 2 547 883, on connaît un différentiel autobloquant comprenant un organe d'entrée, deux organes de sortie, puis deux arbres de sortie associés chacun à l'un des organes de sortie, et des moyens de
35 solidarisation mobiles axialement pour solidariser, par leur déplacement axial, l'organe d'entrée avec l'un des organes

- 2 -

de sortie. Les moyens de solidarisation sont deux dispositifs de couplage indépendants, de type multidisque, susceptibles de lier le boîtier d'entrée et l'un ou l'autre des planétaires de sortie. Les moyens de couplage sont « pré
5 chargés » à l'aide de ressorts. L'effort de serrage de l'un ou l'autre des multidisques est une poussée axiale provenant du planétaire opposé et transmise par un manchon de réaction intercalé entre les deux planétaires. Cet effort de serrage est la différence des poussées axiales et opposées des deux
10 planétaires apparues dans des liaisons à rampes obliques entre ces derniers et les arbres de sortie. Ces rampes mesurent la réaction de chaque roue, autrement dit son adhérence par rapport au sol.

Lorsque les deux réactions axiales sont égales, les
15 deux multidisques restent ouverts. Aucun effort de serrage n'apparaît. Le différentiel se comporte de manière classique, dite libre. Cet état suppose une bonne adhérence pour chaque roue, ou des adhérences de même niveau. Il est aussi nécessaire que les roues tournent à la même vitesse,
20 autrement dit que la voiture évolue en ligne droite.

Mais, lorsque la voiture évolue en virage, en situation de bonne adhérence, les roues parcourent des trajectoires différentes. La roue à l'intérieur du virage parcourt moins de distance que la roue extérieure. La roue
25 intérieure devient plus lente que le boîtier de différentiel. La roue extérieure devient plus rapide. Les frottements internes, des satellites sur leurs axes et sur leurs appuis, des planétaires sur leurs appuis, des arbres de sortie sur leurs appuis, etc., modifient alors la valeur
30 de couple adressée à chaque roue. Il se produit alors un transfert de couple de la roue rapide vers la roue lente. La roue la plus lente peut ainsi recevoir la moitié du couple moteur augmentée de la moitié du couple de frottement interne, alors que la roue rapide reçoit la moitié du couple
35 moteur diminuée de la moitié du couple de frottement. Cet

- 3 -

écart de couple sur les planétaires et dans les rampes obliques, qui peut atteindre, dans ce type de différentiel jusqu'à 20% du couple d'entrée, initie le serrage du groupe de disques placé du côté de la roue rapide qui développe
5 moins de poussée axiale. Le serrage initialisé de l'un des groupes de disques, déséquilibre encore davantage les efforts axiaux dans les rampes. Par un effet d'auto-amplification, on peut aller jusqu'au transfert total de couple de la roue rapide vers la roue lente. Dans cette
10 situation, le différentiel n'a pas la liberté de fonctionnement requise pour assurer au véhicule une bonne maîtrise de la trajectoire du véhicule en virage. Le transfert de couple sur la roue intérieure du virage donne au véhicule une forte tendance au sous virage.

15 Par ailleurs, lorsqu'une roue est en perte d'adhérence, la réaction axiale dans la liaison à rampes obliques entre le planétaire et l'arbre de sortie correspondant, chute fortement. Une différence apparaît entre les poussées axiales des deux planétaires. Elle
20 provoque le serrage du groupe de disques du même côté que la roue en perte d'adhérence. Le couple de friction dans le groupe de disques se substitue au couple non accepté par la roue et permet de transmettre, à la roue opposée et adhérente, un couple de même valeur, suffisant pour assurer
25 le déplacement du véhicule. Pour adresser la totalité du couple moteur à la roue adhérente, il faut alors que le couple de friction dans le groupe de disques soit de cette valeur. Dans ce cas, le couple de frottement du groupe des disques est transféré par l'intermédiaire du mécanisme
30 central (planétaires et satellites) qui en définitive voit sa sollicitation être le double du couple moteur.

Le différentiel décrit dans le document FR 2 547 883, à son axe de satellites et ses satellites fixes par rapport au boîtier. Or, le transfert des poussées axiales d'un
35 planétaire à l'autre via le manchon de réaction central et

- 4 -

le serrage des disques, nécessitent le déplacement axial des planétaires. Dans ce différentiel, la capacité de déplacement dépend du jeu d'engrènement des dentures planétaire/satellites. Mais un jeu trop important est
5 préjudiciable à la tenue de cette denture, tandis qu'un jeu trop étroit limite le jeu de libération des disques et la réserve d'usure des disques, avec en plus, un risque de bruyance des dentures. Ces contraintes limitent donc le bon fonctionnement du mécanisme.

10 En résumé ce différentiel présente trois inconvénients majeurs :

- un phénomène de transfert de couple initialisé par les frottements internes,
- une sollicitation maximale possible des satellites
15 et des planétaires deux fois plus élevée que dans un différentiel classique, et
- le déplacement axial et relatif des planétaires par rapport aux satellites.

Pour palier ces inconvénients, l'invention propose un
20 différentiel autobloquant, qui prend en compte et neutralise l'effet d'auto-fermeture initialisé par les frottements internes.

Ce différentiel comporte une couronne porte-disques intégrant un dispositif de compensation d'efforts capable de
25 maintenir ouvertes les séries de disques tant que l'écart des couples aux sorties du différentiel n'excède pas le couple créé par les frottements internes du mécanisme.

Il possède de préférence deux séries de disques fermés simultanément, ce qui limite la sollicitation des
30 satellites et des planétaires à une fois le couple moteur.

Grâce à ces mesures, les planétaires et les satellites se déplacent en bloc, donc à jeux de dentures constants.

La présente invention sera mieux comprise à la
35 lecture de la description suivante d'un mode de réalisation

- 5 -

non limitatif de celle-ci, en se reportant aux dessins annexés, sur lesquels :

- 5 - la figure 1 est une représentation d'ensemble du différentiel proposé en position de repos (roulage rectiligne),
- la figure 2 montre les rampes d'entraînement des galets par la couronne porte-satellites,
- la figure 3 montre les rampes d'un arbre de sortie par un planétaire,
- 10 - la figure 4 est une coupe longitudinale du pack central pré-assemblé,
- la figure 5 est une coupe transversale au niveau des axes de satellites.
- la figure 6 et une coupe du différentiel en
- 15 fonctionnement ouvert (bonne adhérence à droite et à gauche avec virage à gauche),
- la figure 6A montre le dispositif de compensation dans cette situation
- la figure 7 est une coupe du différentiel en
- 20 fonctionnement (forte perte d'adhérence à droite), et
- la figure 7A montre le dispositif de compensation dans cette situation).

Le différentiel illustré par la figure 1 comprend un boîtier 1 sur lequel est fixée une couronne de pont 2. Il
25 est fermé par un couvercle 3, à l'aide de vis de maintien 4. Le boîtier 1 retient une cage, ou couronne porte-disques 5. La couronne porte-disques 5 est vissée sur le boîtier 1 et porte des galets d'entraînement 13 d'axes de satellites 11, 12. Elle présente des rampes inclinées d'entraînement de ces
30 derniers visibles sur la figure 2.

Le boîtier 1 renferme un bloc central agrandi sur la figure 4. Ce bloc est constitué d'un croisillon central 8 et de deux planétaires 6 centrés sur celui-ci. Chaque planétaire 6 présente une cannelure extérieure 6a d'entraînement de disques. Il
35 est retenu axialement sur le croisillon par une rondelle 9 sur laquelle prend appui une vis de retenue 10. Les satellites 7, au nombre de deux ou de quatre, sont portés par un axe de satellites 11 et deux demi axes de satellites 12, guidés par le croisillon 8.

- 6 -

Les axes de satellites sont entraînés par la couronne porte-disques 5 par l'intermédiaire de galets d'entraînement 13, retenus dans le boîtier 1 celle-ci par autant de coupelles sphériques d'appui 14 visibles sur les figures 1 et 5. La couronne porte-

5 disques 5 est liée au boîtier 1 par une série de disques 4. Deux séries de disques identiques 15, 16, sont agencés entre les planétaires 6 et la couronne porte-disques 5. La couronne 5 présente des cannelures intérieures 5a d'entraînement des disques visibles sur la figure 5. Les

10 séries de disques 15, 16 sont disposés sur la couronne 5 entre une entretoise de pression 17 centrale et deux plateaux presseurs extérieurs 18. Des ressorts de pré charge 19, placés sur l'entretoise 17, prennent appui sur les disques. Les plateaux presseurs 18 sont entraînés en

15 rotation et axialement par les planétaires 6. Ils sont retenus sur les planétaires par un anneau d'arrêt 20.

Les manchons ou arbres de sortie 21, 22 du différentiel sont en appui contre le boîtier 1 par l'intermédiaire de rondelles d'appui 23. Les planétaires 6 entraînent les arbres, ou manchons

20 de sortie, 21, 22 du différentiel par l'intermédiaire de rampes obliques. Cette disposition est mise en évidence sur la figure 3, qui illustre l'entraînement de l'arbre de sortie gauche 22 par le planétaire gauche 6.

En résumé, le différentiel proposé est composé d'un

25 boîtier 1 renfermant au moins un axe porte-satellites 11, deux planétaires 6 reliés à l'axe porte-satellites 11 par un ensemble de satellites 7, un croisillon 8, formant élément central de retenue des planétaires contre celui-ci, et au moins une série de disques de frottement, destinés à

30 transférer un couple de frottement à l'une des roues associées au différentiel en réponse à une poussée axiale du planétaire opposé à celle-ci.

Sur la figure 2, on retrouve les galets d'entraînement 13 des axes de satellites. Le dispositif de compensation proposé

35 comprend des rampes, ou contre-rampes de compensation obliques 5b, disposées en V à l'intérieur de la couronne porte-disques 5, sur

- 7 -

lesquelles peut se déplacer chaque galet 13. Elles coopèrent avec les galets pour compenser l'écart des poussées des planétaires 6 provoqué par une différence de vitesse des roues.

5 La coupe de la figure 5 montre la disposition de l'axe de satellites 11 et des demi-axes de satellites 12, à l'intérieur du boîtier 1. On y voit le palier de guidage 25 de planétaire, et la couronne porte disques 5 avec ses cannelures intérieures 5a d'entraînement des disques. Apparaissent également le croisillon 8
10 et les satellites 7. Les galets d'entraînement 13 sont en appui sur des coupelles sphériques 14 disposés dans des renforcements du boîtier.

Dans le cas d'une bonne adhérence symétrique en virage, le fonctionnement du différentiel proposé est le
15 suivant. Les planétaires entraînent les manchons de sortie par l'intermédiaire de rampes obliques uniquement. Ces rampes procurent des forces axiales opposées proportionnelles au couple accepté par chaque roue.

Mais, dès que les roues ont des vitesses différentes,
20 par exemple dans un virage, les frottements internes du mécanisme du différentiel, qui peuvent atteindre 20% du couple à la couronne, différencient les couples aux roues :

- la roue lente absorbe la moitié du couple d'entrée augmentée de la moitié du couple de
25 frottement interne, et
- la roue rapide absorbe la moitié du couple d'entrée diminué de la moitié du couple de frottement interne.

Si nous appelons λ_0 le frottement du mécanisme interne
30 en proportion du couple d'entrée et C_E le couple d'entrée, les couples de sortie sont,

$$\text{pour la roue rapide : } \frac{1}{2} \times C_E (1 - \lambda_0)$$

$$\text{pour la roue lente : } \frac{1}{2} \times C_E (1 + \lambda_0)$$

- 8 -

Dans un différentiel autobloquant, la différence des couples aux roues donne des efforts opposés inégaux sur les planétaires. Cette différence d'efforts est appliquée au bloc central et provoque son déplacement. En se déplaçant, 5 il assure la fermeture des séries de disques avec une force de serrage qui dépend de la différence des forces opposées dans les rampes de sortie. Cela entraîne une augmentation de la traînée interne. Par un effet d'auto-amplification, celle-ci peut conduire à un transfert élevé voire total du 10 couple de la roue rapide vers la roue lente. Ce phénomène, qualifié de « vidage » se produit en situation de bonne adhérence sur chaque roue.

Pour empêcher ce phénomène indésirable, le différentiel proposé possède le dispositif de compensation 15 illustré par la figure 2, capable de maintenir centré le bloc central, donc de maintenir ouverts les séries de disques ouvertes. Ce dispositif est intégré à la couronne porte-disques 5. Il est capable de maintenir ouvertes les séries de disques, tant que l'écart des couples aux sorties 20 du différentiel n'excède pas le couple créé par les frottements internes du mécanisme.

Grâce à cette mesure, il n'y a pas de transfert de couple d'une roue sur l'autre, tant que l'adhérence des deux roues est bonne. Autrement dit, il n'y a pas de transfert de 25 couple, tant que l'écart des couples aux sorties n'excède pas celui provoqué par les frottements internes du mécanisme. Au-delà, l'ensemble des disques doit cependant être capable de transférer sur une seule roue l'ensemble du couple reçu, diminué des frottements internes du mécanisme, en cas 30 d'emballlement de la roue opposée.

L'effort axial au contact des galets 13 et de la cage porte-disques 5 s'oppose au déplacement du planétaire le plus fort (la roue lente). L'angle des rampes α_E de la figure 2 est choisi de manière à fournir une force de 35 compensation à hauteur de l'écart des poussées des

- 9 -

planétaires provoquées par l'écart des couples de sortie dû aux frottements internes du mécanisme. La couronne 5 présente deux paires de rampes symétriques 5b disposées en V, pour compenser l'écart des poussées en cas de ralentissement de l'une ou l'autre roue, ce qui rend le système parfaitement symétrique. Le différentiel fonctionne donc en différentiel libre tant que l'adhérence est suffisante sur chaque roue pour accepter le couple fourni par le différentiel.

10 L'angle des rampes 5b est déterminé de manière à fournir une force de compensation à hauteur de l'écart des poussées des planétaires 6 provoquées par l'écart des couples de sorties dû aux frottements internes du mécanisme.

15 Sur les figures 6 et 7, on a représenté les efforts axiaux s'exerçant à l'intérieur du différentiel en fonctionnement, avec le cheminement des efforts axiaux :

- dans le cas d'un virage à gauche avec une bonne adhérence à droite et à gauche (figure 6)
- et dans le cas de roulage en ligne droite et de forte perte d'adhérence à droite (figure 7).

20 La roue lente est à gauche, et la roue rapide est à droite par rapport au schéma. Sur les figures 6 et 6A, on voit que la force axiale dans la rampe oblique (cf. figure 3) côté roue lente F_{Rlente} (à gauche) est plus élevée que la force axiale dans la rampe oblique côté roue rapide F_{Rrap} (à droite), et que le galet 13 s'est légèrement déplacé vers la droite, avec le point d'application de l'effort de compensation F_E dans la rampe de droite.

Si on adopte les données suivantes,

- 30
- α_E : l'angle des rampes de compensation (voir figure 2)
 - R_E : le rayon moyen de contact des galets sur les rampes de compensation
 - R_S : le rayon moyen de rampes de sortie

- 10 -

- α_s : l'angle des rampes de sortie (voir figure 3)

dans ce cas, la force axiale dans la rampe oblique coté roue rapide est :

$$F_{Rrap} = \frac{1}{2} \times C_E \times (1 - \lambda_0) \times \frac{tg(\alpha_s)}{R_s},$$

5 tandis que la force axiale dans la rampe oblique coté roue lente est :

$$F_{Rlent} = \frac{1}{2} \times C_E \times (1 + \lambda_0) \times \frac{tg(\alpha_s)}{R_s}$$

L'écart des forces est

$$\Delta F_s = \frac{\lambda_0 \times C_E \times tg(\alpha_s)}{R_s}$$

10 La force de compensation dans la rampe d'entrée est :

$$F_E = \frac{C_E \times tg(\alpha_E)}{R_E}$$

Il faut une force de compensation égale ou de l'ordre de grandeur de l'écart des forces de sortie,

soit :

$$\frac{tg(\alpha_E)}{R_E} = \frac{\lambda_0 \times tg(\alpha_s)}{R_s}$$

15

$$\boxed{tg(\alpha_E) = \lambda_0 \times \frac{R_E \times tg(\alpha_s)}{R_s}}$$

Cette relation montre que l'angle d'entrée est fonction linéaire de λ_0 , c'est-à-dire du couple de frottement interne.

20 Dans le cas d'une perte d'adhérence élevée ou totale (figures 7 et 7A), le couple accepté par la roue en perte d'adhérence devient faible ou nul et la rampe de sortie correspondante n'adresse plus aucune poussée axiale. Cette roue a tendance à s'emballer, c'est la roue rapide.

25 Pour rétablir de la motricité il faut être capable de transmettre le couple d'entrée à la roue lente qui est supposée avoir une adhérence totale et être capable de transmettre la totalité du couple moteur.

- 11 -

L'ensemble mécanisme et groupes de disques doit être capable de transmettre la totalité du couple d'entrée. Les groupes de disques doivent pouvoir transférer la totalité du couple moins les frottements internes du mécanisme produits par l'ensemble des zones de glissement qui participent aussi au transfert de couple. Le différentiel doit donc être capable de transférer sur une seule roue l'ensemble du couple reçu, diminué des frottements internes du mécanisme, en cas d'emballement de la roue opposée.

Sur les figures 7 et 7A, correspondant à une perte d'adhérence quasi-totale de la roue droite, la force de serrage F_s est égale à la différence des poussées axiales exercées dans les rampes de sortie F_L pour roue lente, F_R pour roue rapide, à laquelle il faut retrancher la force d'opposition F_C dans le dispositif de compensation qui est actif en permanence :

$$F_s = F_L - F_R - F_C$$

Sous l'influence de ces forces, le bloc central est déplacé vers la droite. On a fait apparaître le jeu j_1 existant (en augmentation), entre le plateau presseur 18 et l'anneau d'arrêt 20 de droite, ainsi que le jeu j_2 qui apparaît entre le plateau presseur 18 de gauche et le couvercle du différentiel 3. Enfin, on a représenté la ligne de force de serrage L des groupes de disques transitant du planétaire gauche au boîtier 1, en passant par les séries de disques 15 et 16 et l'entretoise 17.

Avec les données suivantes,

- μ_d : le coefficient de frottement dynamique apparent des disques,
- R_d : le rayon moyen des disques,
- N : le nombre de faces de friction,

- 12 -

la résultante des forces de sortie quand il y transfert de couple total à la roue lente (pas de couple à la roue rapide), est :

$$\Delta F_{\text{sortie}} = F_S = \frac{C_E \times \text{tg}(\alpha_s)}{R_S} - 0$$

- 5 A l'entrée, la force de compensation F_C , toujours opposée à la force de sortie lente, est de :

$$F_C = \frac{C_E \times \text{tg}(\alpha_E)}{R_E}$$

L'écart des forces ΔF qui s'applique à la série de disques doit être capable de transférer le couple $C_E \times (1 - \lambda_0)$.

- 10 L'expression de ΔF est :

$$F_S - F_C = \frac{C_E \times (1 - \lambda_0)}{\mu \times N \times R_d}$$

d'où la seconde égalité :

$$\frac{C_E \times \text{tg}(\alpha_s)}{R_S} - \frac{C_E \times \text{tg}(\alpha_E)}{R_E} = \frac{C_E \times (1 - \lambda_0)}{\mu \times N \times R_d}$$

15
$$\frac{\text{tg}(\alpha_s)}{R_S} - \frac{\text{tg}(\alpha_E)}{R_E} = \frac{(1 - \lambda_0)}{\mu \times N \times R_d}$$

L'expression de l'angle de rampe de sortie qui en résulte est :

$$\boxed{\text{tg}(\alpha_s) = \frac{R_S}{\mu \times N \times R_d}}$$

20

Il ressort de cette relation que l'angle de sortie ne dépend que de la définition de la série de disques. Il ne dépend pas des frottements internes car ils sont neutralisés par l'angle de compensation.

REVENDEICATIONS

1. Différentiel autobloquant de véhicule routier composé d'un boîtier (1) renfermant au moins un axe porte-satellites (11), deux planétaires (6) reliés à l'axe porte-satellites (11) par un ensemble de satellites (7), un élément central de retenue des planétaires (8) contre celui-ci, et au moins une série de disques (15, 16) de frottement, destinés à transférer un couple de frottement à l'une des roues associées au différentiel en réponse à une poussée axiale du planétaire opposé à celle-ci, caractérisé en ce qu'il comporte une couronne porte-disques (5) intégrant un dispositif de compensation d'efforts capable de maintenir ouvertes les séries de disques tant que l'écart des couples aux sorties du différentiel n'excède pas le couple créé par les frottements internes du mécanisme.

2. Différentiel autobloquant selon la revendication 1, caractérisé en ce que la couronne porte-disques (5) reçoit des galets d'entraînement (13) des satellites (11) et présente des rampes de compensation (5b) coopérant avec ces derniers pour compenser l'écart des poussées des planétaires (6) lors d'une différence de vitesses entre les roues.

3. Différentiel autobloquant selon la revendication 2, caractérisé en ce que la couronne (5) présente deux paires de rampes symétriques (5b) disposées en V, pour compenser l'écart des poussées des planétaires (6) en cas de différence de vitesse entre les roues.

4. Différentiel autobloquant selon la revendication 2 ou 3, caractérisé en ce que l'angle des rampes (5b) est déterminé de manière à fournir une force de compensation à hauteur de l'écart des poussées des planétaires (6) provoquées par l'écart des couples de sorties dû aux frottements internes du mécanisme.

5. Différentiel autobloquant selon l'une des revendications précédentes, caractérisé en ce que l'ensemble

- 14 -

des disques est capable de transférer sur une seule roue l'ensemble du couple reçu, diminué des frottements internes du mécanisme, en cas d'emballement de la roue opposée.

5 6. Différentiel autobloquant selon l'une des revendications précédentes, caractérisé en ce que la couronne porte-disques (5) est vissée sur le boîtier.

10 7. Différentiel autobloquant selon l'une des revendications 2 à 6, caractérisé en ce que les galets (13) prennent appui sur des coupelles sphériques (14) disposés dans des renforcements (5c) du boîtier de la couronne (1).

15 8. Différentiel autobloquant selon l'une des revendications précédentes, caractérisé en ce que les séries de disques (15, 16) sont disposés sur la couronne (5) entre des plateaux presseurs (18) et une entretoise de compression (17).

9. Différentiel selon l'une des revendications précédentes, caractérisé en ce qu'il possède deux séries de disques (15, 16) fermées simultanément.

1/5

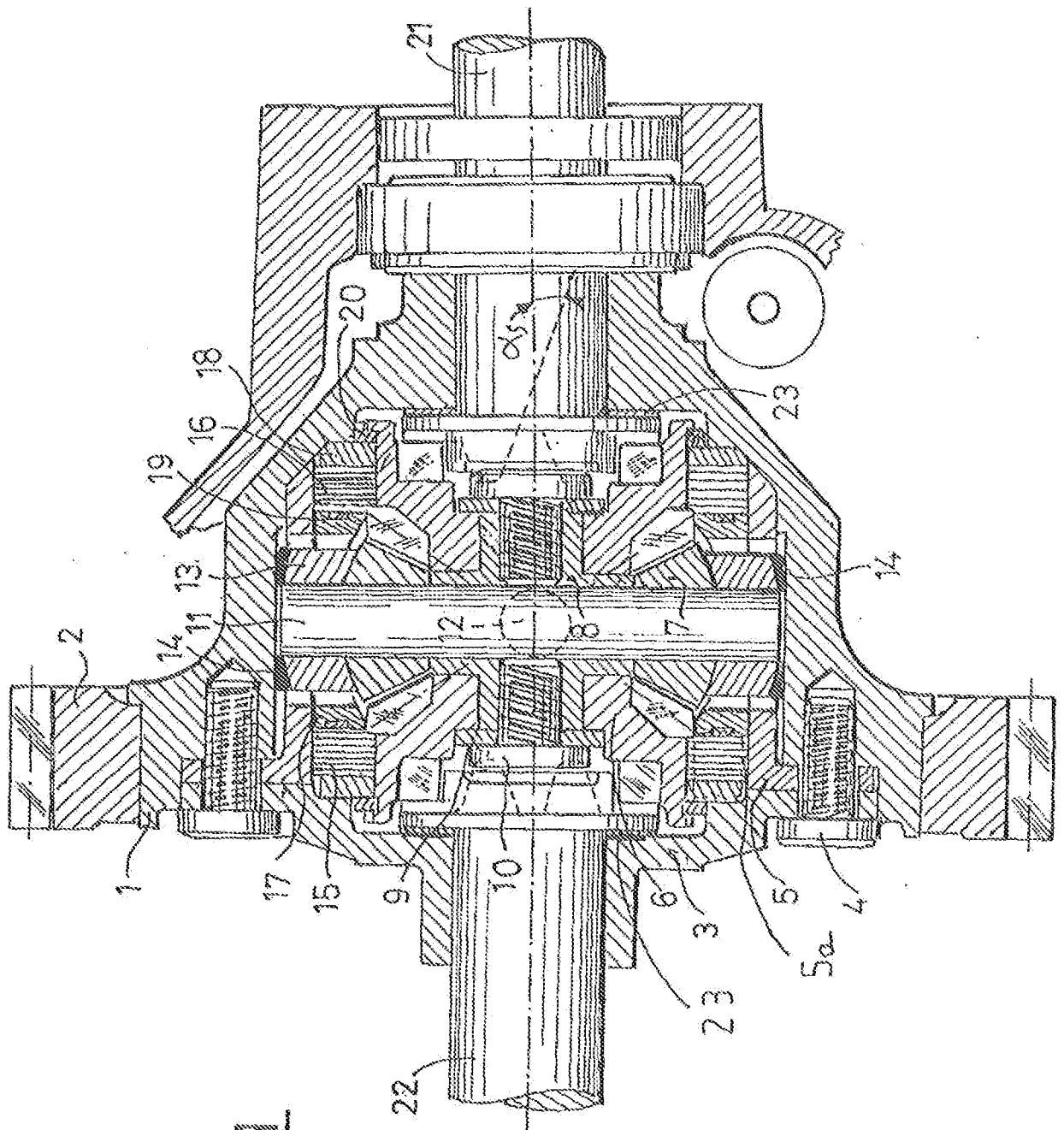
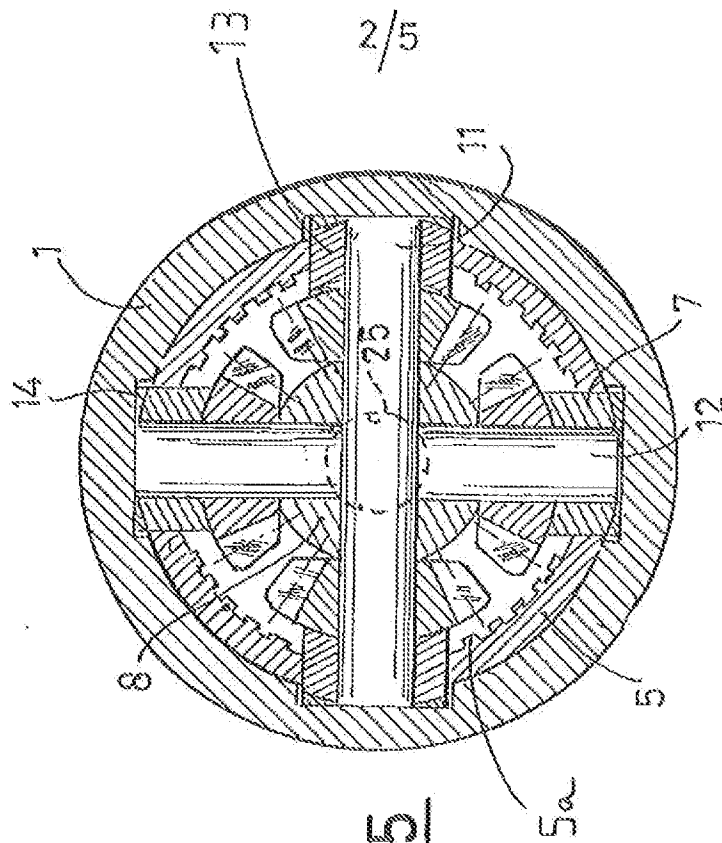
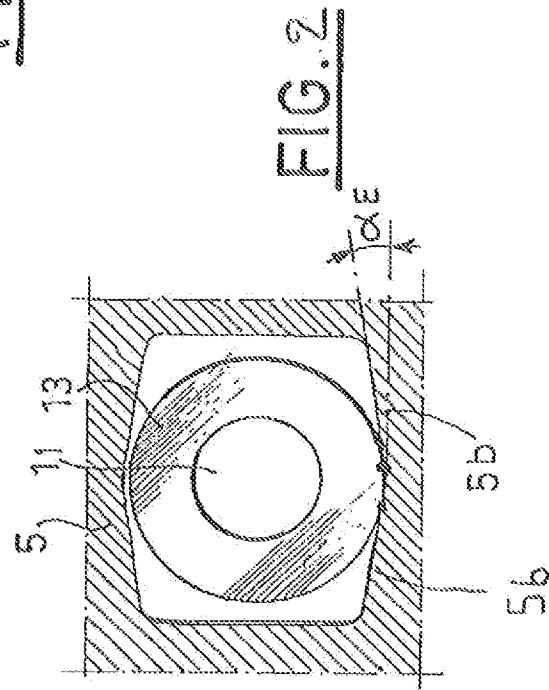
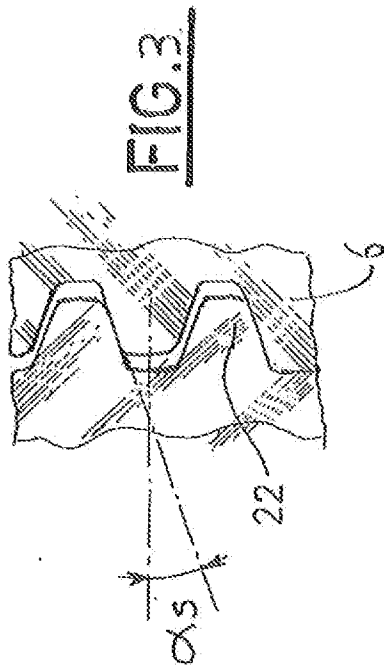


FIG. 1



3/5

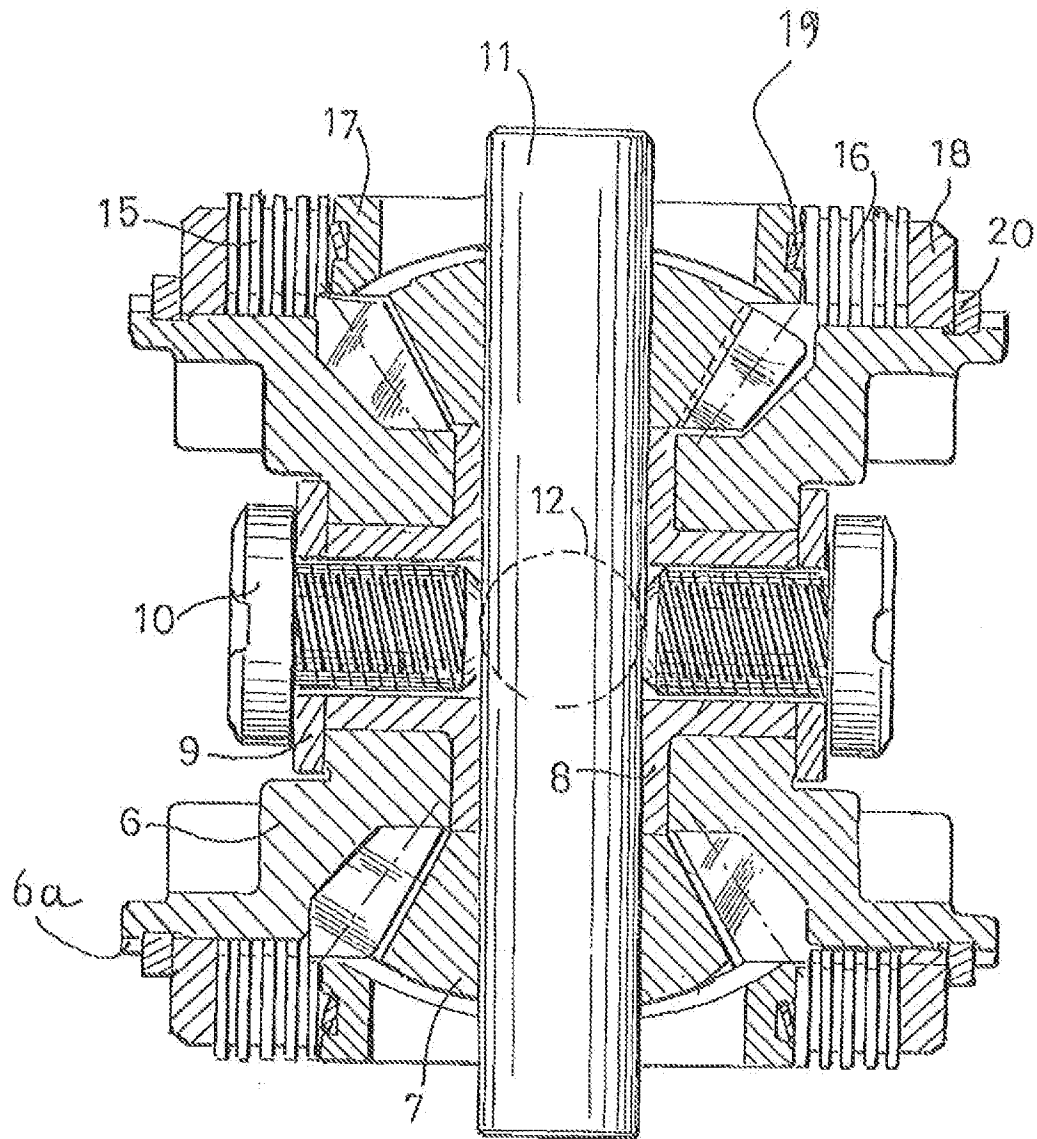
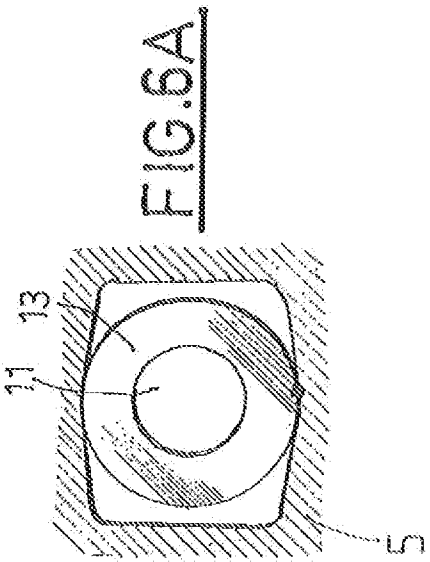
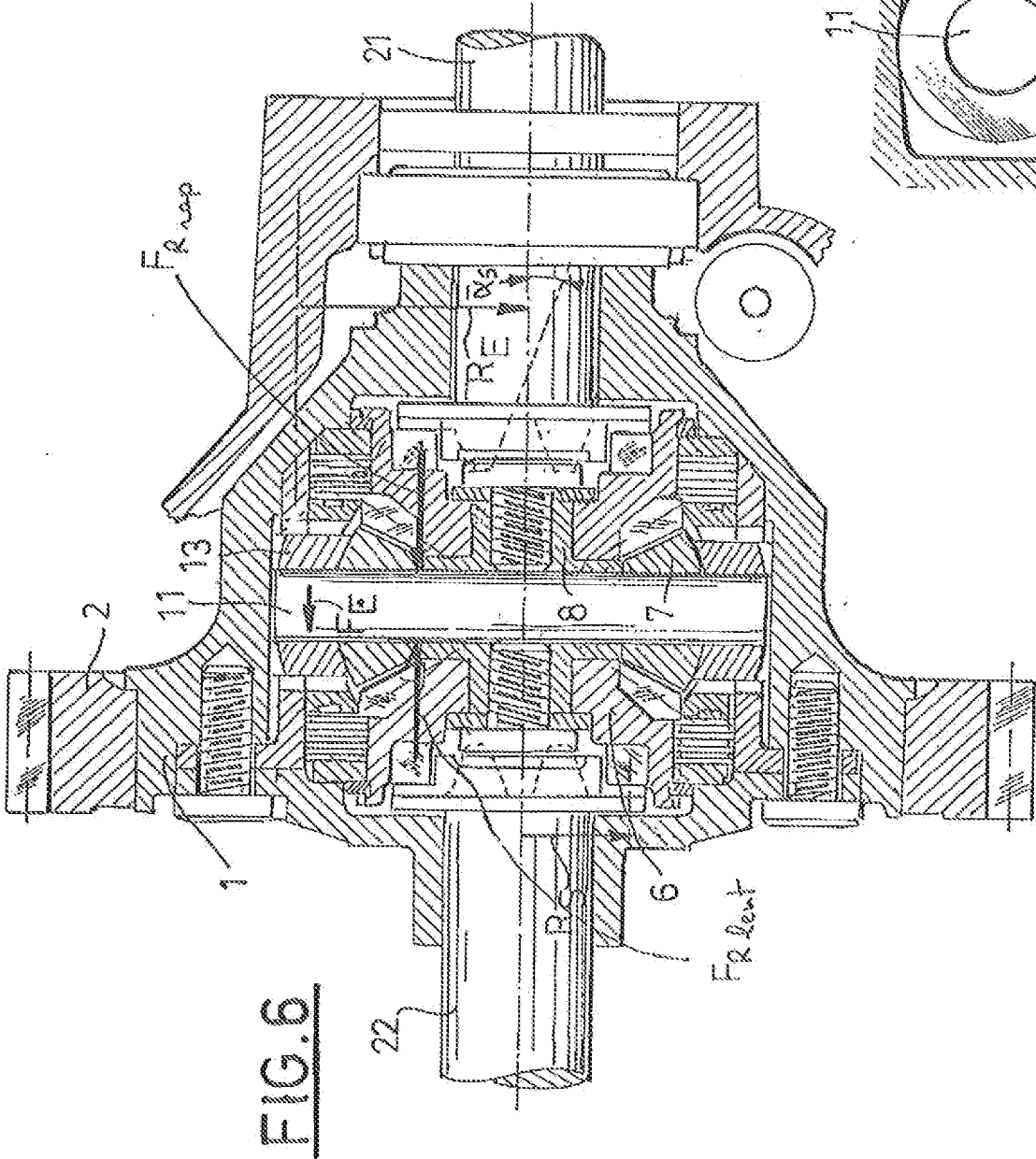
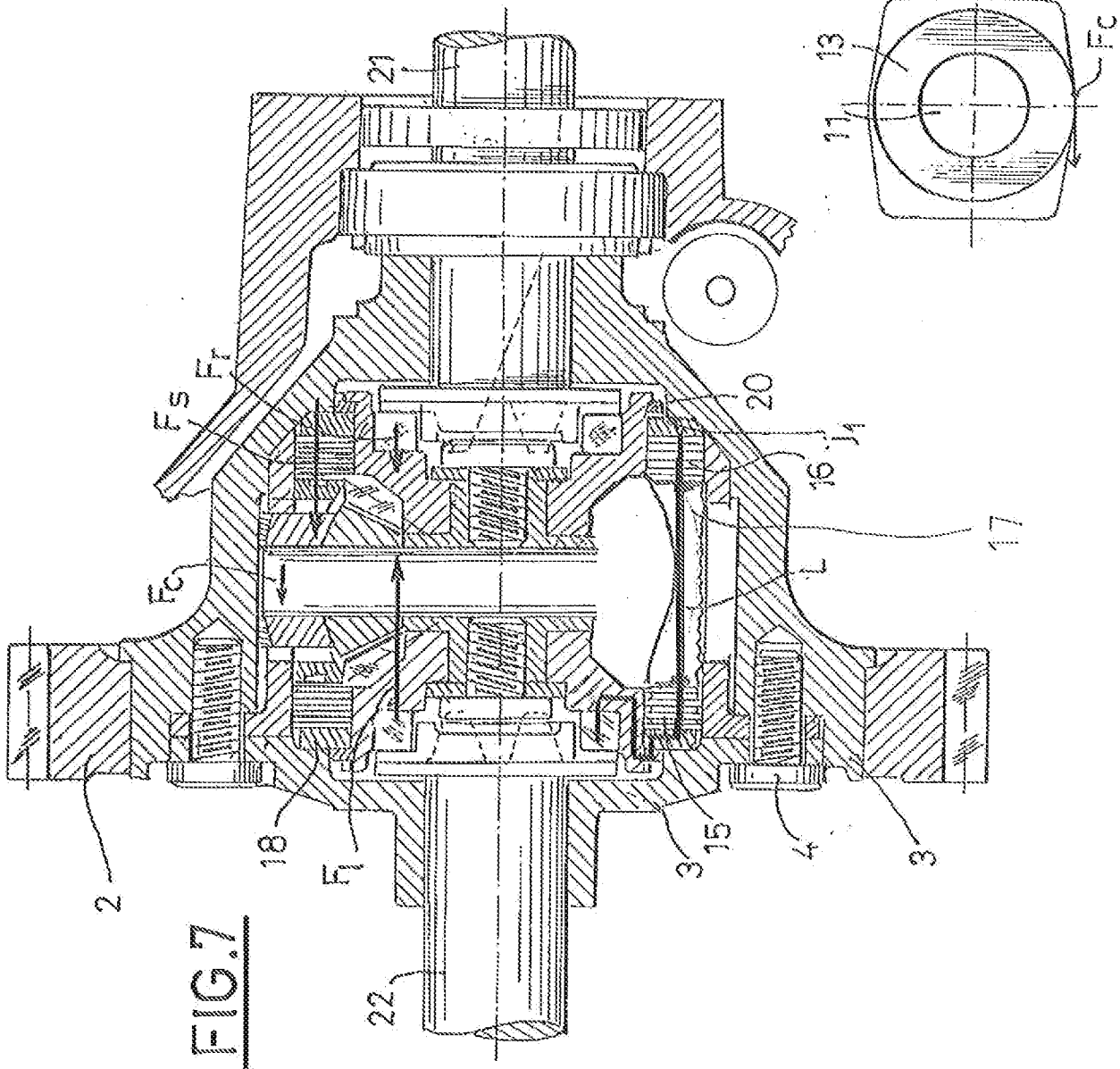


FIG.4





INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No

PCT/FR2012/050225

A. CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER

INV. F16H48/22 F16H48/08
ADD.

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

B. FIELDS SEARCHED

Minimum documentation searched (classification system followed by classification symbols)

F16H

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

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

EPO-Internal, WPI Data

C. DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT

Category*	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
A	FR 2 547 883 A1 (BOSSUET CLAUDE [FR]) 28 December 1984 (1984-12-28) cited in the application the whole document	1
A	JP 3 223550 A (TOCHIGI FUJI SANGYO KK) 2 October 1991 (1991-10-02) abstract; figures	1
A	DE 11 69 311 B (DANA CORP) 30 April 1964 (1964-04-30) the whole document	1
A	FR 1 596 579 A (DAIMLER-BENZ AKTIENGESELLSCHAFT) 22 June 1970 (1970-06-22) page 2, line 32 - page 4, line 7 figure 1	1



Further documents are listed in the continuation of Box C.



See patent family annex.

* Special categories of cited documents :

"A" document defining the general state of the art which is not considered to be of particular relevance

"E" earlier document but published on or after the international filing date

"L" document which may throw doubts on priority claim(s) or which is cited to establish the publication date of another citation or other special reason (as specified)

"O" document referring to an oral disclosure, use, exhibition or other means

"P" document published prior to the international filing date but later than the priority date claimed

"T" later document published after the international filing date or priority date and not in conflict with the application but cited to understand the principle or theory underlying the invention

"X" document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered novel or cannot be considered to involve an inventive step when the document is taken alone

"Y" document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered to involve an inventive step when the document is combined with one or more other such documents, such combination being obvious to a person skilled in the art.

"&" document member of the same patent family

Date of the actual completion of the international search

10 April 2012

Date of mailing of the international search report

19/04/2012

Name and mailing address of the ISA/

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

Authorized officer

Truchot, Alexandre

INTERNATIONAL SEARCH REPORT

Information on patent family members

International application No

PCT/FR2012/050225

Patent document cited in search report	Publication date	Patent family member(s)	Publication date
FR 2547883	A1	28-12-1984	NONE
JP 3223550	A	02-10-1991	NONE
DE 1169311	B	30-04-1964	NONE
FR 1596579	A	22-06-1970	FR 1596579 A 22-06-1970
		GB 1216899 A	23-12-1970
		US 3546968 A	15-12-1970

RAPPORT DE RECHERCHE INTERNATIONALE

Demande internationale n°

PCT/FR2012/050225

A. CLASSEMENT DE L'OBJET DE LA DEMANDE
INV. F16H48/22 F16H48/08
ADD.

Selon la classification internationale des brevets (CIB) ou à la fois selon la classification nationale et la CIB

B. DOMAINES SUR LESQUELS LA RECHERCHE A PORTE

Documentation minimale consultée (système de classification suivi des symboles de classement)
F16H

Documentation consultée autre que la documentation minimale dans la mesure où ces documents relèvent des domaines sur lesquels a porté la recherche

Base de données électronique consultée au cours de la recherche internationale (nom de la base de données, et si cela est réalisable, termes de recherche utilisés)

EPO-Internal, WPI Data

C. DOCUMENTS CONSIDERES COMME PERTINENTS

Catégorie*	Identification des documents cités, avec, le cas échéant, l'indication des passages pertinents	no. des revendications visées
A	FR 2 547 883 A1 (BOSSUET CLAUDE [FR]) 28 décembre 1984 (1984-12-28) cité dans la demande le document en entier -----	1
A	JP 3 223550 A (TOCHIGI FUJI SANGYO KK) 2 octobre 1991 (1991-10-02) abrégé; figures -----	1
A	DE 11 69 311 B (DANA CORP) 30 avril 1964 (1964-04-30) le document en entier -----	1
A	FR 1 596 579 A (DAIMLER-BENZ AKTIENGESELLSCHAFT) 22 juin 1970 (1970-06-22) page 2, ligne 32 - page 4, ligne 7 figure 1 -----	1



Voir la suite du cadre C pour la fin de la liste des documents



Les documents de familles de brevets sont indiqués en annexe

* Catégories spéciales de documents cités:

"A" document définissant l'état général de la technique, non considéré comme particulièrement pertinent

"E" document antérieur, mais publié à la date de dépôt international ou après cette date

"L" document pouvant jeter un doute sur une revendication de priorité ou cité pour déterminer la date de publication d'une autre citation ou pour une raison spéciale (telle qu'indiquée)

"O" document se référant à une divulgation orale, à un usage, à une exposition ou tous autres moyens

"P" document publié avant la date de dépôt international, mais postérieurement à la date de priorité revendiquée

"T" document ultérieur publié après la date de dépôt international ou la date de priorité et n'appartenant pas à l'état de la technique pertinent, mais cité pour comprendre le principe ou la théorie constituant la base de l'invention

"X" document particulièrement pertinent; l'invention revendiquée ne peut être considérée comme nouvelle ou comme impliquant une activité inventive par rapport au document considéré isolément

"Y" document particulièrement pertinent; l'invention revendiquée ne peut être considérée comme impliquant une activité inventive lorsque le document est associé à un ou plusieurs autres documents de même nature, cette combinaison étant évidente pour une personne du métier

"&" document qui fait partie de la même famille de brevets

Date à laquelle la recherche internationale a été effectivement achevée

10 avril 2012

Date d'expédition du présent rapport de recherche internationale

19/04/2012

Nom et adresse postale de l'administration chargée de la recherche internationale

Office Européen des Brevets, P.B. 5818 Patentlaan 2
NL - 2280 HV Rijswijk
Tel. (+31-70) 340-2040,
Fax: (+31-70) 340-3016

Fonctionnaire autorisé

Truchot, Alexandre

RAPPORT DE RECHERCHE INTERNATIONALE

Renseignements relatifs aux membres de familles de brevets

Demande internationale n°

PCT/FR2012/050225

Document brevet cité au rapport de recherche		Date de publication	Membre(s) de la famille de brevet(s)	Date de publication
FR 2547883	A1	28-12-1984	AUCUN	
JP 3223550	A	02-10-1991	AUCUN	
DE 1169311	B	30-04-1964	AUCUN	
FR 1596579	A	22-06-1970	FR 1596579 A	22-06-1970
			GB 1216899 A	23-12-1970
			US 3546968 A	15-12-1970