

(21) (A1) **2,229,984**

(86) 1996/08/16

(87) 1997/03/06

(72) ANTONOV, Roumen, FR

(71) ANTONOV AUTOMOTIVE TECHNOLOGIES B.V., NL

(51) Int.Cl.⁶ F16H 61/02, F16H 59/46

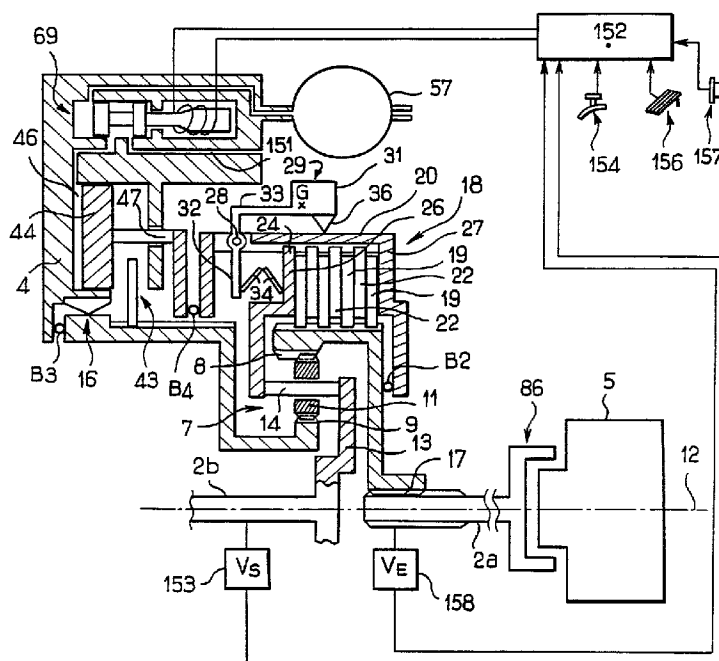
(30) 1995/08/24 (95/10037) FR

(54) METHOD FOR EFFECTING A RATIO SHIFT AND

TRANSMISSION DEVICE FOR IMPLEMENTING SAME

(54) **PROCEDE POUR COMMANDER UN CHANGEMENT DE**

RAPPORT, ET DISPOSITIF DE TRANSMISSION POUR SA MISE EN OEUVRE



(57) Un planétaire d'entrée (9) et un porte-satellites de sortie (13) peuvent être mis en prise directe par un embrayage (18) serré par des masselottes (29) et un ressort (34). Si le serrage est insuffisant pour le couple à transmettre, la couronne (8) ralentit puis est immobilisée par une roue libre (16), tandis qu'une poussée axiale (Pac) due aux dents hélicoïdales desserre l'embrayage (18). Le dispositif se met alors à fonctionner en réducteur. Pour accélérer ce processus, une unité de pilotage (152) détecte le début du patinage de l'embrayage (18) et active alors un actionneur (44, 46) agissant pour desserrer l'embrayage (18) avant l'apparition des forces de denture. Dans d'autres versions de l'invention, l'unité de pilotage commande des forces de séquençement lorsque au moins deux

(57) A clutch (18) engaged by means of flyweights (29) and a spring (34) directly meshes an input sun gear (9) and an output planet-wheel carrier (13). If the engagement pressure is insufficient for the torque to be transmitted, the crown wheel (8) slows down and is then stopped by a free wheel (16), while an axial thrust (Pac) produced by the helical teeth releases the clutch (18). The device then functions as a step-down device. To accelerate the procedure, a control unit (152) senses the onset of the slip of the clutch (18) and activates an actuator (44, 46) for releasing the clutch (18) before the forces produced by the teeth occur. In alternative embodiments of the invention, the control unit controls sequential operation forces when two or more clutches must be practically simultaneously actuated. The



(21) (A1) **2,229,984**
(86) 1996/08/16
(87) 1997/03/06

embrayages doivent être actionnés de manière quasi-simultanée. Utilisation pour améliorer le confort et réduire les contraintes et l'usure.

invention is useful for enhancing the comfort of use and reducing wear and stresses.

PCTORGANISATION MONDIALE DE LA PROPRIÉTÉ INTELLECTUELLE
Bureau international

DEMANDE INTERNATIONALE PUBLIÉE EN VERTU DU TRAITE DE COOPERATION EN MATIÈRE DE BREVETS (PCT)

(51) Classification internationale des brevets ⁶ : F16H 61/02, 59/46	A1	(11) Numéro de publication internationale: WO 97/08478 (43) Date de publication internationale: 6 mars 1997 (06.03.97)
<p>(21) Numéro de la demande internationale: PCT/FR96/01291</p> <p>(22) Date de dépôt international: 16 août 1996 (16.08.96)</p> <p>(30) Données relatives à la priorité: 95/10037 24 août 1995 (24.08.95) FR</p> <p>(71) Déposant (pour tous les Etats désignés sauf US): ANTONOV AUTOMOTIVE TECHNOLOGIES B.V. [NL/NL]; Weena 290, NL-3012 NJ Rotterdam (NL).</p> <p>(72) Inventeur; et (75) Inventeur/Déposant (US seulement): ANTONOV, Roumen [FR/FR]; 25, rue d'Artois, F-75008 Paris (FR).</p> <p>(74) Mandataires: PONTET, Bernard etc.; Pontet Allano & associés s.e.l.a.r.l., 25, rue Jean-Rostand, Parc-Club Orsay-Université, F-91893 Orsay Cédex (FR).</p>		<p>(81) Etats désignés: AL, AM, AT, AU, AZ, BB, BG, BR, BY, CA, CH, CN, CU, CZ, DE, DK, EE, ES, FI, GB, GE, HU, IL, IS, JP, KE, KG, KP, KR, KZ, LK, LR, LS, LT, LU, LV, MD, MG, MK, MN, MW, MX, NO, NZ, PL, PT, RO, RU, SD, SE, SG, SI, SK, TJ, TM, TR, TT, UA, UG, US, UZ, VN, brevet ARIPO (KE, LS, MW, SD, SZ, UG), brevet eurasien (AM, AZ, BY, KG, KZ, MD, RU, TJ, TM), brevet européen (AT, BE, CH, DE, DK, ES, FI, FR, GB, GR, IE, IT, LU, MC, NL, PT, SE), brevet OAPI (BF, BJ, CF, CG, CI, CM, GA, GN, ML, MR, NE, SN, TD, TG).</p> <p>Publiée Avec rapport de recherche internationale.</p>

(54) Title: METHOD FOR EFFECTING A RATIO SHIFT AND TRANSMISSION DEVICE FOR IMPLEMENTING SAME

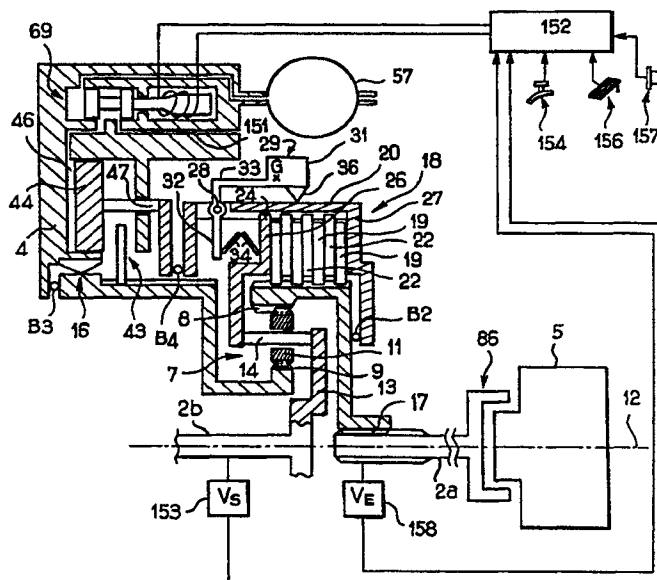
(54) Titre: PROCEDE POUR COMMANDER UN CHANGEMENT DE RAPPORT, ET DISPOSITIF DE TRANSMISSION POUR SA MISE EN OEUVRE

(57) Abstract

A clutch (18) engaged by means of flyweights (29) and a spring (34) directly meshes an input sun gear (9) and an output planet-wheel carrier (13). If the engagement pressure is insufficient for the torque to be transmitted, the crown wheel (8) slows down and is then stopped by a free wheel (16), while an axial thrust (Pac) produced by the helical teeth releases the clutch (18). The device then functions as a step-down device. To accelerate the procedure, a control unit (152) senses the onset of the slip of the clutch (18) and activates an actuator (44, 46) for releasing the clutch (18) before the forces produced by the teeth occur. In alternative embodiments of the invention, the control unit controls sequential operation forces when two or more clutches must be practically simultaneously actuated. The invention is useful for enhancing the comfort of use and reducing wear and stresses.

(57) Abrégé

Un planétaire d'entrée (9) et un porte-satellites de sortie (13) peuvent être mis en prise directe par un embrayage (18) serré par des masselottes (29) et un ressort (34). Si le serrage est insuffisant pour le couple à transmettre, la couronne (8) ralentit puis est immobilisée par une roue libre (16), tandis qu'une poussée axiale (Pac) due aux dentures hélicoïdales desserre l'embrayage (18). Le dispositif se met alors à fonctionner en réducteur. Pour accélérer ce processus, une unité de pilotage (152) détecte le début du patinage de l'embrayage (18) et active alors un actionneur (44, 46) agissant pour desserrer l'embrayage (18) avant l'apparition des forces de denture. Dans d'autres versions de l'invention, l'unité de pilotage commande des forces de séquençage lorsque au moins deux embrayages doivent être actionnés de manière quasi-simultanée. Utilisation pour améliorer le confort et réduire les contraintes et l'usure.



- 1 -

"Procédé pour commander un changement de rapport, et dispositif de transmission pour sa mise en oeuvre."

La présente invention concerne un procédé pour
5 commander un changement de rapport dans un dispositif de transmission, notamment un dispositif de transmission automatique à rapports multiples.

La présente invention concerne également un
dispositif de transmission mettant en oeuvre un tel
10 procédé.

On connaît d'après le WO-A-9207206 une transmission automatique dans laquelle un embrayage relie sélectivement deux organes rotatifs d'un engrenage différentiel tel qu'un train épicycloïdal, selon que
15 l'une ou l'autre de deux forces antagonistes domine. La première force est par exemple une réaction de denture, plus particulièrement une poussée axiale produite par un pignon à denture hélicoïdale monté mobile axialement, tendant à desserrer l'embrayage. La
20 deuxième force, tendant à serrer l'embrayage, peut être produite par des ressorts et/ou par un moyen tachymétrique centrifuge. Lorsque l'embrayage est desserré, il faut empêcher la rotation d'un troisième organe rotatif de l'engrenage différentiel, et cela
25 peut être assuré par une roue libre empêchant ce troisième organe de tourner en inverse.

Ce type de transmission est très avantageux car son fonctionnement de base ne nécessite ni source de puissance extérieure, ni capteurs, ni circuit de
30 pilotage. C'est le dispositif de transmission lui-même qui produit les forces qui vont le piloter et ces forces sont en même temps une mesure des paramètres nécessaires au pilotage.

Pour des transmissions modernes devant procurer un
35 niveau élevé de confort et d'optimisation du

fonctionnement, les ² forces précitées sont
avantageusement complétées par des forces d'appoint,
produites par exemple par des actionneurs hydrauliques.
Les forces d'appoint peuvent servir à modifier à
5 volonté les conditions de vitesse et de couple pour
lesquelles la transmission change de rapport, ou encore
à bloquer la transmission sur un rapport donné lorsque
cela est souhaité (PCT/FR 94/00 176).

D'un autre côté, il a été constaté selon
10 l'invention que le changement de rapport sous l'action
des forces telles qu'une force centrifuge ou une
réaction de denture pouvait présenter certains défauts,
tels qu'une lenteur excessive.

En outre, lorsque la transmission offre un nombre
15 de rapports de transmission qui est élevé par
comparaison avec le nombre de trains d'engrenages
utilisés, il y a en général au moins un processus de
changement de rapport qui nécessite de relâcher un
accouplement et d'en activer "un" autre, tout en
20 synchronisant parfaitement ces deux opérations. Toute
imperfection de cette synchronisation rend le
changement de rapport inconfortable pour les occupants
du véhicule et introduit des contraintes et/ou des
chocs, générateurs d'usure, dans la transmission.

Selon le US-A-4 713 984, l'accouplement qui doit
25 être activé reçoit une force de serrage d'abord
réduite, puis progressivement croissante jusqu'à la
valeur maximale, tandis que la force de serrage de
l'autre accouplement est progressivement relâchée. Les
30 moyens hydrauliques pour la mise en oeuvre de cette
solution sont complexes, coûteux et difficiles à mettre
au point.

Le DE-A-41 19 078 enseigne de régler en fonction de
la position du papillon des gaz du moteur la pression
35 hydraulique utilisée pour effectuer un changement de
rapport dans une transmission automatique. Le DE-A-41

19 078 enseigne encore de ne modifier qu'avec un certain retard la pression hydraulique en cas de variation de la position du papillon des gaz, pour tenir compte du délai de variation du couple moteur en
5 réponse à la nouvelle position du papillon. L'adaptation d'un tel système à toutes les situations pratiques possibles est extrêmement complexe, et les chocs brutaux ou au contraire les patinages excessifs ne peuvent pas être évités avec certitude. La mise au
10 point du système dépend du bon fonctionnement du moteur et se dégrade à mesure que le moteur et le dispositif de transmission s'usent.

Le but de la présente invention est de mieux maîtriser les processus de changement de rapport
15 impliquant l'actionnement d'au moins un moyen d'accouplement sélectif.

Suivant l'invention, le procédé pour commander le passage progressif d'un rapport de transmission ancien à un rapport de transmission nouveau dans un dispositif
20 de transmission offrant au moins deux rapports de transmission différents et comprenant un actionneur actionnant un moyen d'accouplement sélectif du dispositif de transmission, procédé dans lequel après initiation du processus de changement de rapport on
25 détecte au moins une grandeur physique et on commande l'actionneur en fonction de la valeur détectée de la grandeur physique, est caractérisé en ce que la grandeur physique détectée et une grandeur physique de fonctionnement sur laquelle influe le processus de
30 changement progressif du rapport de transmission.

Au lieu de tenir compte de paramètres qui influent sur le comportement de la transmission, tels que la charge du moteur, et dont il faut donc prévoir l'influence pour tenter d'en compenser l'effet sur la
35 qualité du changement de rapport comme le fait le DE 41 19 078, l'invention exploite une grandeur physique qui

au contraire subit l'influence du changement de rapport en train de s'effectuer. On commande donc l'actionneur sur la base des effets réels détectés, et non pas sur la base des effets supposés d'un paramètre circonscritiel.

Comme l'expose le WO-A-92 07 206, l'initiation du processus de changement de rapport peut être due à un patinage spontané du moyen d'accouplement lorsque le couple à transmettre excède la capacité de transmission du moyen d'accouplement soumis à une force de serrage bien déterminée qui peut par exemple être constante ou croissante avec une vitesse de rotation.

L'invention s'applique notamment au cas où deux moyens d'accouplement sélectif doivent changer d'état de manière synchronisée. L'initiation du processus de changement de rapport peut alors être le fait du second moyen d'accouplement sélectif, c'est-à-dire le moyen d'accouplement sélectif autre que celui que l'on commande en fonction de la grandeur physique. Il est alors avantageux de choisir comme second moyen d'accouplement sélectif celui dont l'actionnement fait varier la vitesse d'entrée du dispositif de transmission dans le sens correspondant au changement de rapport à effectuer. Par exemple si le changement de rapport en train de s'effectuer est un passage à un rapport supérieur, qui va donc aboutir à une réduction de la vitesse de rotation de l'entrée de la transmission, on fait en sorte que le processus de changement de rapport commence par l'actionnement de l'un des deux moyens d'accouplement qui provoque une réduction de la vitesse d'entrée de la transmission. Lorsque la grandeur physique détectée atteint une certaine valeur prédéterminée, l'actionnement de l'autre moyen d'accouplement est à son tour initié.

Comme grandeur physique caractéristique de l'évolution du processus de changement de rapport, il

est justement avantageux de choisir la vitesse d'entrée, ou encore le rapport entre la vitesse d'entrée et la vitesse de sortie de la transmission, ou bien encore le rapport entre une vitesse relevée en amont et une autre relevée en aval du ou des moyens d'accouplement dont l'état change lorsque le processus de changement de rapport est initié.

De préférence, on pilote les moyens d'accouplement sur la base de deux tables de vérité différentes. Lorsque la grandeur physique franchit un seuil prédéterminé, on passe d'une première des tables de vérité, qui ne prévoit pas l'actionnement du premier moyen d'accouplement pour les conditions de fonctionnement du véhicule qui prévalent au moment du changement de rapport, à une deuxième desdites tables, qui prévoit l'actionnement du premier moyen d'accouplement pour lesdites conditions.

Suivant un second aspect de l'invention, il est proposé un dispositif de transmission pour véhicule comprenant au moins un train d'engrenages et pouvant passer d'un rapport de transmission ancien à un rapport de transmission nouveau par actionnement d'un moyen d'accouplement sélectif, le dispositif comprenant :

- des moyens initiateurs d'un changement de rapport de transmission en fonction d'au moins un paramètre de fonctionnement du véhicule;
- des moyens de détection pour détecter une grandeur physique de fonctionnement; et
- des moyens de pilotage pour commander l'actionnement du moyen d'accouplement d'après l'évolution de la valeur de ladite grandeur physique,

caractérisé en ce que les moyens de détection sont conçus pour détecter une grandeur physique susceptible d'être influencée par le changement progressif du rapport de transmission après son initiation.

5A

Dans la suite, de manière classique, on dit qu'un rapport de transmission est "court" ou "bas" lorsqu'il correspond à une faible vitesse de la sortie par rapport à la vitesse d'entrée. Dans le cas contraire,
5 le rapport est dit "long" ou "élevé".

D'autres particularités et avantages de l'invention ressortiront encore de la description ci-après, relative à des exemples non-limitatifs.

Aux dessins annexés :

- 10 - la figure 1 est une demi-vue en coupe longitudinale schématique d'un dispositif de transmission à deux rapports selon l'invention, au repos ;
- la figure 2 et 3 sont des vues analogues à la
15 figure 1, mais relatives au fonctionnement en réducteur, et respectivement en prise directe ;
- la figure 4 est une demi-vue schématique d'un dispositif de transmission à quatre rapports selon l'invention ;
- 20 - la figure 5 est une vue d'un organigramme de pilotage du dispositif de transmission de la figure 4 ; et
- les figures 6 et 7 représentent deux tables de
25 vérité utilisées par l'organigramme de la figure 5.

Le dispositif de transmission à deux rapports représenté à la figure 1, destiné en particulier à une automobile, comprend un arbre d'entrée 2a et un arbre de sortie 2b alignés selon l'axe 12 du dispositif.

5 L'arbre d'entrée 2a est relié à l'arbre du moteur 5 d'un véhicule automobile avec interposition d'un embrayage 86 et éventuellement d'autres moyens de transmission non représentés. L'arbre de sortie 2b est destiné à entraîner directement ou indirectement les

10 roues motrices d'un véhicule. Entre l'arbre de sortie 2b et les roues du véhicule peut par exemple être interposé un autre dispositif de transmission à deux ou plusieurs rapports et/ou un inverseur marche avant - marche arrière à commande manuelle, et/ou un

15 différentiel de répartition du mouvement entre les roues motrices du véhicule.

Les arbres d'entrée 2a et de sortie 2b sont immobilisés axialement relativement à un carter 4 du dispositif de transmission.

20 Le dispositif de transmission comprend un engrenage différentiel formé par un train épicycloïdal 7. Le train 7 comprend une couronne 8 à denture intérieure et une roue planétaire 9 à denture extérieure, engrenant toutes deux avec des satellites 11 supportés, à

25 intervalles angulaires égaux autour de l'axe 12 du dispositif de transmission, par des tourillons excentrés 14 d'un porte-satellites 13 relié rigidement à l'arbre de sortie 2b. La roue planétaire 9 peut tourner librement autour de l'axe 12 du dispositif de

30 transmission par rapport à l'arbre de sortie 2b qu'elle entoure. Toutefois, un dispositif de roue libre 16 empêche la roue planétaire 9 de tourner en inverse, c'est-à-dire en sens inverse du sens normal de rotation de l'arbre d'entrée 2a, par rapport au carter 4 de la

35 transmission.

La couronne 8 est liée en rotation, mais libre en coulisement axial relativement à l'arbre d'entrée 2a, par l'intermédiaire de cannelures 17.

Un embrayage multidisques 18 accouple sélectivement
5 la couronne 8 avec le porte-satellites 13.

L'empilement de disques 19 et 22 de l'embrayage 18 peut être serré axialement entre un plateau de retenue 26 solidaire du porte-satellites 13 et un plateau mobile 27 qui appartient à une cage 20, liée en
10 rotation avec le porte-satellites 13, mais pouvant coulisser par rapport à celui-ci.

La cage 20 supporte des masselottes centrifuges 29 disposées en couronne autour de l'embrayage 18. Les masselottes sont donc liées en rotation à l'arbre de
15 sortie 2b du dispositif de transmission.

Chaque masselotte a un corps massif 31 situé radialement à l'extérieur des disques 19 et 22 et un bec d'actionnement 32 appuyé contre une face extérieure du plateau fixe 26 par l'intermédiaire d'un ressort
20 belleville 34.

La rotation du porte-satellites 13 tend à faire pivoter radialement vers l'extérieur les corps 31 des masselottes 29 autour de leur axe de pivotement tangentiel 28 sous l'action de leur force centrifuge,
25 pour les faire passer d'une position de repos définie par appui d'une butée 36 des masselottes contre la cage 20 (figures 1 et 2) à une position écartée visible à la figure 3.

Il en résulte alors un déplacement axial relatif
30 entre le bec 32 et l'axe de pivotement 28 de la masselotte. Ce déplacement, qui rapproche le bec 32 du plateau mobile 27, peut correspondre à une compression du ressort belleville 34 et/ou à un déplacement du plateau mobile 27 vers le plateau fixe 26 dans le sens
35 du serrage de l'embrayage 18.

Lorsque le dispositif de transmission est au repos comme représenté à la figure 1, le ressort belleville 34 transmet à la cage 20, par l'intermédiaire des masselottes 29 en butée au repos, une force qui serre
5 l'embrayage 18 de sorte que l'entrée 2a du dispositif de transmission est couplée en rotation avec la sortie 2b et le dispositif de transmission constitue une prise directe capable de transmettre du couple jusqu'à un certain maximum défini par la force de serrage du
10 ressort belleville.

D'autre part, les dentures de la couronne 8, des satellites 11 et de la roue planétaire 9 sont de type hélicoïdal. Ainsi, dans chaque couple de dentures engrenant sous charge, il apparaît des poussées axiales
15 opposées proportionnelles à la force circonférentielle transmise, donc au couple sur l'arbre d'entrée 2a et au couple sur l'arbre de sortie 2b. Le sens d'inclinaison hélicoïdale des dentures est choisi pour que la poussée axiale P_{ac} (figure 2) prenant naissance dans la
20 couronne 8 lorsqu'elle transmet un couple moteur s'exerce dans le sens où la couronne 8 pousse le plateau mobile 27, par l'intermédiaire d'une butée B2, dans le sens écartant les plateaux 26 et 27, donc desserrant l'embrayage 18. La force P_{ac} tend aussi à
25 rapprocher l'un de l'autre le bec 32 des masselottes 29 et le plateau de retenue 26, donc à maintenir les masselottes 29 dans leur position de repos et à comprimer le ressort belleville 34. Les satellites 11, qui engrènent non seulement avec la couronne 8 mais
30 aussi avec la roue planétaire 9, subissent deux réactions axiales opposées PS_1 et PS_2 , qui s'équilibrent, et la roue planétaire 9 subit, compte-tenu de son engrènement avec les satellites 11, une poussée axiale P_{ap} qui est égale en intensité et
35 opposée à la poussée axiale P_{ac} de la couronne 8. La

poussée Pap de la roue planétaire 9 est transmise au carter 4 par l'intermédiaire d'une butée B3.

C'est la situation représentée à la figure 2. En supposant cette situation réalisée, on va maintenant
5 décrire le fonctionnement de base du dispositif de transmission. Tant que le couple transmis par l'arbre d'entrée 2a est tel que la poussée axiale Pac dans la couronne 8 suffit pour comprimer le ressort belleville 34 et maintenir les masselottes 29 dans la position de
10 repos représentée à la figure 2, l'écartement entre le plateau de retenue 26 et le plateau mobile 27 de l'embrayage est tel que les disques 19 et 22 glissent les uns contre les autres sans transmettre de couple entre eux. Dans ce cas, le porte-satellites 13 peut
15 tourner à une vitesse différente de celle de l'arbre d'entrée 2a, et il tend à être immobilisé par la charge que doit entraîner l'arbre de sortie 2b. Il en résulte que les satellites 11 tendent à se comporter en inverseurs de mouvement, c'est-à-dire à faire tourner
20 la roue planétaire 9 en sens inverse du sens de rotation de la couronne 8. Mais ceci est empêché par la roue libre 16. La roue planétaire 9 est donc immobilisée par la roue libre 16 et le porte-satellites 13 tourne à une vitesse qui est intermédiaire entre la
25 vitesse nulle de la roue planétaire 9 et la vitesse de la couronne 8 et de l'arbre d'entrée 2a. Le module fonctionne donc en réducteur. Si la vitesse de rotation augmente et que le couple reste inchangé, il arrive un instant où la force centrifuge des masselottes 29
30 produit sur le plateau mobile 27 par rapport au plateau de retenue 26 une force axiale de serrage plus grande que la poussée axiale Pac, et le plateau mobile 27 est poussé vers le plateau 26 pour réaliser la prise directe.

35 L'embrayage 18, à mesure qu'il se serre pendant le

passage en prise directe, transmet de plus en plus de puissance directement de la couronne 8 liée à l'arbre d'entrée 2a, au porte-satellites 13 lié à l'arbre de sortie 2b. Par conséquent, les dentures du train épicycloïdal 7 travaillent de moins en moins, c'est-à-dire qu'elles transmettent de moins en moins de force. La poussée axiale Pac décroît et finit par s'annuler. Ainsi, la poussée axiale due à la force centrifuge peut s'exercer pleinement pour serrer les plateaux 26 et 27 l'un vers l'autre.

Il peut alors arriver que la vitesse de rotation de l'arbre de sortie 2b diminue, et/ou que le couple à transmettre augmente, au point que les masselottes 29 n'assurent plus dans l'embrayage 18 une force de serrage suffisante pour transmettre le couple. Dans ce cas, l'embrayage 18 commence à patiner. La vitesse de la roue planétaire 9 diminue jusqu'à s'annuler. La roue libre 16 immobilise la roue planétaire et la force de denture Pac réapparaît pour desserrer l'embrayage, de sorte que le dispositif de transmission fonctionne ensuite en réducteur. Ainsi, chaque fois qu'il s'opère un changement du fonctionnement en réducteur au fonctionnement en prise directe, ou inversement, la force axiale Pac varie dans le sens qui stabilise le rapport de transmission nouvellement institué. Ceci est très avantageux d'une part pour éviter les changements de rapport trop fréquents autour de certains points de fonctionnement critiques, et d'autre part pour que les situations de patinage de l'embrayage 18 ne soient que transitoires.

Comme le montre la figure 1, des moyens complémentaires sont prévus pour faire sélectivement fonctionner le dispositif de transmission en réducteur dans des conditions différentes de celles déterminées par les forces axiales dues au ressort belleville 34,

aux masselottes centrifuges 29 et à la denture hélicoïdale de la couronne 8.

Pour cela, le dispositif de transmission comprend un frein 43 qui permet d'immobiliser la roue planétaire 9 relativement au carter 4 indépendamment de la roue libre 16. En d'autres termes, le frein 43 est monté fonctionnellement en parallèle avec la roue libre 16 entre la roue planétaire 9 et le carter 4. Un piston hydraulique 44 est monté axialement coulissant pour sélectivement serrer et desserrer le frein 43. Le frein 43 et le piston 44 ont une forme annulaire ayant pour axe l'axe 12 du dispositif de transmission. Le piston 44 est adjacent à une chambre hydraulique 46 qui peut être sélectivement alimentée en huile sous pression pour solliciter le piston 44 dans le sens du serrage du frein 43.

De plus, le piston 44 est relié rigidement à un poussoir 47 qui peut s'appuyer contre la cage 20 au moyen d'une butée axiale B₄. Le montage est tel que lorsque la pression régnant dans la chambre 46 pousse le piston 44 dans la position de serrage du frein 43, la cage 20, avant que le frein 43 ne soit serré, est repoussée de manière suffisante pour que l'embrayage 18 soit relâché.

Ainsi, lorsque le piston 44 est dans la position de serrage du frein (figure 2), la roue planétaire 9 est immobilisée même si le porte-satellites 13 tend à tourner plus vite que la couronne 8, comme c'est le cas lors du fonctionnement en retenue, et par conséquent le module fonctionne en réducteur, comme le permet le desserrage de l'embrayage 18.

L'ensemble 43, 44, 46, 47 qui vient d'être décrit constitue donc un moyen qui peut être mis à la disposition du conducteur du véhicule pour obliger le module à fonctionner en réducteur lorsque le conducteur

souhaite augmenter l'effet de frein moteur, par exemple en descente, ou lorsqu'il souhaite augmenter le couple moteur sur l'arbre de sortie 2b. Lorsque le couple est moteur, le frein 43, s'il est serré, exerce une action
5 redondante avec celle de la roue libre 16, mais cela n'est pas gênant.

L'alimentation et la purge de la chambre 46 sont commandées par une électrovanne 69. Lorsqu'elle est au repos, l'électrovanne 69 (figures 1 et 3) relie la
10 chambre 46 avec un trajet de fuite 151 qui est hydrauliquement résistant. Lorsque l'électrovanne 69 est alimentée électriquement (figure 2), elle isole la chambre 46 du trajet de fuite 151 et la relie avec la sortie d'une pompe 57 entraînée par le moteur 5.
15 Indépendamment de l'état de l'électrovanne 69, la pompe 57 peut également servir à alimenter un circuit de lubrification (non représenté) du dispositif de transmission.

L'électrovanne 69 est pilotée par une unité de
20 pilotage 152 reliée à un détecteur 153 de la vitesse V_s de l'arbre de sortie 2b, un détecteur de position d'un sélecteur "manuel/automatique" 154 mis à la disposition du conducteur, un détecteur de la position de la pédale d'accélérateur 156, et un sélecteur "normal/sport" 157
25 permettant au conducteur de choisir entre deux comportements automatiques différents du dispositif de transmission.

Selon la présente invention, un détecteur supplémentaire 158 relève la vitesse d'entrée V_E sur
30 l'arbre 2a. Au moins lorsque le dispositif fonctionne en prise directe, et que par conséquent le piston 44 est désactivé, l'unité de pilotage 152 surveille le rapport entre la vitesse d'entrée V_E et la vitesse de sortie V_s . Tant que la prise directe est réalisée, ce
35 rapport est égal à 1. Si la vitesse d'entrée V_E

augmente par rapport à la vitesse de sortie V_s , c'est que l'embrayage 18 commence à patiner et que par conséquent le dispositif de transmission a initié spontanément un passage au fonctionnement en réducteur de vitesse. Dans ce cas, pour accélérer ce processus et limiter la durée de patinage des disques 19 et 22 de l'embrayage, l'unité de pilotage 152 qui a détecté l'augmentation de V_E par rapport à V_s , commande l'alimentation de la chambre 46 de façon que le piston 44 pousse la cage 20 dans le sens desserrant l'embrayage 18, pour aboutir à la situation représentée à la figure 2. Par exemple, l'unité de pilotage 152 peut faire commencer l'action du piston 44 lorsque le rapport V_E / V_s devient supérieur à 1,1.

Pour que cette fonction de l'unité de pilotage 152 soit compatible avec ses autres fonctions tenant compte d'autres paramètres de fonctionnement du véhicule, il est avantageux que l'unité de pilotage 152 ait en mémoire deux tables de vérité disant si le piston 44 doit être activé en fonction des paramètres de fonctionnement fournis par les détecteurs 153, 154, 156 et 157. Lorsque l'unité de pilotage 152 détecte que le rapport V_E / V_s dépasse le seuil précité, égal par exemple à 1,1, l'unité de pilotage passe de la première à la deuxième table de vérité. Pour les conditions de fonctionnement en vigueur, la première table de vérité prévoyait la non-activation du piston 44 alors que la deuxième prévoit l'activation du piston 44 pour les mêmes conditions.

Dans une version un peu différente, il est possible que l'unité de pilotage 152, lorsqu'elle détecte que le processus de changement de rapport est achevé, supprime l'activation du piston 44. La détection de l'achèvement du processus de changement de rapport consiste par exemple à détecter que le rapport V_E / V_s atteint la

valeur, par exemple égale à 1,4, correspondant au fonctionnement en réducteur de vitesse. La suppression de l'activation du piston 44 ne provoque pas le retour au fonctionnement en prise directe puisque le
5 fonctionnement en réducteur a fait réapparaître les forces de denture Pac capables de stabiliser le fonctionnement en réducteur sans l'assistance du piston 44.

Dans l'exemple de réalisation représenté à la
10 figure 4, le dispositif de transmission, représenté schématiquement, comprend deux trains planétaires 107, 207 montés en série. Le train planétaire 107 est semblable à celui décrit en référence aux figures 1 à 3 en ce sens que sa couronne 108 est reliée à l'arbre
15 d'entrée 2a, sa roue planétaire 109 est reliée au carter 104 par l'intermédiaire d'une roue libre 116, et son porte-satellites 114, supportant des satellites 111 engrenant avec la couronne 108 et avec la roue planétaire 109, est relié à l'arbre de sortie 2ab du
20 train 107 qui est également l'arbre d'entrée du train 207. Un embrayage 118 permet d'accoupler sélectivement la couronne 108 avec le porte-satellites 113, autrement dit l'arbre d'entrée 2a avec l'arbre intermédiaire 2ab pour réaliser une prise directe dans le train
25 planétaire 107. Lorsque l'embrayage 118 est desserré, le train planétaire 107 fonctionne en réducteur, la roue planétaire 109 étant alors immobilisée par la roue libre 116. Le rapport de réduction fourni par un tel train planétaire, c'est-à-dire un train planétaire avec
30 entrée reliée à la couronne et sortie reliée au porte-satellites, est couramment de l'ordre de 1,4.

Le second train planétaire 207 est différent en ce que son arbre d'entrée, constitué par l'arbre intermédiaire 2ab, est raccordé non pas à la couronne
35 208, mais à la roue planétaire 209. La couronne 208 est

reliée au carter 104 par l'intermédiaire d'une roue libre 216 empêchant la couronne 208 de tourner en inverse. L'arbre de sortie 2b est relié au porte-satellites 213 supportant des satellites 211 engrenant
5 chacun avec la couronne 208 et la roue planétaire 209. Un embrayage 218 permet de solidariser l'arbre intermédiaire 2ab avec l'arbre de sortie 2b pour réaliser une prise directe dans le second mécanisme différentiel 207.

10 Lorsque l'embrayage 218 est desserré, le mécanisme 207 fonctionne en réducteur avec la couronne 208 immobilisée par la roue libre 216. Compte tenu du fait que l'entrée est reliée à la roue planétaire 209 et que la sortie est reliée au porte-satellites 213, le
15 rapport de réduction est alors typiquement égal à 3.

Les embrayages 118 et 218 sont sélectivement serrés par des ressorts R1 et respectivement R2, et desserrés à l'encontre de l'action de ces ressorts par des actionneurs A1 et respectivement A2, commandés chacun
20 par une électrovanne V1, respectivement V2, elles-mêmes pilotées par l'unité de pilotage 152.

L'unité 152 reçoit sur ses entrées les signaux V_E et V_S fournis par les détecteurs 158 et 153 respectivement ainsi que le signal du détecteur 156
25 indicateur de la position de la pédale d'accélérateur du véhicule, ce qui correspond à un paramètre de charge C du moteur du véhicule, pouvant s'exprimer par exemple en pour-cent de la charge maximale.

Le dispositif de transmission qui vient d'être
30 décrit est capable de fournir quatre rapports différents. Le premier rapport, ou rapport le plus court, est établi lorsque les deux embrayages 118, 218 sont desserrés et que par conséquent les deux trains planétaires 107, 207 fonctionnent en réducteurs. La
35 transmission fournit alors un rapport de réduction égal

à $1,4 \times 3 = 4,2$.

Pour le fonctionnement selon le deuxième rapport, l'embrayage 118 est serré et l'embrayage 218 est desserré, de sorte que le train planétaire 107
5 fonctionne en prise directe et le train planétaire 207 en réducteur, ce qui donne un rapport de réduction total de 3 dans le dispositif de transmission.

Pour le fonctionnement selon le troisième rapport, c'est l'inverse, l'embrayage 118 est desserré et
10 l'embrayage 218 serré, de sorte que seul le premier train planétaire 107 fonctionne en réducteur. Ceci fournit un rapport de réduction global d'environ 1,4.

Pour le fonctionnement selon le quatrième rapport, ou rapport le plus long, les deux trains 107, 207
15 fonctionnent en prise directe, le rapport global étant égal à 1.

Dans l'exemple simple qui est illustré, les changements de rapport sont uniquement pilotés par l'unité 152 d'après les paramètres de fonctionnement V_s
20 (vitesse de sortie) et C (charge) mais des versions plus sophistiquées sont concevables.

Dans ce dispositif de transmission, le passage du deuxième au troisième rapport est délicat à piloter car l'embrayage 118 doit se desserrer au moment où
25 l'embrayage 218 doit se serrer. Si la synchronisation entre ces deux opérations est imparfaite, on risque d'avoir, pendant de courts instants, ou bien un desserrage simultané des deux embrayages correspondant à un retour au premier rapport de transmission avec
30 vraisemblablement un risque de survitesse du moteur, ou bien un serrage simultané des deux embrayages, c'est-à-dire une brève situation de prise directe dans l'ensemble de la transmission avec un risque de sous-vitesse du moteur. Dans les deux cas, les passagers du
35 véhicule subissent des chocs, et la mécanique subit des

chocs et des contraintes inutiles. En outre, ces irrégularités de fonctionnement, si on les laissait se produire, réagiraient sur les paramètres de fonctionnement relevés par l'unité de pilotage 152, ce
5 qui perturberait encore davantage le processus de changement de rapport.

Pour éviter ces inconvénients, l'unité de pilotage 152 provoque dans un premier temps le serrage de l'embrayage 218 sans desserrer l'embrayage 118. Ceci va
10 réduire la vitesse d'entrée V_E par rapport à la vitesse de sortie V_S puisque cela correspond au passage progressif du dispositif de transmission du deuxième rapport directement au quatrième rapport. Au cours de ce processus partiel, la vitesse d'entrée V_E évolue
15 donc dans le sens qui correspond au changement de rapport voulu, c'est-à-dire passage du deuxième au troisième rapport. Au contraire, si on avait commencé par actionner l'embrayage 118 dans le sens du desserrage, on aurait fait une manoeuvre correspondant
20 au retour au premier rapport de transmission et donc à une augmentation de la vitesse d'entrée V_E .

Le serrage de l'embrayage 218 s'opère progressivement, notamment si la valve 69 comporte un trajet de fuite hydrauliquement résistant 151 comme
25 représenté aux figures 1 à 3 pour empêcher la purge brutale de la chambre hydraulique 46. Revenant à la figure 4, lorsqu'au cours du serrage progressif de l'embrayage 218 l'unité de pilotage 152 détecte que le rapport V_E/V_S passe en-dessous d'un certain seuil $K1$,
30 elle commande le desserrage du premier embrayage 118.

La figure 5 représente un exemple d'organigramme pouvant être mis en oeuvre par l'unité de pilotage 152.

La première étape 301 consiste à sélectionner la table de vérité T_1 représentée à la figure 6 qui
35 indique pour différentes valeurs de la charge C et de

la vitesse V_s le rapport à sélectionner. La table de vérité T_1 ne prévoit dans aucune situation la sélection du troisième rapport, seuls les rapports 1, 2 et 4 peuvent être sélectionnés.

5 Ensuite, revenant à la figure 5, un test 303, précédé d'une étape 302 de lecture des paramètres V_s et C, détermine si d'après la table T_1 le rapport R_1 doit être sélectionné ou maintenu. Selon que la réponse est "oui" ou "non", un ordre 304 d'alimenter les
10 actionneurs A1 et A2 est émis ou respectivement n'est pas émis. Ensuite, dans les deux cas, les paramètres V_s et C sont lus à nouveau (instruction 306) et un test 307 recherche si les conditions sont réunies pour établir le deuxième rapport. Si oui, une instruction
15 308 commande la purge de l'actionneur A1 et l'alimentation de l'actionneur A2, puis après nouvelle lecture des paramètres V_s et C (instruction 309), un test 310 recherche si les conditions sont réunies pour établir le quatrième rapport. Si la réponse au test 307
20 sur la nécessité d'établir le deuxième rapport est négative, on passe directement à l'instruction 309 et au test 310 sans passer par l'instruction 308. Si la réponse au test 310 est négative, on retourne au test 303 pour rechercher s'il y a lieu d'établir ou de
25 maintenir le premier rapport.

Si la réponse au test 310 est positive, c'est que ou bien le troisième ou bien le quatrième rapport doit être établi, car la table de vérité T_1 ne permet pas de distinguer les deux cas. Mais quoi qu'il en soit, une
30 instruction 311 commande la purge des deux actionneurs pour initier le passage au quatrième rapport. Ensuite, un test 312 recherche si le rapport V_E/V_s est inférieur au seuil K_1 . Dans la négative, on retourne à l'instruction 309 pour vérifier les paramètres V_s et C
35 de vitesse du véhicule et de charge respectivement. Si

ces paramètres n'ont pas trop varié, le test 310 ramène à l'instruction 311. Ce bouclage peut avoir lieu plusieurs fois jusqu'à ce que le serrage progressif de l'embrayage 218 ait suffisamment fait chuter la vitesse
5 V_E pour que la réponse au test 312 (" $V_E/V_S < K1$?") soit positive. Dans ce cas, l'instruction 313 commande le passage à la table de vérité T_2 représentée à la figure 7, qui distingue les cas où le troisième rapport doit être sélectionné, de ceux où il y a lieu de
10 sélectionner le quatrième rapport.

Après une instruction 314 de lecture de V_S et C, un test 315 recherche si le troisième rapport doit être sélectionné. Si oui, l'alimentation de l'actionneur A1 est initiée mais la purge de l'actionneur A2 est
15 maintenue (instruction 316), puis on retourne en bouclage à l'instruction 314.

Si à un certain stade du fonctionnement selon le troisième rapport la réponse au test 315 devient négative, on retourne à l'instruction 309 et au test
20 310 pour rechercher si le quatrième rapport doit être sélectionné. Si oui, l'établissement et le maintien du quatrième rapport s'effectuent par un bouclage suivant les étapes successives 309 à 315. En effet, comme on
25 part de la situation où le troisième rapport est déjà établi, la réponse au test 312 est immédiatement positive, dès la première exécution de la boucle précitée. Car, d'après ce qui a été dit précédemment, c'est pendant la transition du deuxième au troisième
30 rapport que la réponse au test 312 passe de "NON" à "OUI".

Si à partir du fonctionnement selon le troisième rapport la réponse au test 315 puis la réponse au test 310 sont toutes deux négatives, c'est qu'il y a lieu
35 d'établir le premier ou le deuxième rapport, et on retourne à l'instruction 301 qui réinstaure la table T_1 puis le processus déjà exposé au début de la

description de la figure 5 recommence.

Pour le passage du deuxième au troisième rapport, l'organigramme de la figure 5 a donc consisté à commencer un processus de passage au quatrième rapport, par l'instruction 311 de purge des deux actionneurs. Comme on part d'une situation de fonctionnement selon le deuxième rapport pour lequel l'actionneur A1 est déjà purgé, l'instruction 311 a pour seul effet de faire commencer la purge du deuxième actionneur A2, donc de faire changer d'état le deuxième train 207 dont le saut entre les deux rapports (1:1 en prise directe et 3:1 en réduction) est le plus élevé. Puis quand le rapport V_E/V_S devient inférieur à K1 (test 312) c'est à son tour le premier train 107 qui commence à changer d'état, par alimentation de l'actionneur A1 (instruction 316).

Dans l'exemple représenté, il n'a pas été jugé utile de gérer électroniquement la synchronisation du passage inverse, c'est-à-dire du troisième au deuxième rapport, car cette transition s'est avérée moins délicate en pratique.

Mais une telle gestion électronique aurait été possible. Pour cela, il aurait suffi que la table T2 ne fasse aucune distinction entre les cas où le premier et ceux où le deuxième rapport doit être instauré. Le processus de passage du troisième au deuxième rapport débiterait comme si l'on allait revenir directement au premier rapport, par simple ouverture de l'embrayage 218.

Ensuite, seulement lorsque le rapport V_E/V_S devient supérieur à un seul K2, s'opérerait le retour à la table T1 qui distingue entre les cas où le premier rapport doit être instauré de ceux où le deuxième rapport doit être instauré, et seulement à ce stade commencerait le serrage de l'embrayage 118 du premier

train.

On voit par conséquent que selon l'invention il y a toujours intérêt, lorsqu'il faut intervertir les états de rapport long et de rapport court entre deux trains d'engrenage montés en série, à commencer l'actionnement par le train d'engrenage ayant le saut de rapport le plus grand entre son rapport long et son rapport court. Dans l'exemple, on commence toujours par actionner le deuxième train épicycloïdal 207, dont le rapport de démultiplication est trois fois plus grand en réducteur qu'en prise directe, et ce n'est qu'après qu'on actionne le premier train épicycloïdal 107, dont le rapport de réduction n'est que 1,4 fois plus grand que le rapport de prise directe.

Dans l'exemple représenté à la figure 4, on pourrait faire intervenir des forces de type centrifuge ou de denture comme représenté aux figures 1 à 3.

Dans les tables de vérité telles que T_1 et T_2 , il pourrait y avoir des couples de valeur C , V_s pour lesquelles aucun choix de rapport n'est fixé, ce qui signifierait que pour ces conditions particulières, l'unité de pilotage 152 laisse les forces centrifuges et de dentures commander seules le dispositif de transmission. Même dans de telles conditions, il serait possible de prévoir que l'unité 152 commande l'entrée en action d'un actionneur pour favoriser le changement d'état d'un ou plusieurs embrayages pendant la transition entre deux rapports de transmission.

Si l'unité 152 de la figure 4 doit tenir compte de paramètres autres que C et V_s pour décider du choix d'un rapport, les tables T_1 et T_2 peuvent être remplacées chacune par des matrices à plus de deux dimensions.

REVENDICATIONS

1. Procédé pour commander le passage progressif d'un rapport de transmission ancien à un rapport de transmission nouveau dans un dispositif de transmission
5 offrant au moins deux rapports de transmission différents, et comprenant un actionneur (44, 46, A1) actionnant un moyen d'accouplement sélectif (18, 118) du dispositif de transmission, procédé dans lequel après initiation du processus de changement de rapport
10 on détecte au moins une grandeur physique et on commande l'actionneur (44, 46 ; A1) en fonction de la valeur détectée de la grandeur physique, caractérisé en ce que la grandeur physique détectée est une grandeur physique (V_E/V_S) de fonctionnement sur laquelle influe
15 le processus de changement progressif du rapport de transmission.

2. Procédé selon la revendication 1, caractérisé en ce qu'on ne commande l'actionnement dudit moyen d'accouplement (7, 107) que lorsque la grandeur
20 physique (V_E/V_S) a franchi un seuil prédéterminé (K_1).

3. Procédé selon la revendication 1 ou 2, caractérisé en ce que comme grandeur physique on mesure une vitesse de rotation (V_E) en amont dudit dispositif d'accouplement et on la compare à une vitesse de
25 rotation (V_S) en aval dudit dispositif d'accouplement.

4. Procédé selon l'une des revendications 1 à 3, caractérisé en ce que l'initiation du processus de changement est assurée par un moyen (18, A2) autre que ledit actionneur (44, 46 ; A1).

30 5. Procédé selon la revendication 4, caractérisé en ce que l'initiation du processus de changement est assurée par patinage d'un embrayage (18) lorsque le couple à transmettre par cet embrayage dépasse une valeur définie par un moyen de serrage (29, 34).

6. Procédé selon la revendication 5, caractérisé en
35 ce que l'actionneur (44, 46 ; A1) est monté pour

contribuer à l'ouverture de l'embrayage (18), constituant ledit moyen d'accouplement sélectif, à l'encontre du moyen de serrage (29, 34).

7. Procédé selon la revendication 5 ou 6, caractérisé en ce que l'ouverture de l'embrayage est assurée par l'action conjointe de l'actionneur (44, 46 ; A1) et d'une force de réaction de denture (Pac) produite par une denture (8, 108) qui se trouve chargée de manière croissante à mesure que le couple transmis par l'embrayage (18, 118) décroît.

8. Procédé selon la revendication 4, caractérisé en ce que ledit moyen autre est un deuxième moyen d'accouplement sélectif (218).

9. Procédé selon la revendication 8, caractérisé en ce que parmi les deux moyens d'accouplement à actionner, on choisit comme deuxième moyen d'accouplement sélectif (218) celui dont l'actionnement fait varier la vitesse d'entrée (V_E) de la transmission dans le même sens que la variation de vitesse d'entrée qui résultera du changement de rapport qui est en train d'être opéré.

10. Procédé selon la revendication 8 ou 9, caractérisé en ce qu'on pilote les deux moyens d'accouplement (118, 218) sur la base de tables de vérité (T1, T2) définissant au moins indirectement l'état des moyens d'accouplement en fonction de paramètres (V_s , C) de fonctionnement du véhicule, et en ce qu'on change la table de vérité au moins une fois pendant ledit changement de rapport à un certain stade défini d'après la valeur de ladite grandeur physique (V_E/V_s).

11. Procédé selon la revendication 10, caractérisé en ce que lorsqu'on change la table de vérité, on passe d'une table (T1) qui pour changer le rapport dans le sens précité à partir du rapport de transmission

ancien, ne prévoit que l'actionnement du deuxième moyen d'accouplement (28), à une table (T2) faisant intervenir l'actionnement du premier moyen d'accouplement (118).

5 12. Procédé selon la revendication 10 ou 11, caractérisé en ce qu'il est appliqué à une transmission dans laquelle à partir de l'état correspondant au rapport de transmission ancien, l'actionnement du deuxième moyen d'accouplement (218) sans actionnement
10 du premier moyen d'accouplement (118) correspond à un autre rapport de transmission, et en ce que pour changer la table de vérité on passe d'une première table de vérité (T1) prévoyant le passage direct du rapport ancien audit autre rapport, à une seconde table
15 de vérité (T2) prévoyant le passage dudit autre rapport au rapport nouveau.

13. Procédé selon l'une des revendications 8 à 12, caractérisé en ce qu'il est appliqué à un dispositif de transmission comprenant deux mécanismes différentiels
20 (107, 207) montés en série et offrant chacun deux rapports de transmission haut et respectivement bas, pour commander le passage d'un rapport ancien à un rapport nouveau, changement au cours duquel un des mécanismes différentiels (118) passe du rapport haut au
25 rapport bas et l'autre (213) passe du rapport bas au rapport haut par actionnement des deux moyens d'accouplement (118, 218) associés chacun à l'un des mécanismes, et en ce qu'on choisit comme deuxième moyen d'accouplement celui qui est associé au mécanisme
30 différentiel dont le saut entre le rapport haut et le rapport bas est le plus grand.

14. Dispositif de transmission pour véhicule, comprenant au moins un train d'engrenages (7 ; 107, 207) et pouvant passer d'un rapport de transmission
35 ancien à un rapport de transmission nouveau par

- 25 -

actionnement d'un moyen d'accouplement sélectif (18, 118);
le dispositif comprenant :

- des moyens initiateurs d'un changement de rapport de transmission en fonction d'au moins un paramètre de fonctionnement du véhicule:
- des moyens de détection (153, 158) pour détecter une grandeur physique de fonctionnement; et
- des moyens de pilotage (152) pour commander l'actionnement du moyen d'accouplement (18, 118) d'après l'évolution de la valeur de ladite grandeur physique;

caractérisé en ce que les moyens de détection (153, 158) sont conçus pour détecter une grandeur physique (VE/VS) susceptible d'être influencée par le changement progressif du rapport de transmission après son initiation.

15. Dispositif selon la revendication 14, caractérisé en ce que les moyens de pilotage (152) sont conçus pour commander le début de l'actionnement dudit moyen d'accouplement lorsque la valeur de la grandeur physique (V_E/V_S) franchit un seuil prédéterminé (K_1), les moyens initiateurs (18, 218) étant autres que l'actionneur (44, 46, A1) dudit moyen d'accouplement.

16. Dispositif selon la revendication 14 ou 15, caractérisé en ce que les moyens pour détecter une grandeur physique comprennent des moyens (158) pour détecter une vitesse de rotation (V_E) en amont dudit moyen d'accouplement (18, 118), relativement au sens du transfert de l'énergie de l'entrée (2a) vers la sortie (2b) du dispositif de transmission.

17. Dispositif selon l'une des revendications 14 à 16, caractérisé en ce que les moyens initiateurs comprennent des moyens (29, 34) pour appliquer au moyen d'accouplement une force de serrage limitée de façon que le moyen d'accouplement (18) se mette à patiner lorsque le couple à transmettre par ledit moyen d'accouplement dépasse une valeur déterminée par ladite force de serrage.

18. Dispositif selon la revendication 17, caractérisé en ce qu'il comprend des moyens tachymétriques (29) définissant ladite force de serrage en lui donnant une valeur qui augmente avec une vitesse
5 de rotation du dispositif de transmission.

19. Dispositif selon la revendication 17 ou 18, caractérisé en ce qu'il comprend des moyens (17, B2) pour transmettre audit moyen d'accouplement (18), dans le sens du desserrage, une force (Pac) de réaction de
10 denture subie par une denture (8) du train d'engrenages qui est chargée de manière croissante lorsque ledit moyen d'accouplement (18) patine.

20. Dispositif selon l'une des revendications 14 à 18, caractérisé en ce que les moyens de pilotage (152) comprennent en mémoire au moins deux tables de vérité (T1, T2) définissant l'état que ledit moyen d'accouplement (18, 118) doit prendre en fonction d'au moins un paramètre (V_s , C) de fonctionnement du véhicule, et des moyens pour passer d'une première (T1)
15 à une deuxième (T2) desdites tables de vérité lorsque ladite grandeur physique (V_E/V_s) franchit un seuil (K_1), la première et la deuxième table de vérité prévoyant le maintien en l'état et respectivement le changement d'état dudit actionneur (18, 118) pour la
20 valeur courante du paramètre de fonctionnement.

21. Dispositif de transmission selon l'une des revendications 14 à 16, caractérisé en ce que les moyens initiateurs comprennent un deuxième moyen d'accouplement sélectif (218).

22. Dispositif de transmission selon la revendication 21, caractérisé en ce que les moyens de pilotage (152) comprennent en mémoire au moins deux tables de vérité (T1, T2) définissant l'état que doivent prendre les deux moyens d'accouplement sélectif
30 (118, 218) en fonction dudit "au moins un" paramètre
35

(V_s , C) de fonctionnement du véhicule, et en ce que les moyens de pilotage (152) comprennent des moyens (312, 313) pour, en fonction de l'évolution de la grandeur physique (V_E/V_s), passer d'une première (T1) des
5 tables, qui prévoit un état intermédiaire d'actionnement du second moyen d'accouplement (218) avec maintien en l'état du premier moyen d'accouplement (118), à la seconde (T2) des tables, qui prévoit l'actionnement simultané des deux moyens d'accouplement
10 (118, 218), par rapport à l'état des moyens d'accouplement définissant le rapport de transmission ancien.

23. Dispositif selon la revendication 22, caractérisé en ce que selon la deuxième table, l'état
15 intermédiaire est prévu pour définir un autre rapport de transmission (R4), lorsque ledit "au moins un" paramètre de fonctionnement (V_E/V_s) prend des valeurs situées au-delà de celles correspondant au passage du rapport de transmission ancien (R2) au rapport de
20 transmission nouveau (R3).

24. Dispositif selon l'une des revendications 21 à 23, caractérisé en ce qu'il comprend deux trains d'engrenage (107, 207) montés en série et à chacun
25 desquels est associé l'un des moyens d'accouplement (118, 218), et capables de fournir chacun un rapport de transmission haut et un rapport de transmission bas, le saut entre le rapport haut et le rapport bas étant différent d'un train d'engrenage à l'autre, en ce que le rapport de transmission ancien (R2) et le rapport de
30 transmission nouveau (R3) sont obtenus en faisant fonctionner l'un respectif des trains d'engrenage selon son rapport haut et l'autre selon son rapport bas.

25. Dispositif selon la revendication 24, caractérisé en ce que les moyens de pilotage sont en
35 outre capables, à partir du rapport de transmission

ancien (R2), de faire passer le dispositif de transmission à un rapport extrême (R4) par actionnement du deuxième moyen d'accouplement (218) avec maintien en l'état du premier moyen d'accouplement (18).

- 5 26. Dispositif selon l'une des revendications 14 à 25, caractérisé par des moyens d'amortissement (151) montés pour ralentir l'actionnement de l'un au moins des moyens d'accouplement sélectif (18).

1 / 4

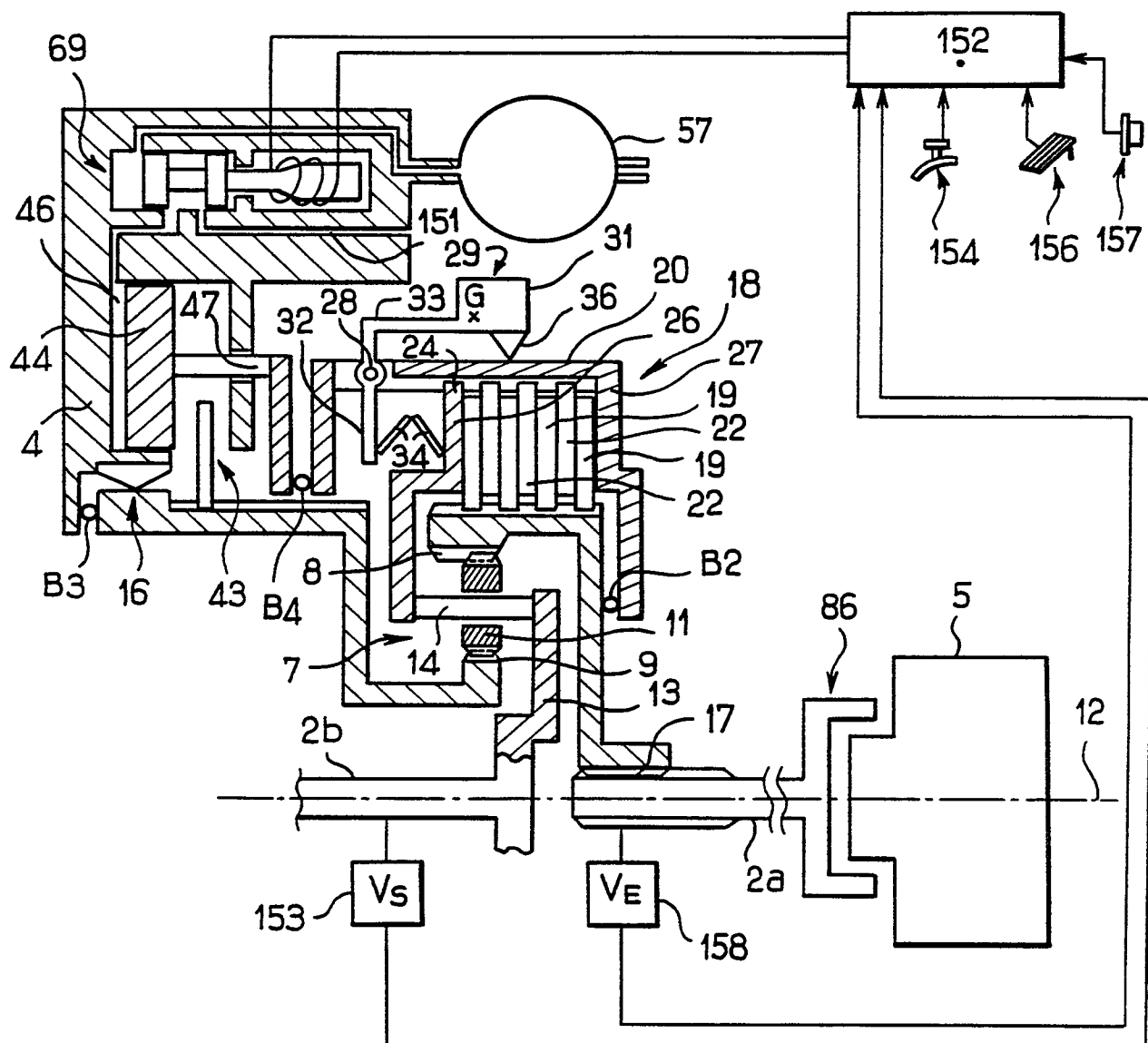


FIG. 1

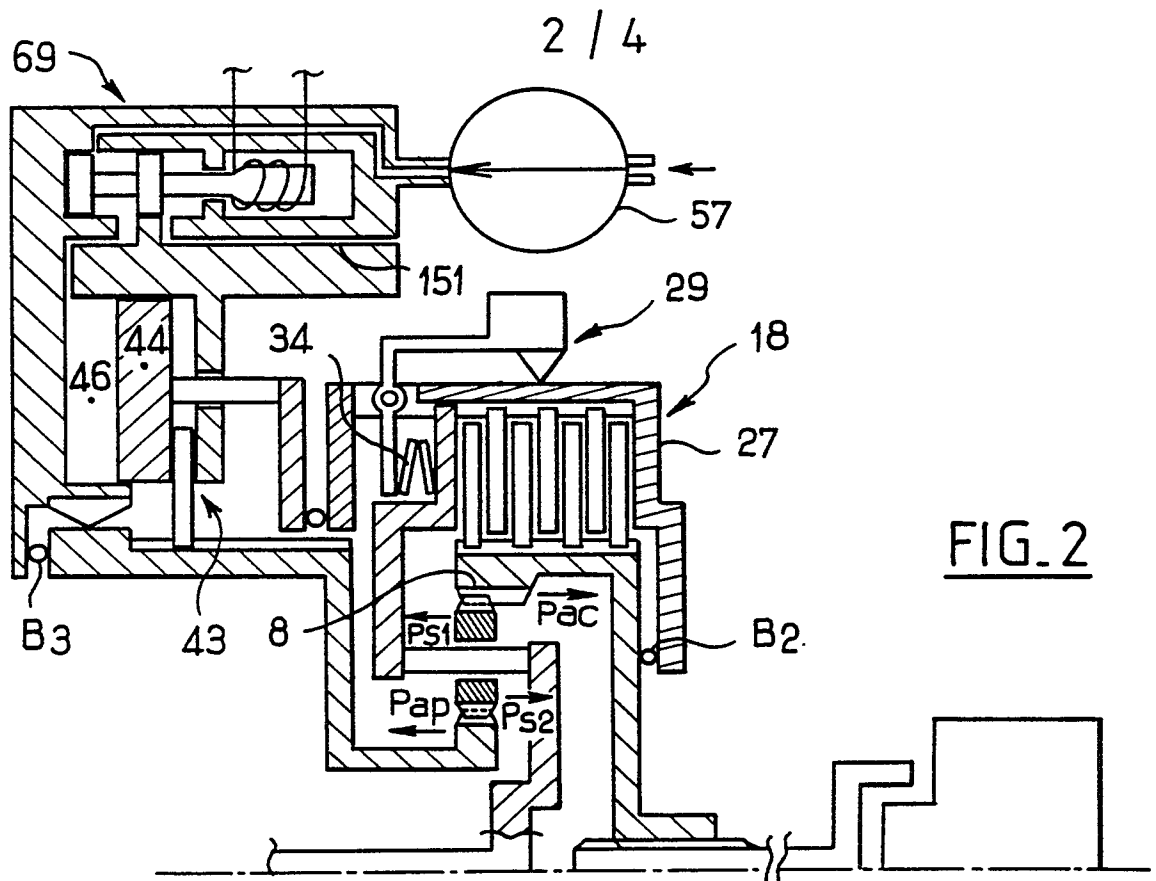


FIG. 2

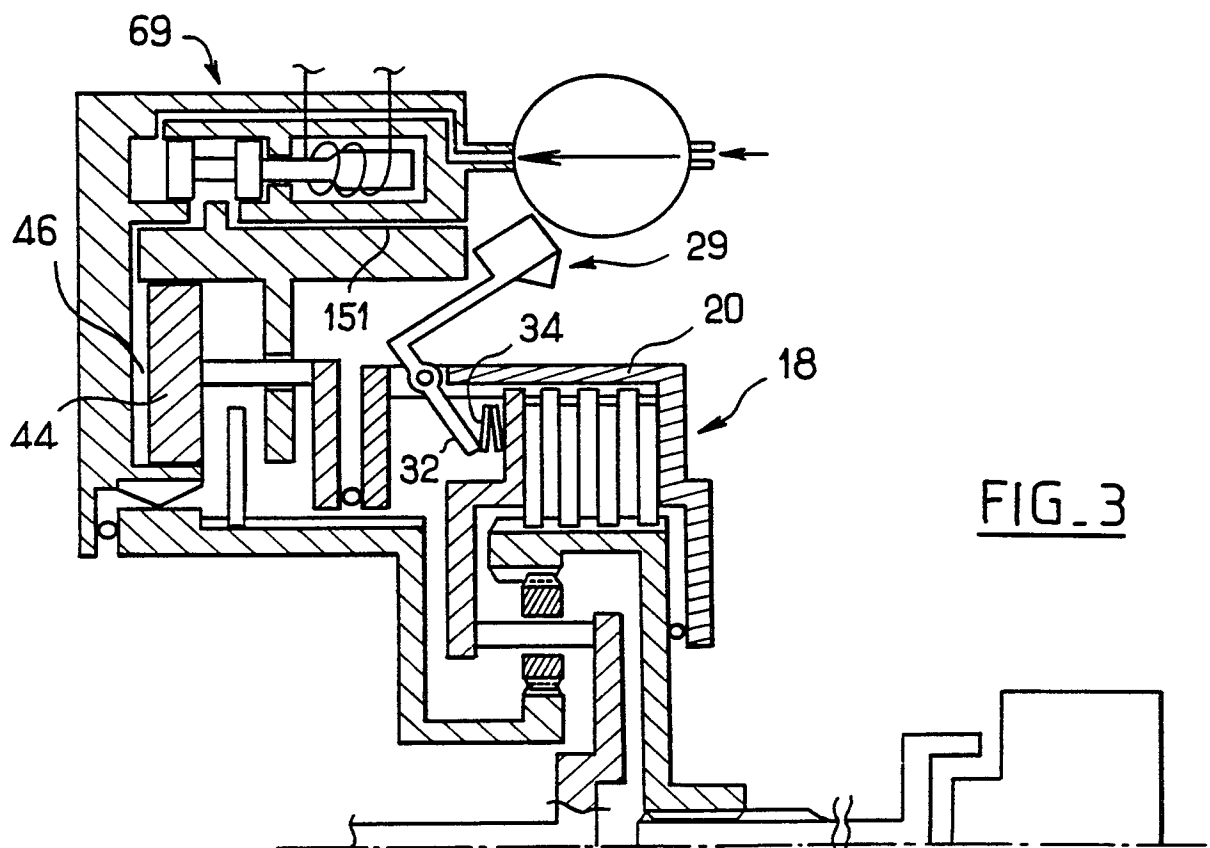


FIG. 3

3 / 4

FIG. 4

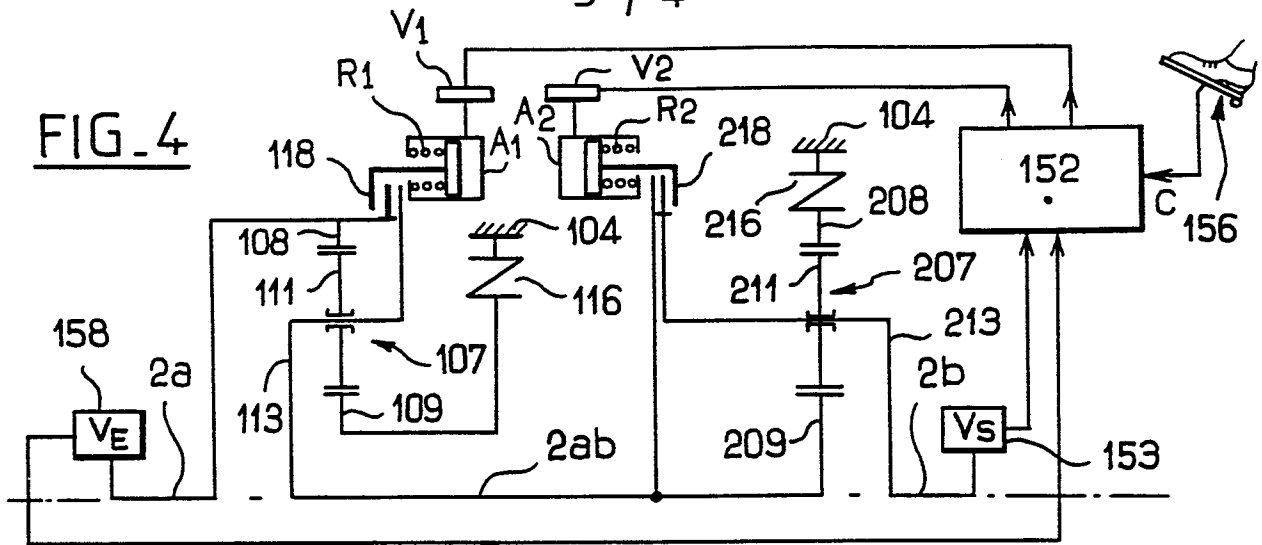
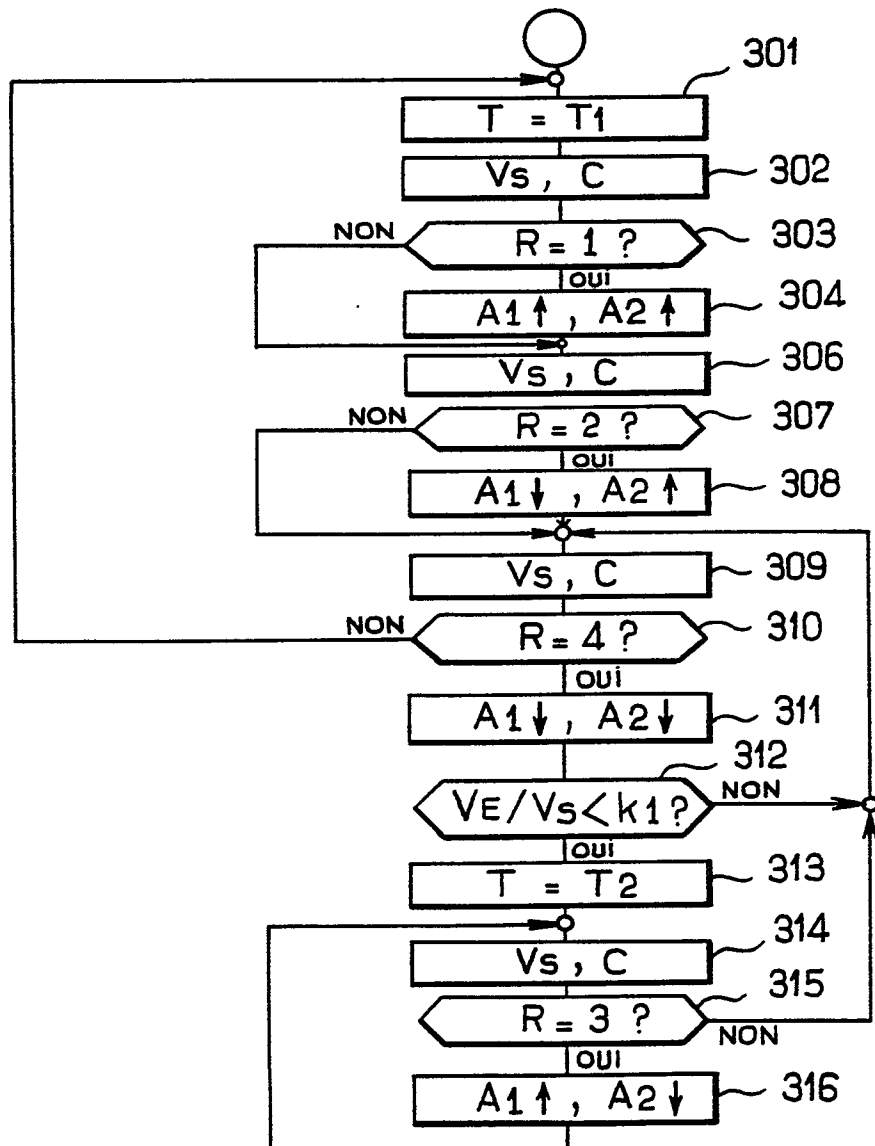


FIG. 5



4 / 4

FIG. 6T₁

C [%]

0	10	20	30	40	50	55	60	65	70	75	80	84	85	90	100	(km/h)
1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	V1
1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	V2
2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	1	1	V3
2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	1	1	V4
4	4	4	4	4	4	2	2	2	2	2	2	2	2	1	1	V5
4	4	4	4	4	4	2	2	2	2	2	2	2	2	1	1	V6
4	4	4	4	4	4	4	4	4	4	4	4	4	2	2	2	V7
4	4	4	4	4	4	4	4	4	4	4	4	4	2	2	2	V8
4	4	4	4	4	4	4	4	4	4	4	4	4	4	4	4	V9
4	4	4	4	4	4	4	4	4	4	4	4	4	4	4	4	V10
4	4	4	4	4	4	4	4	4	4	4	4	4	4	4	4	V11
4	4	4	4	4	4	4	4	4	4	4	4	4	4	4	4	V12
4	4	4	4	4	4	4	4	4	4	4	4	4	4	4	4	V13
4	4	4	4	4	4	4	4	4	4	4	4	4	4	4	4	V14
4	4	4	4	4	4	4	4	4	4	4	4	4	4	4	4	V15
4	4	4	4	4	4	4	4	4	4	4	4	4	4	4	4	V16

V_SFIG. 7T₂

C [%]

0	10	20	30	40	50	55	60	65	70	75	80	84	85	90	100	(km/h)
1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	V1
1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	V2
2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	1	1	V3
2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	1	1	V4
3	3	3	3	3	3	2	2	2	2	2	2	2	2	1	1	V5
3	3	3	3	3	3	2	2	2	2	2	2	2	2	1	1	V6
3	3	3	3	3	3	3	3	3	3	3	3	3	2	2	2	V7
3	3	3	3	3	3	3	3	3	3	3	3	3	2	2	2	V8
4	4	4	3	3	3	3	3	3	3	3	3	3	3	3	3	V9
4	4	4	3	3	3	3	3	3	3	3	3	3	3	3	3	V10
4	4	4	4	4	3	3	3	3	3	3	3	3	3	3	3	V11
4	4	4	4	4	4	3	3	3	3	3	3	3	3	3	3	V12
4	4	4	4	4	4	4	3	3	3	3	3	3	3	3	3	V13
4	4	4	4	4	4	4	4	3	3	3	3	3	3	3	3	V14
4	4	4	4	4	4	4	4	4	3	3	3	3	3	3	3	V15
4	4	4	4	4	4	4	4	4	4	4	4	4	4	4	4	V16

V_S

