



Le Ministre des Affaires Économiques,

Vu la loi du 24 mai 1854 sur les brevets d'invention;

Vu la Convention d'Union pour la Protection de la Propriété Industrielle;

Vu le procès-verbal dressé le 23 juillet 1979 à 11 h. 50

au Service de la Propriété Industrielle ;

ARRÊTE :

Article 1. — *Il est délivré à la Sté dite : MASSEY-FERGUSON SERVICES N.V.*

*Abraham de Veerstraat 7a, Curaçao, (Antilles Néerlandaises)
repr. par Bugnion S.A. à Bruxelles,*

*un brevet d'invention pour: Dispositif de changement de vitesse pour véhicules,
(Inv. : J.J. Lasoen)*

qu'elle déclare avoir fait l'objet de demandes de brevet déposées en Grande-Bretagne le 23 juillet 1979, n°s 7925588, 7925589 et 7925590.

Article 2. — *Ce brevet lui est délivré sans examen préalable, à ses risques et périls, sans garantie soit de la réalité, de la nouveauté ou du mérite de l'invention, soit de l'exactitude de la description, et sans préjudice du droit des tiers.*

Au présent arrêté demeurera joint un des doubles de la spécification de l'invention (mémoire descriptif et éventuellement dessins) signés par l'intéressé et déposés à l'appui de sa demande de brevet.

Bruxelles, le 14 août 1980.

PAR DÉLÉGATION SPÉCIALE:
Le Directeur

L. SALPETEUR

Mémoire descriptif déposé à l'appui de la demande de brevet d'invention pour

"DISPOSITIF DE CHANGEMENT DE VITESSE POUR VEHICULES"

formée par

la société dite:

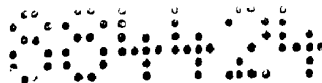
MASSEY-FERGUSON SERVICES N. V. à Curaçao, Antilles néerlandaises

Priorités: Demandes de brevet anglais du 23 juillet 1979,
Nos. 7925588, 7925589, 7925590.

Inventeur: Jean Jacques LASOEN, 78450 Ville Preux, France

M43.12B.2
4988/5111/5112

6



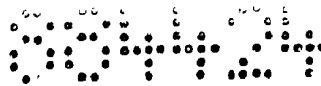
La présente invention concerne des changements de vitesse et, en particulier, des changements de vitesse de véhicules.

On constate actuellement sur le marché une demande, qui se manifeste de plus en plus, en particulier en ce qui concerne les véhicules tels que tracteurs et gerbeuses à fourche (chariots élévateurs à fourche), d'un changement de vitesse comportant ^{un}/dispositif manuel d'inversion permettant le passage de la marche avant à la marche arrière, et plus d'un rapport de démultiplication en marche arrière. De nombreuses tentatives faites en vue de procurer un tel changement de vitesse ont impliqué l'emploi d'un grand nombre de pignons et/ou de trains planétaires compliqués et onéreux, ce qui rendait souvent les changements de vitesse coûteux, encombrants et lourds.

La présente invention vise à procurer un changement de vitesse qui, sous une forme particulièrement simple et compacte, puisse répondre à la demande indiquée ci-dessus qui se manifeste sur le marché.

Suivant un premier aspect de la présente invention, il est prévu un dispositif de changement de vitesse pour véhicules qui comporte un arbre primaire, un arbre secondaire et un arbre intermédiaire qui sont parallèles l'un à l'autre et qui sont munis chacun d'un premier pignon et d'un second pignon, les premiers pignons de l'arbre primaire et de l'arbre secondaire étant en prise constante et le premier pignon de l'arbre intermédiaire étant en prise constante avec le premier pignon seul de l'arbre primaire, les seconds pignons de l'arbre primaire et de l'arbre secondaire étant également en prise constante et le second pignon de l'arbre intermédiaire étant en prise constante avec le second pignon seul de l'arbre secondaire, un premier dispositif d'embrayage destiné à accoupler alternativement le premier ou le second pignon de l'arbre primaire à l'arbre primaire, un second dispositif d'embrayage destiné à accoupler alternativement l'arbre secondaire, l'un des premier et second dispositifs d'embrayage étant une unité d'embrayage synchronesh du type spécifié et l'autre des premier et second dispositifs d'embrayage précités étant une unité d'embrayage non synchronesh, et un dispositif de commande destiné à mettre en prise le premier et le second dispositifs d'embrayage afin d'obtenir un certain nombre de rapports différents à l'arbre secondaire, le dispositif de commande pouvant être actionné

6



pour assurer que l'unité d'embrayage non synchronesh se trouve en engagement avant l'unité d'embrayage synchronesh lors du choix de chaque rapport à l'arbre secondaire.

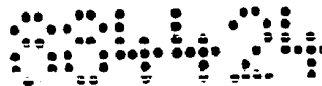
Si l'on utilise un changement de vitesse réalisé suivant la présente invention, il est possible d'obtenir deux rapports à l'arbre secondaire dans l'un des sens de rotation en accouplant les deux premiers pignons ou les deux seconds pignons à l'arbre primaire et à l'arbre secondaire.

Le premier pignon de l'arbre primaire et le second pignon de l'arbre secondaire étant accouplés à leurs arbres respectifs, un premier rapport à l'arbre secondaire dans l'autre sens de rotation est obtenu par l'intermédiaire d'un agencement en série du premier pignon de l'arbre primaire, des premier et second pignons de l'arbre intermédiaire et du second pignon de l'arbre secondaire.

Le second pignon de l'arbre primaire et le pignon de l'arbre secondaire étant accouplés à leurs arbres respectifs, un second rapport à l'arbre secondaire dans l'autre sens de rotation est obtenu par l'intermédiaire d'un agencement en série des seconds pignons de l'arbre primaire et de l'arbre secondaire, du second et du premier pignon de l'arbre intermédiaire et des premiers pignons de l'arbre primaire et de l'arbre secondaire.

Il est bien entendu que l'arbre intermédiaire et ses premier et second pignons peuvent être prévus comme éléments d'un train d'engrenage ou que, si le premier et le second pignon intermédiaire sont conçus de façon à présenter le même nombre de dents, les trois éléments de l'arbre peuvent être constitués par des éléments d'un engrenage unique extrêmement grand.

On aura remarqué, à la lecture de ce qui vient d'être exposé, que le changement de vitesse qui fait l'objet de la présente invention ^{deux rapports de marche avant et} permet d'obtenir/deux rapports de marche arrière à partir de six pignons et que ce changement de vitesse peut être fabriqué sous une forme extrêmement compacte et de façon très économique. Il convient de souligner en particulier que, comme cela sera expliqué plus loin, l'emploi d'une unité d'embrayage synchronesh et d'une unité d'embrayage non synchronesh permet non seulement de réaliser une construction d'un prix relativement avantageux, mais permet également de réduire dans une mesure



importante l'espace entre l'arbre primaire et l'arbre secondaire par rapport à celui qui est nécessaire si l'on emploie deux unités d'embrayage synchronesh. On a constaté qu'il était possible d'adopter ce système en agencant l'embrayage non synchronesh pour qu'il fonctionne le premier.

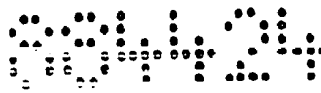
Selon un agencement auquel on accorde la préférence, le premier dispositif d'embrayage est l'unité d'embrayage synchronesh. On réalise dans ce cas un dispositif dans le cas duquel on dispose d'un moyen manuel synchronisé de passage de la marche avant à la marche arrière et inversement et dans lequel on peut modifier le changement de vitesse entre une gamme de vitesses de marche avant particulière et une gamme de vitesses de marche arrière correspondante en actionnant simplement le premier dispositif d'embrayage pour changer le pignon accouplé à l'arbre primaire.

Les références faites dans toute cette spécification à des unités synchronesh ou à des unités d'embrayage du type spécifié se rapportent à des unités qui comprennent un élément d'accouplement (par exemple un manchon) pouvant coulisser axialement par rapport à un arbre pour accoupler un pignon à cet arbre, l'élément d'accouplement pouvant coulisser d'une position de non-engagement, pour laquelle le pignon en question n'est pas accouplé à l'arbre, en passant par une position de synchronisation, pour laquelle les éléments d'embrayage de l'unité synchronesh sont en contact de frottement pour synchroniser les vitesses de rotation du pignon et de l'arbre précités, à une position de plein engagement, pour laquelle le pignon en question est accouplé à l'arbre en question, le mouvement axial de l'élément d'accouplement étant achevé.

Le dispositif de commande peut comporter un sélecteur de rapports relié à un élément d'accouplement de chaque unité d'embrayage, chaque élément d'accouplement pouvant être déplacé dans les deux sens à partir d'une position centrale de désaccouplement pour accoupler sélectivement soit le premier pignon, soit le second pignon à l'arbre correspondant.

Le dispositif de commande peut en outre comporter un moyen de déconnexion destiné à déconnecter l'un des éléments d'accouplement du sélecteur de rapports pendant une partie de la sélection des rapports à l'arbre secondaire qui nécessitent le déplacement des éléments d'accouplement dans des sens axiaux opposés, l'agencement étant tel que pendant la

1



sélection de ces rapports à l'arbre secondaire, les deux éléments d'accouplement soient initialement déplacé dans le même sens axial pour que soit accomplie la première partie de la sélection de l'un au moins de ces rapports, le dispositif de déconnexion étant ensuite actionné, et l'un des éléments d'accouplement étant ensuite déplacé dans le sens axial opposé pour que soit achevée la sélection du rapport.

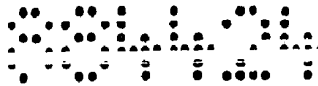
Le sélecteur de rapports peut être relié à un premier dispositif de came mobile muni d'un suiveur de came coopérant pour le déplacement de l'élément d'accouplement du premier dispositif d'embrayage, et être relié à un second dispositif de came mobile muni d'un suiveur de came coopérant pour le déplacement de l'élément d'accouplement du second dispositif d'embrayage, les deux dispositifs de came étant conformés pour assurer que pendant leur déplacement par le sélecteur de rapports en vue du choix de tout rapport donné à l'arbre secondaire, le suiveur de came relié à l'unité d'embrayage non synchronesh détermine l'engagement de l'unité d'embrayage non synchronesh en premier lieu.

Suivant une variante de réalisation, l'unité d'embrayage non synchronesh est prévue pour être mise en engagement la première par le fait que les espaces morts devant être repris dans le dispositif de commande avant que l'unité d'embrayage non synchronesh soit en engagement sont moindres que l'espace mort devant être repris dans le dispositif de commande avant que l'unité d'embrayage synchronesh soit en engagement.

Le changement de vitesse qui fait l'objet de la présente invention se prête à être utilisé avec un intérêt particulier en combinaison avec d'autres unités de changements de vitesse pour donner un changement de vitesse comportant un grand nombre de rapports dans les deux sens de rotation.

Par conséquent, selon un second aspect de la présente invention, il est prévu un changement de vitesse de véhicule comprenant un changement de vitesse répondant au premier aspect de l'invention en série avec une unité de changement de vitesse à rapports multiples principale comportant un arbre primaire et un arbre/intermédiaire parallèles et un arbre primaire et un arbre secondaire coaxiaux, l'arbre secondaire du premier changement de vitesse formant un prolongement de l'arbre primaire de l'unité de changement de vitesse précitée ou entraînant coaxialement l'arbre primaire de cette unité de changement de vitesse, et l'arbre intermédiaire de l'unité de changement de vitesse précitée étant coaxial à l'arbre primaire du premier changement de vitesse.

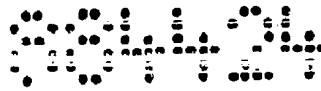
8



Un train d'engrenage secondaire à deux vitesses peut être prévu entre l'arbre intermédiaire et l'arbre secondaire de l'unité de changement de vitesse précitée pour doubler les rapports pouvant être obtenus du changement de vitesse.

Dans le cas du changement de vitesse de véhicule décrit plus haut, le changement de vitesse et le train d'engrenage secondaire fournissent ensemble une gamme de vitesses de ^{déplacement} inférieure, deux gammes de vitesses de travail intermédiaires, et une gamme de vitesses sur route supérieure pour la transmission, l'agencement étant tel que la gamme de vitesses sur route puisse être engagée à partir de l'une ou l'autre gamme de vitesses de travail en changeant le pignon accouplé par l'un des dispositifs d'embrayage du changement de vitesse ou en changeant le rapport de fonctionnement du train d'engrenage secondaire à deux vitesses.

La présente invention procure également un mécanisme sélecteur de rapports de changement de vitesse pour déplacer un élément d'accouplement d'une unité synchronesh du type spécifié, le mécanisme sélecteur de rapports comprenant un élément de came prévu pour être déplacé par un dispositif sélecteur de rapports et muni d'une surface de came avec laquelle se place en contact un suiveur de came relié pour le fonctionnement à l'élément d'accouplement, le suiveur de came étant prévu pour déplacer l'élément d'accouplement lors du mouvement du dispositif sélecteur de rapports, la surface de came présentant trois zones, une première zone, avec laquelle le suiveur de came se place en contact pendant le déplacement de l'élément d'accouplement vers la position de synchronisation, une deuxième zone, avec laquelle le suiveur de came se place en contact pendant la synchronisation, et une troisième zone, avec laquelle le suiveur de came se place en contact après que la synchronisation a eu lieu et tandis que l'élément d'accouplement est déplacé vers la position de plein engagement, la première, la deuxième et la troisième zone présentant une forme telle qu'une tangente à la surface de came au point de contact avec le suiveur de came pendant la synchronisation forme un angle plus petit avec le sens de déplacement de l'élément de came que les tangentes tracées aux points de contact avec la première et la troisième zone de la surface de came, de telle sorte que pour un effort de sélection donné appliqué à l'élément de came, un



effort d'engagement de rapport plus important appliqué au suiveur de came pendant la synchronisation que lorsque le suiveur de came se trouve en contact avec la première et la troisième zone.

La présente invention procure en outre un dispositif sélecteur de rapports qui comporte un premier et un second éléments d'accouplement de rapports pouvant se déplacer pour choisir un certain nombre de rapports d'un changement de vitesse associé, et un dispositif de tringlage destiné à déplacer les éléments d'accouplement de rapports en réponse au déplacement du dispositif sélecteur de rapports, le dispositif de tringlage comportant un dispositif de déconnexion destiné à déconnecter l'un des éléments d'accouplement de rapports du dispositif sélecteur pendant la sélection d'au moins un rapport de changement de vitesse, l'agencement étant tel que pour la sélection du rapport en question au moins, les deux éléments d'accouplement d'engrenage soient initialement déplacés en synchronisme en réponse du déplacement du dispositif sélecteur pour achever la première partie de la sélection du rapport en question, le dispositif de déconnexion étant ensuite actionné, et la sélection du rapport en question au moins étant achevée par un mouvement supplémentaire de l'un seulement des éléments d'accouplement de rapports en réponse à un mouvement supplémentaire du dispositif sélecteur, le dispositif sélecteur étant agencé pour renvoyer les éléments d'accouplement de rapports au synchronisme lors du déplacement du dispositif sélecteur afin de désaccoupler le rapport en question précité.

On donnera ci-après, à simple titre d'exemple, une description de la présente invention qu'illustrent les dessins annexés, dans lesquels :

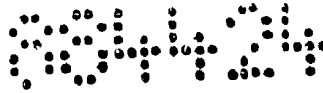
la figure 1 est une vue en coupe verticale d'un changement de vitesse réalisé suivant la présente invention qui est destiné à être utilisé pour un tracteur agricole;

la figure 2 est une représentation schématique d'une partie du train d'engrenage primaire Z dont la partie de transmission n'est pas visible sur la figure 1;

la figure 3 illustre la prévision d'un train planétaire additionnel destiné à doubler le nombre des rapports fournis par le changement de vitesse;

la figure 4 représente la grille de sélection de vitesses du changement de vitesse;

f



la figure 5 représente la séquence de mouvement des dispositifs de synchronisation d'un train d'engrenage de changement de vitesse principal X du changement de vitesse;

la figure 6 représente la rainure de came utilisée pour commander les dispositifs de synchronisation du train d'engrenage de changement de vitesse principal X;

la figure 7 indique schématiquement comment tourne la came présentant la rainure représentée sur la figure 6;

la figure 8 est une vue en plan qui indique comment la came du train d'engrenage primaire et la came du train d'engrenage secondaire sont en séquence l'une par rapport à l'autre;

la figure 9 est une vue en coupe suivant la ligne A - A de la figure 8;

la figure 10 représente les rainures de cames qui commandent le train d'engrenage secondaire auxiliaire Y et l'élément d'accouplement non synchronesh du train d'engrenage primaire Z;

la figure 11 représente, vue de côté dans le sens indiqué par la flèche B sur la figure 8, la moitié supérieure de l'agencement de cames représenté sur la figure 8;

la figure 12 représente la grille de sélection de gammes de vitesse du changement de vitesse;

la figure 13 représente la rainure de came qui commande l'élément d'accouplement synchronesh du train d'engrenage primaire Z;

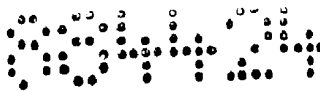
la figure 14 représente la séquence des mouvements de l'élément d'accouplement synchronesh du train d'engrenage primaire;

la figure 15 est un graphique qui représente les vitesses au sol pouvant être obtenues (en kilomètres/heure) pour chaque rapport d'un changement de vitesse type répondant à la présente invention, à des vitesses de moteur choisies;

la figure 16 représente la séquence des mouvements des éléments d'accouplement du train d'engrenage secondaire auxiliaire Y et de l'élément d'accouplement non synchronesh du train d'engrenage primaire Z;

les figures 17 et 18 sont des tableaux dans lesquels sont indiqués les pignons utilisés pour obtenir chaque rapport de changement de vitesse;

la figure 19 représente une partie de la rainure de came visible sur



la figure 13, à une échelle supérieure à celle de cette figure;

la figure 20 est une représentation simplifiée de la géométrie du suiveur de came et de la rainure de came représentée sur la figure 19;

la figure 21 est une vue en coupe verticale d'un dispositif de sélection de rapports constituant variante pour le train d'engrenage primaire Z et pour le train d'engrenage de changement de vitesse principal X, et

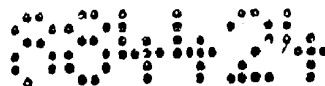
la figure 22 représente schématiquement l'élément de came du type plaque qui est utilisé dans l'agencement illustré par la figure 21.

La construction de base du changement de vitesse est représentée sur la figure 1. Elle comprend un train d'engrenage de changement de vitesse principal à quatre vitesses, désigné par X, un train d'engrenage secondaire auxiliaire à deux vitesses, désigné par Y, et un train d'engrenage primaire en prise constante, désigné par Z, qui peut produire deux vitesses de marche avant et deux vitesses de marche arrière.

Le train d'engrenage de changement de vitesse principal X comporte quatre pignons, les pignons 10, 11, 12 et 13, qui sont montés sur les cannelures d'un arbre intermédiaire 14, et quatre pignons en prise constante, les pignons 15, 16, 17 et 18, qui sont montés à rotation sur les deux parties 19 et 20 de l'arbre secondaire du changement de vitesse.

Les pignons 15 et 16 sont associés à un dispositif d'embrayage qui se présente sous la forme d'une première unité de synchronisation 21, tandis que les pignons 17 et 18 sont associés à un autre dispositif d'embrayage, qui se présente sous la forme d'une seconde unité de synchronisation 22.

Comme on peut s'en rendre compte, un premier rapport est obtenu au train d'engrenage de changement de vitesse principal X par le coulisement du manchon 21a de l'unité de synchronisation 21 vers la gauche qui se produit de telle sorte que de l'énergie est transmise de la partie 19 de l'arbre secondaire, par l'intermédiaire des pignons 15 et 10, à l'arbre intermédiaire 14 et est renvoyée à



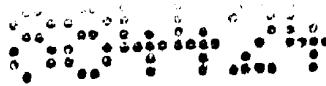
la partie 20 de l'arbre secondaire par l'intermédiaire du train d'engrenage secondaire auxiliaire Y. De façon analogue, un second rapport est obtenu par le coulisement du manchon 21a vers la droite, qui a pour effet une transmission d'énergie de la partie 19 de l'arbre secondaire, par l'intermédiaire des pignons 16 et 11, à l'arbre intermédiaire 14 et, de là, à la partie 20 de l'arbre secondaire, par l'intermédiaire du train d'engrenage secondaire Y.

De la même manière, deux autres rapports peuvent être obtenus par le coulisement du second manchon 22a de l'unité de synchronisation 22 vers la gauche et vers la droite respectivement.

Le train d'engrenage secondaire Y comprend un pignon 23, qui peut glisser sur des cannelures 24 que présente la partie 20 de l'arbre secondaire. Ce pignon 23 peut entrer en prise avec un pignon 25 qui tourne avec l'arbre intermédiaire 14 pour donner un faible rapport au train d'engrenage secondaire auxiliaire. Lors du coulisement du pignon 23 sur les cannelures 24, les dents 26 de ce pignon 23 peuvent engrener avec les dents coopérantes 27 du pignon 18, verrouillant ainsi le pignon 18 sur la partie 20 de l'arbre secondaire et donnant un rapport plus élevé au train d'engrenage secondaire par l'intermédiaire des pignons 13 et 18.

Le train d'engrenage primaire Z comprend des pignons 28 et 29 qui sont montés, de façon à pouvoir tourner, sur un arbre primaire 30. Ces deux pignons sont en prise constante avec les pignons 31 et 32, qui sont à leur tour montés, de façon à pouvoir tourner, sur la partie 19 de l'arbre secondaire. Comme on peut s'en rendre compte en examinant la figure 1, à l'arrière des pignons 28, 29, 31 et 32 sont montés deux pignons intermédiaires 33 et 34, qui sont représentés schématiquement sur la figure 2, pignons qui engrènent respectivement avec les pignons 32 et 28. Les pignons intermédiaires tournent avec un arbre commun 35.

Aux pignons 28 et 29 est associé un autre dispositif d'embrayage, qui se présente sous la forme d'une troisième unité de synchronisation, désignée par 36, dont le manchon 36b peut être utilisé pour accoupler soit le pignon 28, soit le pignon 29 à l'arbre primaire 30. Le dispositif d'embrayage qui sert à accoupler soit le pignon 31, soit le pignon 32 à la partie 19 de l'arbre secondaire comporte un simple collier coulissant 37 qui est accouplé à cette partie 19 et



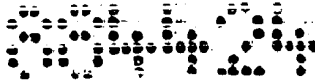
qui peut se mettre en engagement avec les dents 31a et avec les dents 32a que présentent respectivement les pignons 31 et 32.

Le train d'engrenage primaire Z peut être conçu de telle sorte qu'il donne un rapport de marche avant élevé par le déplacement du manchon 36b vers la gauche, qui a pour effet d'accoupler le pignon 28 à l'arbre primaire 30, de même que par le coulisement du collier 37 vers la gauche, qui a pour effet de mettre le pignon 31 en contact avec la partie 19 de l'arbre secondaire. Un faible rapport de marche avant peut être obtenu par l'engagement du manchon 36b avec le pignon 29 et par le coulisement du collier 37 vers la droite, qui a pour effet l'accouplement du pignon 32 et de la partie 19 de l'arbre secondaire.

Un premier rapport de marche arrière est obtenu du train d'engrenage primaire Z lorsque le manchon 36b accouple le pignon 28 et l'arbre primaire 30 et que le collier 37 accouple le pignon 32 et la partie 19 de l'arbre secondaire. Le manchon de synchronisation et le collier se trouvant dans ces positions, la commande est transmise de l'arbre primaire 30, par l'intermédiaire du pignon 28, du pignon 34, de l'arbre 35, du pignon 33 et du pignon 32, à la partie 19 de l'arbre secondaire. Un autre rapport de marche arrière est obtenue du fait de l'engagement du manchon de synchronisation 36b avec le pignon 29 et du fait du déplacement du collier 37 déterminant l'accouplement du pignon 31 et de la partie 19 de l'arbre secondaire. Dans ces conditions, la commande est transmise de l'arbre primaire 30 à la partie 19 de l'arbre secondaire, par l'intermédiaire du pignon 29, du pignon 32, du pignon 33, de l'arbre 35, du pignon 34, du pignon 28 et du pignon 31.

Par conséquent, le train d'engrenage primaire Z est à même de produire deux vitesses de marche avant et deux vitesses de marche arrière, ce qui fait que l'ensemble du changement de vitesse est à même de produire, si c'est nécessaire, seize vitesses de marche avant et seize vitesses de marche arrière.

Du fait que, comme on l'explique ici, le collier 37 est toujours prévu pour accoupler/soit le pignon 31, soit le pignon 32, à la partie 19 de l'arbre secondaire avant que le manchon de synchronisation 36b accouple soit le pignon 28, soit le pignon 29, à l'arbre primaire 30, ce collier



37, lorsqu'il accouple le pignon 31 ou le pignon 32 à la partie 19 de l'arbre secondaire, n'a à dominer que l'inertie de rotation relativement faible des pignons du train d'engrenage primaire Z, puisque les éléments à inertie plus forte, tels que l'arbre 30 et les éléments d'embrayage (non représentés) qui sont associés à cet arbre, ne sont pas à ce moment accouplés par le dispositif de synchronisation 36. Ceci permet d'utiliser un simple collier coulissant 37 plutôt qu'une autre unité de synchronisation, ce qui à son tour permet de fabriquer le train d'engrenage primaire Z à un prix nettement plus avantageux et sous une forme plus compacte que si, au lieu d'utiliser le collier 37, on utilisait une autre unité de synchronisation. Sous ce dernier rapport, on remarquera que la dimension radiale ^{maximum} du collier 37 est nettement inférieure à celle du manchon 36b, ce qui permet de prévoir les arbres 30 et 19 sensiblement plus rapprochés l'un de l'autre que si le collier 37 devait être remplacé par une autre unité de synchronisation. De ce fait, il est également possible de réaliser l'ensemble du changement de vitesse sous un modèle plus compact.

Si on le désire, on peut encore augmenter la gamme de vitesse par l'addition d'un engrenage planétaire à deux vitesses à l'extrémité d'entrée du changement de vitesse, comme l'indique la représentation de la figure 3. L'engrenage planétaire comprend un pignon solaire 38, qui forme une seule pièce avec un prolongement 39 de l'arbre primaire, des pignons planétaires 40, montés sur un porte-planétaire 41, et un pignon annulaire 42, qui est maintenu fixe.

Un manchon coulissant 43 peut occuper la position dans laquelle il est représenté sur la figure 3, position dans laquelle il accouple le porte-planétaire 41 à l'arbre primaire 30, décrit plus haut, de façon à donner un premier rapport planétaire, ou il peut coulisser axialement pour se placer en engagement avec les dents 44 formées sur le prolongement 39 de l'arbre primaire, de façon à accoupler directement le prolongement de l'arbre primaire, à l'arbre 30, verrouillant ainsi le pignon planétaire pour donner un second rapport.

Il convient de faire remarquer ici que l'accouplement mécanique de l'engrenage planétaire à deux vitesses au moyen du manchon 43 peut être remplacé par un agencement d'embrayage actionné par voie hydraulique.

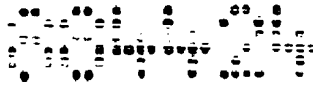
Qu'il soit accouplé par voie mécanique ou par voie hydraulique, l'engrenage planétaire à deux vitesses peut être utilisé comme engrenage de sous-multiplication ou comme engrenage de surmultiplication, selon le désir.

Comme on l'a déjà dit plus haut, le changement de vitesse (sans que soit utilisé l'engrenage planétaire à deux vitesses qui est représenté sur la figure 3) donne seize vitesses de marche avant et seize vitesses de marche arrière.

Ces vitesses de marche avant sont groupées en quatre gammes de vitesses, respectivement désignées par A, B, C et D, comme on l'a indiqué sur la figure 15. La gamme de vitesses A est une gamme de vitesses de déplacement, les gammes de vitesses employées dans le travail agricole et la gamme de vitesses D est la gamme des vitesses utilisées sur route. La figure 15 indique les vitesses au sol (en kilomètres/heure) qui peuvent être obtenues pour chaque rapport d'un changement de vitesse type répondant à la présente invention aux vitesses de moteur choisies, et elle fait apparaître clairement le caractère de souplesse du changement de vitesse et le bon étalement des vitesses au sol. La légende qui figure dans le coin supérieur droit de la figure 15 indique la vitesse de moteur choisie p, q, r et s sur le marquage en blocs, ces vitesses étant respectivement de 2.400, 2.040, 1.730 et 1.400 tours par minute au moteur (la vitesse de 2.400 tours par min. étant la vitesse de régime du moteur).

Le choix de ces gammes de vitesses est subordonné à la commande d'un levier (qui n'est pas représenté) se déplaçant dans une grille de changement de vitesse 66 qui est représentée sur la figure 12. Chacune des gammes de vitesses A, B, C et D comporte quatre sous-rapports, désignés respectivement par 1, 2, 3 et 4, que l'on choisit en utilisant un second levier (qui n'est pas représenté lui non plus) se déplaçant dans une grille rectiligne 49, que l'on peut voir sur la figure 4.

De même, la grille 66 commande la sélection entre quatre gammes de vitesses de base de marche arrière, respectivement désignées par R1, R2, R3 et R4, qui, elles aussi, comportent chacune quatre sous-rapports, désignés respectivement par 1, 2, 3 et 4, dont le choix



est commandé au moyen de la grille 49.

Par conséquent, en utilisant les deux grilles de changement de vitesse 49 et 66, on peut faire un choix parmi seize rapports de marche avant et seize rapports de marche arrière.

Le changement de vitesse permet également de disposer d'une possibilité de "parcage", désignée par "P", que l'on choisit au moyen de la grille 49 et qui verrouille le changement de vitesse de façon qu'il puisse servir de frein de parcage.

Tous les rapports du train d'engrenage de changement de vitesse principal X, du train d'engrenage secondaire auxiliaire à deux vitesses Y et du train d'engrenage primaire en prise constante Z sont choisis au moyen de cames pouvant tourner qui présentent des chemins de came avec lesquels se trouvent en engagement de coopération des suiveurs de came qui, à leur tour, déplacent les fourchettes de sélecteur de vitesses pour produire les changements de vitesses voulus.

Le train d'engrenage de changement de vitesse principal X est commandé par le levier qui se déplace en descendant dans la grille rectiligne 49 que représente la figure 4. Comme l'indique cette figure, il est prévu, entre les différentes positions de rapport, un état neutre, qui est désigné par N, et l'on peut choisir la position de parcage, désignée par P, pour laquelle le train d'engrenage de changement de vitesse principal X est verrouillé, par engagement simultané des deux dispositifs de synchronisation 21 et 22.

Les parties de gauche et de droite de la figure 5 représentent schématiquement la séquence de déplacement, c'est-à-dire de changement de vitesse, des deux unités de synchronisation 21 et 22 respectivement. La figure 5 fait apparaître que les unités de synchronisation sont prévues de telle sorte que normalement, lorsque l'une des unités de synchronisation est actionnée pour se placer en engagement avec un pignon, l'autre unité de synchronisation se trouve dans sa position neutre N. Le dispositif est prévu pour l'engagement simultané du premier et du quatrième rapports de démultiplication fournis par les pignons 15 et 18 en vue de l'amenée du changement de vitesse à son état de parcage P.

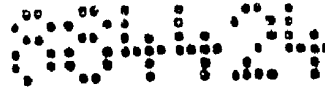
Le schéma de changement de vitesse que représente la figure 5 est en pratique réalisé dans une seule rainure de came 51 qui est

formée à la périphérie de l'élément de came pouvant tourner 50. Pour facilité de référence, le développement de cet élément de came est représenté sur la figure 6, qui fait ressortir clairement que la longueur EF de la rainure 51 correspond à la partie de gauche de la figure 5 et que la longueur GH de la rainure 51 correspond à la partie de droite de la figure 5. Les deux suiveurs de came qui travaillent dans la rainure 51 partagent par conséquent une partie neutre commune GI de la rainure. Cet agencement, selon lequel deux suiveurs de came travaillent dans la même rainure 51, simplifie dans une importante mesure l'agencement de la came et permet de réaliser une considérable économie d'espace à l'intérieur du logement du changement de vitesse, en évitant la nécessité de deux comes séparées et d'organes de rotation associés à deux comes.

La came 50, qui est représentée schématiquement sur la figure 7, est conçue pour être mise en rotation par un secteur denté 52, qui se trouve en prise avec les dents 53 que présente la came. De cette manière, la rotation du secteur denté 52 selon la flèche \bar{w} indiquée sur la figure 7 a pour effet la rotation de la came 50 selon la flèche K indiquée sur cette même figure. La figure 8 représente le mécanisme d'actionnement de came qui est utilisé pour la sélection des rapports au train d'engrenage secondaire auxiliaire Y et au train d'engrenage primaire Z. La came 50 est placée derrière cet agencement de came comme l'indique la figure 8, le secteur 52 étant fixé à un manchon 54 dont le mouvement de rotation est produit par un levier 55 accouplé au levier de sélection de vitesses qui se déplace dans la grille 49.

Comme on peut le voir sur la figure 8, le levier 55, la manchon 54, le secteur 52 et la came 50 sont portés par un couvercle détachable 120, qui se trouve au côté droit de la boîte de vitesses, dans la position indiquée par le cercle dessiné en pointillé sur la figure 1. Ce couvercle est muni de bras de support 121 et 122 qui traversent une ouverture circulaire 123 du boîtier et qui supportent la came 50 et les comes 59 et 68 dont il sera question plus loin.

Si l'on examine maintenant la commande du train d'engrenage secondaire auxiliaire Y et du mouvement du collier 37, on voit que ceux-ci sont soumis à la commande de chemins de came 56 et 57 qui sont formés à la périphérie d'une came pouvant tourner 59. Les développements



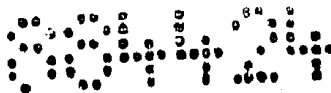
de ces cames sont dessinés sur la figure 10 et ils constituent des représentations du schéma de changement de vitesse du train d'engrenage secondaire auxiliaire Y et du collier 37 comme représenté schématiquement sur la figure 16. Par conséquent, la rainure de came 56 correspond à la partie de gauche de la figure 16 et la rainure 57 correspond à la partie de droite de la figure 16.

Un suiveur de came, représenté en 60 sur la figure 11, est en engagement avec la rainure 57, tandis qu'un suiveur de came correspondant (non représenté) se trouve en engagement avec la rainure 56. Comme ces suiveurs de came suivent leurs rainures respectives, le mouvement de coulissement axial nécessaire des fourchettes de sélecteur associées pour produire le mouvement du pignon 23 et du collier 37 a lieu. Comme on peut s'en rendre compte, comme la déviation nécessaire pour modifier le rapport de travail du train d'engrenage secondaire auxiliaire Y est importante, ceci doit être rendu par la déviation latérale T de la rainure de came 56, qui est nettement supérieure à celle de la rainure 57.

Comme on peut s'en rendre compte en examinant les figures 10 et 11, par le fonctionnement convenable de la came 59, on peut obtenir quatre rapports de vitesse différents en utilisant les deux positions du pignon 23 et les deux positions alternatives du collier 37.

La rotation de la came 59 est produite par un secteur denté 61 qui se trouve en engagement avec un pignon 62 formé sur la came 59, de la même manière que le sélecteur 52 se trouve en engagement avec le pignon 53. Le secteur 61 est monté sur les cannelures 64, d'un arbre 63, et l'arbre 63 est mis en rotation à l'intervention d'un bras, 65 relié au levier de changement de vitesse (non représenté) qui se déplace dans la grille 66 représentée sur la figure 12. L'arbre 63 est, lui aussi, porté par le couvercle 120. Par conséquent, le mouvement du levier qui se déplace dans la grille 66 fait tourner l'arbre 63 et, de là, fait tourner la came 59 par l'intermédiaire du secteur 61 et du pignon 62.

La commande de l'unité de synchronisation 36 est assurée par une rainure de came 67 formée dans une came 68. Le développement de cette rainure est représenté sur la figure 13 et il représente le schéma de changement de vitesse de l'unité de synchronisation 36, comme



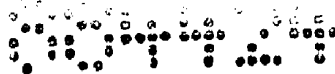
représenté schématiquement sur la figure 14.

La rainure de came 67 est en engagement avec le suiveur de came 69, comme on peut le voir sur la figure 11. La rotation de la came 68 est assurée par un secteur denté 70 qui est monté sur les cannelures 64 de l'arbre 63 et qui entraîne un pignon 71 formé sur la came 68. Comme on l'a dit précédemment, pour les rapports de commande en marche avant, le manchon de synchronisation 36b et le collier 37 sont déplacés tous deux ou bien vers la gauche, ou bien vers la droite à partir de leurs positions neutres. Ceci nécessite la synchronisation de la rotation de la came 59 et de la rotation de la came 68. Cette synchronisation est réalisée du fait que les deux secteurs d'engrènement 61 et 70 sont mis en rotation à partir de la même liaison par cannelures 64 sur l'arbre 63.

Lorsque le train d'engrenage primaire Z est actionné pour donner un rapport de commande en marche arrière, le manchon de synchronisation 36b et le collier 37 sont déplacés l'un vers la gauche et l'autre vers la droite par rapport à leurs positions neutres, afin que la commande soit transmise aux pignons intermédiaires 33 et 34.

Afin que le manchon de synchronisation 36b et le collier 37 puissent occuper des positions aux côtés opposés de leur position neutre, il est nécessaire de rompre la synchronisation de la rotation de la came 59 et de la rotation de la came 68. Ceci est obtenu par un déplacement axial de l'arbre 63 ayant pour effet que les cannelures 64 cessent d'être en prise avec le secteur d'engrènement 61 tout en restant en prise avec le secteur 70. Ce glissement de l'arbre 63 est obtenu soit par une traction, soit par une poussée exercée sur le câble 72 qui détermine l'actionnement du tringlage articulé 73 qui est fixé à l'extrémité de l'arbre 63.

Par exemple, si la gamme de vitesses en marche arrière R1 est choisie à la grille 66, ceci est réalisé en deux stades. Tout d'abord, si le levier ne se trouve pas déjà dans la position de la gamme A, il est déplacé vers cette position et il fait ainsi tourner les deux comes 59 et 68 en synchronisme sous la commande de l'arbre 63, vers la position convenable pour la gamme A. Ensuite, le levier est déplacé de la position de la gamme A vers la position de la gamme R1 de marche arrière. Ce mouvement détermine tout d'abord un déplacement du câble 72, lequel, à son tour, provoque le déplacement de l'arbre 63, entraînant ainsi le



dégagement du secteur 61 et, de là, laissant le train d'engrenage secondaire Y et le collier 37 dans la position de la gamme A, et le mouvement précité détermine en second lieu la rotation de la came 68 dans le sens opposé, provoquant ainsi le déplacement du manchon de synchronisation 36b de la position de la gamme A à la position de la gamme R1.

Comme on peut s'en rendre compte, le changement de vitesse procure quatre changements manuels de passage de la marche avant à la marche arrière et inversement entre les positions A, R1, B, B3 et C, R4. Chacun de ces changements n'implique que le déplacement du manchon d'accouplement de synchronisation 36b vers la droite ou vers la gauche selon le cas.

La figure 17 et la figure 18 sont des tableaux qui indiquent quels sont les pignons utilisés dans le changement de vitesse représenté dans les dessins pour obtenir chacun des trente-deux rapports du changement de vitesse. On a constaté qu'il était possible de prévoir que plusieurs des pignons utilisés dans le changement de vitesse présentent le même nombre de dents, ceci permettant d'utiliser soit des pignons ordinaires, soit, au moins, des machines à tailler les dentures de pignons ordinaires pour obtenir ces pignons, ce qui permet de réaliser une importante économie dans la fabrication du changement de vitesse en réduisant encore le nombre de pignons différents prévus. Suivant un exemple de réalisation du changement de vitesse décrit, le pignon 11 présente le même nombre de dents que le pignon 32, le pignon 13 présente le même nombre de dents que le pignon 28, le pignon 16 présente le même nombre de dents que le pignon 29 et le pignon 18 présente le même nombre de dents que le pignon 31.

Comme on l'a dit plus haut, les gammes de vitesses B et C sont les deux gammes de vitesses pour le travail agricole, tandis que la gamme de vitesses D est la gamme de vitesses sur route. Ainsi, par exemple, si un tracteur est utilisé dans un champ avec un instrument particulier, il fonctionne normalement soit dans la gamme de vitesses B, soit dans la gamme de vitesses C, et il y a normalement peu de nécessité d'effectuer une commutation entre ces deux gammes de vitesses, tandis que l'utilisateur devra avoir la possibilité d'effectuer la

6

commutation de l'une ou l'autre de ces gammes de vitesses qu'il utilise à la gamme de vitesses sur route D, par exemple pour le trajet à parcourir pour atteindre le champ et pour le trajet de retour du champ. Pour cette raison, la grille de changement de gammes de vitesses 66 qui est représentée sur la figure 12 est conçue de telle façon que la gamme de vitesse sur route D se trouve entre les deux gammes de vitesses de travail agricole B et C, afin que la gamme de vitesses D puisse être atteinte directement à partir de l'une ou de l'autre des gammes de vitesses B et C. On peut se rendre compte également, en examinant la figure 17, que le passage de la gamme de vitesses B ou de la gamme de vitesses C à la gamme de vitesses D ne nécessite qu'une modification à l'accouplement du changement de vitesse. Par exemple, le passage de la gamme de vitesses D à la gamme de vitesses C n'implique que le glissement du manchon d'accouplement 36b et le passage de la gamme de vitesses D à la gamme de vitesses B n'implique que le glissement du pignon 23. Ceci est comparativement plus avantageux que les passages entre les gammes de vitesses B et C qui impliquent à la fois le glissement du manchon d'accouplement 36b et le glissement du pignon 23. Par conséquent, la position de la gamme de vitesses D étant prévue entre la position de la gamme de vitesses B et la position de la gamme de vitesses C, les passages de l'une à l'autre des gammes de vitesses voisines à la grille 66 n'impliquent qu'une modification à l'accouplement du changement de vitesses.

Les profils des rainures de came 56 et 57 sont en principe des chemins de came rectilignes ou à grand rayon de courbure unis doucement entre eux par l'adoption de rayons appropriés 56a, 56b et 57a, 57b (voir figure 10). Ce profil simple est possible pour la raison que les changements de rapports commandés par ces rainures ne sont pas synchronisés.

Toutefois, les rainures 51 et 67 qui commandent les changements synchronisés sont de caractère "ondulé". Ainsi, par exemple, comme l'indique la figure 13, dans le cas de la rainure 67, le passage de la partie 67a à la partie 67b se fait par des parties incurvées 67c, 67d, 67e et 67f du côté gauche de la rainure et par les parties incurvées complémentaires 67g, 67h, 67i et 67j de l'autre côté de la rainure.

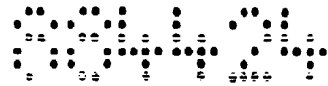
La comparaison entre les figures 10 et 13, qui sont dessinées à

la même échelle, indique qu'après un mouvement de came donné R de la came 68, il s'est produit un déplacement latéral S à partir de la position neutre du suiveur de came se trouvant dans la rainure 67, tandis que pour le même mouvement R de la came 59, un plus grand déplacement latéral S1 est obtenu. Ceci donne la certitude que le collier 37 se trouvera en engagement avec les dents 31a ou 32a avant que l'unité de synchronisation 36 accouple le pignon 28 ou le pignon 29 à l'arbre 30.

Dans la pratique, le déplacement latéral S est prévu pour reprendre les espaces morts dans l'unité de synchronisation et placer les parties de l'embrayage de synchronisation 36a en engagement, tandis que le déplacement latéral S1 est suffisant pour l'engagement partiel du collier 37 soit avec les dents 31a, soit avec les dents 32a. Après que la synchronisation a eu lieu, la rainure 67 produit encore un coulisement axial du manchon d'accouplement de synchronisation 36b, accouplant ainsi le pignon 28 ou le pignon 29 à l'arbre 30. Pendant ce mouvement supplémentaire le long de la rainure 67, le collier 37 est déplacé vers sa position de plein engagement par la rainure 57, ce qui achève un mouvement de déplacement latéral total de S2, Comme l'indique la figure 10.

La forme de la rainure 67 et la manière selon laquelle elle détermine le mouvement du suiveur de came y associé et du manchon seront maintenant expliquées de façon plus détaillée. La figure 19 représente une partie de la rainure 67 visible sur la figure 13, à une échelle agrandie par rapport à celle de cette figure. Le cercle 100 dessiné en pointillé indique la position neutre du suiveur de came qui est en engagement avec la rainure 67 au point de contact L. Si une force F est alors appliquée à la came 68, celle-ci détermine le déplacement du suiveur de came d'une distance S vers la droite, comme on peut le voir sur la figure 19, par suite du contact avec la zone P du côté de la rainure 67, pour reprendre les espaces morts dans les parties de l'embrayage de synchronisation en engagement à frottement, en vue de la production de leur effet de synchronisation. Le cercle 101 dessiné en pointillé représente la position que le suiveur de came occupe lorsque les parties de l'embrayage de synchronisation effectuent réellement la synchronisation, le suiveur

8



de came se trouvant en contact avec la rainure 67 au point M de la zone Q de la came.

Comme on peut s'en rendre compte en examinant la figure 19, les tangentes 102 et 103 au côté de la rainure 67 aux points de contact respectifs L et M sont inclinées respectivement de l'angle α' et de l'angle α par rapport à la ligne d'action de la force F appliquée à la came à partir du levier de sélecteur. De façon caractéristique, l'angle α' sera de 45 degrés et l'angle α sera de moins de 20 degrés et, de façon caractéristique, sera de 8 à 13 degrés (soit de 10 degrés). Une faible valeur de l'angle α pendant la synchronisation a pour effet que la force axiale FF réellement appliquée au suiveur de came et, de là, à la fourchette de sélecteur y associée est aussi grande que possible, de sorte que l'effort qui doit être exercé sur le levier du sélecteur de rapports pour l'engagement de tout engrenage synchromesh est maintenu aussi faible que possible.

Le fait que la force FF est d'autant plus grande que les angles α sont petites peut être facilement compris par les représentations à deux dimensions simplifiées de la géométrie du suiveur de came et de la rainure qui sont données sur la figure 20, sur laquelle la paroi de la rainure de came est représentée par la ligne droite β qui forme un angle α avec la ligne représentant le sens d'application de la force F à la came.

On peut voir que si le suiveur de came touche initialement la paroi (ligne β) au point 0 et si la force F déplace la came d'une petite distance périphérique 00', de telle sorte que la paroi occupe la position indiquée par la ligne en pointillé β' , le point de contact du suiveur de came avec la paroi de la rainure se sera déplacé axialement jusqu'à la position 0''.

Si l'on pose l'équation de l'entrée en action et de la sortie d'action du système de came et de galet, on a :

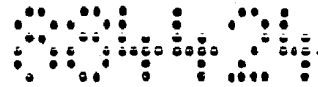
F x mouvement de la came = FF x déplacement axial du suiveur de came

$$F \times 00' = FF \times 00''$$

$$F = FF \times \frac{00''}{00'}$$

$$\underline{F = FF \text{ tang. } \alpha}$$

Par conséquent, à mesure que α diminue, la valeur de FF augmente



pour une valeur donnée de F .

Après que la synchronisation a eu lieu, l'organe d'accouplement de synchronisation est libre de se déplacer axialement et d'établir l'engagement du rapport de démultiplication voulu, le cercle 104 dessiné sur la figure 19 représentant la position de plein engagement. Ce mouvement de l'organe d'accouplement de synchronisation est déterminé par le contact de la zone N du côté de la rainure 67 (qui correspond à la partie 67d représentée sur la figure 13) avec le suiveur de came. Comme il n'est pas nécessaire d'appliquer le même niveau de force à l'organe d'accouplement de synchronisation après que la synchronisation a eu lieu, la zone incurvée N du côté de la rainure présente en général une inclinaison d'un angle plus important. Cette inclinaison plus importante signifie également qu'un mouvement axial plus important de la fourchette de sélecteur et de l'organe d'accouplement y associé peut être obtenue pour une mesure donnée de rotation de la came lorsque le suiveur de came agit sur la zone N du côté de la rainure.

Par conséquent, la forme des zones P et N du côté de la rainure 67 est choisie de façon à donner un important mouvement axial du suiveur de came pour une mesure donnée de rotation de la came, tandis que la forme de la zone Q voisine du point de contact M est choisie pour donner la plus grande force axiale pendant la synchronisation réelle.

On remarquera qu'au point de contact L,

$$FF_L = F/\text{tang. } 45^\circ = F/1,$$

et que, de la même manière, au point de contact M,

$$FF_M = F/\text{tang. } 10^\circ = F/0,1736.$$

La force produite au suiveur de came est donc approximativement 5,7 fois plus grande au point de contact M. Du fait que la force nécessaire pendant la synchronisation est approximativement cinq fois plus grande que celle qui est nécessaire à la position neutre L, il résulte qu'une charge en substance constante est nécessaire au levier de sélecteur pour toutes les positions de ce levier.

De façon caractéristique, le rapport de multiplication de force moyen du mécanisme sélecteur (c'est-à-dire le rapport force à la fourchette du sélecteur / force à la main du conducteur) est environ de 5 à 1, tandis que ce rapport est d'environ 2,3 à 1 à la position neutre et d'environ 13 à 1

8

lorsque la synchronisation se produit. Le rapport de multiplication moyen de la came, sur l'ensemble de son trajet, est

$$\frac{\text{déplacement total de la came}}{\text{déplacement total de la fourchette de sélecteur}} = C/T \text{ selon la figure 19.}$$

De façon caractéristique, ce rapport est de l'ordre de 2 à 1.

La forme de came "ondulée" qui a été décrite plus haut est également adoptée pour d'autres parties de la came 68 et de la came 50, qui commande les unités de synchronisation 21 et 22.

De même, bien que dans la construction qui a été décrite plus haut, les chemins de came avec lesquels les différents suiveurs de came sont en engagement soient constitués par des rainures taillées dans les éléments de cames, les chemins de came pourraient, comme on le comprendra, être constitués par des saillies s'élevant circonférentiellement formées aux surfaces périphériques des cames. De plus, chaque suiveur de came, au lieu de se déplacer entre des parois opposées formées par une rainure ou par des saillies, pourrait être sollicité de façon à se placer en engagement avec une seule paroi s'étendant circonférentiellement.

La figure 21 illustre une variante de réalisation du dispositif de sélection de rapports pour le train d'engrenage primaire Z et pour le train d'engrenage de changement de vitesse principal X.

Le train d'engrenage primaire Z est commandé par un élément de sélecteur 130 qui est supporté de façon articulée en 131 par un manchon pouvant tourner 132, porté par un couvercle amovible 133 qui ferme une ouverture de la boîte du changement de vitesse semblable à l'ouverture 122 dont il a été question plus haut. L'extrémité inférieure de l'élément 130 est reliée en 134 à un élément de sélecteur 135, à dents jumelées, qui est cannelé en 136 de façon à pouvoir coulisser axialement dans le manchon 132.

Les dents, désignées par 137 et 138, que présente l'élément de sélecteur 135 sont en engagement dans des creux 139 et 140 d'éléments 141 et 142 que portent respectivement des barres de sélecteur 143 et 144. Les barres 143 et 144 sont respectivement reliées à l'unité de synchronisation 36 et au collier 37.

L'élément de sélecteur 130 est relié à un levier de sélecteur 145, comme on l'a indiqué schématiquement en 146 sur la figure 21, ce levier pouvant se déplacer le long d'une grille en forme de S, qui est



représentée schématiquement en 147.

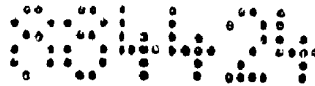
La figure 21 représente le levier dans une position neutre, pour laquelle ni l'unité de synchronisation 36, ni le collier 37 n'accouple aucun des pignons 28, 29, 31, 32 du train d'engrenage primaire Z aux arbres qui y sont associés. En vue de l'accouplement des pignons 29 et 32 aux arbres 30 et 19, l'élément de sélecteur 130 est mis en rotation, avec le manchon 132 et l'élément 135, sur l'axe 148, pour passer de la position dans laquelle il est représenté sur la figure 21, en tournant, vu dans le sens indiqué par la flèche C, dans le sens opposé à celui des aiguilles d'une montre, sous l'effet du mouvement du levier 145, à la position A/C de la grille 147. Ceci détermine le déplacement des deux barres de sélecteur 143 et 144 vers l'arrière et, ainsi, l'accouplement des pignons 29 et 32 aux arbres 30 et 19. Comme l'indique le marquage A/C de la grille, c'est ou bien la gamme de vitesses A, ou bien la gamme de vitesses C qui est engagée par ce mouvement du levier 145, selon la position qu'occupe le pignon 23 du train d'engrenage Y. Selon cette variante de réalisation du dispositif de sélection, le mouvement du pignon 23 peut être obtenu par tout moyen convenable, par exemple il peut être obtenu par voie électro-hydraulique, sous l'effet d'une pression exercée sur un bouton qui commande une valve actionnée par solénoïde qui, elle-même, commande l'amenée d'un fluide hydraulique à un organe d'actionnement hydraulique.

Afin qu'il soit sûr que le collier 37 puisse entrer en engagement avant l'unité de synchronisation 36, les espaces morts du tringlage de liaison (qui n'est pas représenté) entre la dent 137 et l'unité de synchronisation 36 sont prévus de façon à être plus grands que les espaces morts du tringlage de liaison (qui n'est pas non plus représenté) entre la dent 138 et le collier 137.

De façon analogue, le mouvement du levier 145 vers la position B/D provoque la rotation de l'élément de sélecteur 135 dans le sens des aiguilles d'une montre, sur l'axe 148 et, de cette manière, l'accouplement des pignons 28 et 31 aux arbres 30 et 19 et l'engagement de la gamme de vitesses B ou de la gamme de vitesses D, selon la position qu'occupe le pignon 23.

On obtient une gamme de vitesses de marche arrière RA en faisant

①



tourner le levier 145 vers la gauche à partir de la position B/D, de façon à faire tourner l'élément 130 dans le sens opposé à celui des aiguilles d'une montre sur le pivot 131, et à dégager ainsi la dent 138 du creux 140. Ceci a pour effet de déconnecter la barre 144 du mécanisme sélecteur et de permettre que le choix de la gamme de vitesses de marche arrière RA soit obtenu par le déplacement du levier 145 vers la position RA de la grille 147, qui détermine la rotation de l'élément 135 dans le sens opposé à celui des aiguilles d'une montre, sur l'axe 148, et le déplacement du manchon 36a vers l'arrière pour l'accouplement du pignon 29 à l'arbre 30.

On obtient une autre gamme de vitesses de marche arrière, la gamme de vitesses RB, en faisant tourner le levier 145 vers la droite à partir de la position A/C de façon à faire tourner l'élément 130 dans le sens des aiguilles d'une montre, sur le pivot 131, et à dégager ainsi le dent 138 du creux 140 pour la faire passer dans le creux 139 avec la dent 137. Ceci a pour effet de déconnecter la barre 144 du mécanisme sélecteur et de permettre que le choix de la gamme de vitesses de marche arrière RB soit obtenu par le déplacement du levier 145 vers la position RB de la grille 147, qui détermine la rotation de l'élément 135 dans le sens des aiguilles d'une montre, sur l'axe 148, et le déplacement du manchon 36b vers l'avant pour l'accouplement du pignon 28 à l'arbre 30.

Comme on peut s'en rendre compte, deux gammes de vitesses de marche arrière peuvent être choisies alors que le levier de changement de vitesse se trouve dans la position RA, selon la position occupée par le pignon 23, et, de même, deux gammes de vitesses de marche arrière peuvent être choisies alors que le levier de changement de vitesse se trouve dans la position RB, selon la position occupée par le pignon 23.

Le train d'engrenage de changement de vitesse principal à quatre vitesses X est commandé par un élément de sélecteur pouvant tourner 150, qui est supporté par le couvercle 133 et qui est relié (comme on l'a indiqué schématiquement en 151) à un autre levier de sélecteur, le levier 152, qui se déplace dans une grille rectiligne 153. L'élément 150 est relié par un arbre 154 à un élément de came de type plaque 155 (d'une manière qui n'est pas représentée) de telle sorte que la rotation de l'élément 150 fasse tourner l'arbre 154 et, de cette manière, la came

155 sur l'axe 156.

L'élément de came 155 est représenté schématiquement sur la figure 22 tel qu'il se présente lorsqu'il est vu dans le sens indiqué par la flèche C de la figure 21 ; cet élément de came 155 est percé d'une boutonnière 157 pour le passage de l'élément de sélecteur 135 et il présente deux chemins de came 158 et 159 pour l'actionnement des unités de synchronisation 22 et 21 respectivement. Des suiveurs de came distincts 160 et 161 sont en engagement avec les chemins de came, seul le suiveur de came 161 du chemin de came 158 étant représenté sur la figure 21, et les centres des deux suiveurs de came 160 et 161 sont situés et maintenus sur la ligne 170 dessinée sur la figure 22.

Lorsque le levier 152 occupe la position dans laquelle il est représenté sur la figure 21, les deux suiveurs de came se trouvent en alignement, dans leurs positions neutres, qui sont représentées par les cercles en pointillé 160 et 161 sur la figure 22. Chaque suiveur de came est relié à l'unité de synchronisation y associée par un bras et par une barre de changement de vitesse, tels que le bras 162 et la barre 163 du suiveur de came 161 qui sont représentés sur la figure 21.

Comme on peut le remarquer, si l'on fait tourner le levier 152 vers l'arrière pour lui faire prendre la position de seconde vitesse, l'élément de came 155 tourne dans le sens opposé à celui des aiguilles d'une montre par rapport à la position dans laquelle il est représenté sur la figure 22 et les suiveurs de came prennent respectivement les positions représentées sur cette figure par les cercles en pointillé 160' et 161', ce qui détermine un mouvement du manchon 21a vers l'arrière pour le passage à la seconde vitesse du train d'engrenage de changement de vitesse principal X.

De façon analogue, si l'on fait tourner le levier 152 vers l'avant de manière à le faire passer de la position neutre dans laquelle il est représenté sur la figure 21 à la position de troisième vitesse, l'élément de came 155 tourne dans le sens des aiguilles d'une montre par rapport à la position dans laquelle il est représenté sur la figure 22 et les suiveurs de came prennent respectivement, dans les chemins de came, les positions dans lesquelles ils sont représentés sur cette figure par les cercles en pointillé 160'' et 161'', ce qui détermine un mouvement du

6

manchon 22a vers l'avant pour le passage à la troisième vitesse du train d'engrenage de changement de vitesse principal X.

Ainsi que l'on peut s'en rendre compte, on peut choisir la troisième et la quatrième vitesse du train d'engrenage X en déplaçant le levier 152 de façon à lui faire prendre les positions convenables dans la grille 153, ce qui a pour effet de faire prendre aux suiveurs de came les positions respectives dans lesquelles ils sont représentés sur la figure 22 par les cercles en pointillé 160^{'''}, 161^{'''} et 160^{'''} et 161^{'''}.

Comme on l'a dit plus haut, la figure 22 représente l'élément de came 155 de façon schématique, et les deux chemins de came 158 et 159 ne sont pas représentés comme ayant la forme de came "ondulée" qui a été décrite de manière détaillée avec référence aux figures 19 et 20. On comprendra toutefois que dans la pratique, la forme de came ondulée sera utilisée pour les chemins de came 158 et 159, afin que l'effort de levier nécessaire à la synchronisation soit réduit.

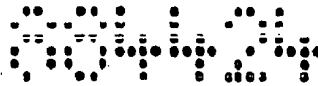
1

REVENDICATIONS

1. Dispositif de changement de vitesse pour véhicules caractérisé en ce qu'il comporte un arbre primaire, un arbre secondaire et un arbre intermédiaire qui sont parallèles l'un à l'autre et qui sont munis chacun d'un premier pignon et d'un second pignon, les premiers pignons de l'arbre primaire et de l'arbre secondaire étant en prise constante et le premier pignon de l'arbre intermédiaire étant en prise constante avec le premier pignon seul de l'arbre primaire, les seconds pignons de l'arbre primaire et de l'arbre secondaire étant également en prise constante et le second pignon de l'arbre intermédiaire étant en prise constante avec le second pignon seul de l'arbre secondaire, un premier dispositif d'embrayage destiné à accoupler alternativement le premier ou le second ^{pignon} de l'arbre primaire à l'arbre primaire, un second dispositif d'embrayage destiné à accoupler alternativement l'arbre secondaire, l'un des premier et second dispositifs d'embrayage étant une unité d'embrayage synchronesh du type spécifié et l'autre des premier et second dispositifs d'embrayage précités étant une unité d'embrayage non synchronesh, et un dispositif de commande destiné à mettre en prise le premier et le second dispositif d'embrayage afin d'obtenir un certain nombre de rapports différents à l'arbre secondaire, le dispositif de commande pouvant être actionné pour assurer que l'unité d'embrayage non synchronesh se trouve en engagement avant l'unité d'embrayage synchronesh lors du choix de chaque rapport à l'arbre secondaire.

2. Dispositif de changement de vitesse suivant la revendication 1, caractérisé en ce que le premier dispositif d'embrayage est l'unité d'embrayage synchronesh.

3. Dispositif de changement de vitesse suivant la revendication 1 ou suivant la revendication 2, caractérisé en ce que le dispositif de commande comporte un sélecteur de rapports relié à un élément d'accouplement de chaque unité d'embrayage, chaque élément d'accouplement pouvant être déplacé axialement dans les deux sens à partir d'une position centrale de désaccouplement pour accoupler sélectivement soit le premier pignon, soit le second pignon à l'arbre correspondant, et en ce que le dispositif de commande

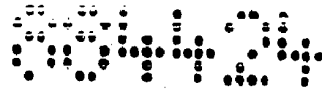


de comporte en outre un moyen de déconnexion destiné à déconnecter l'un des éléments d'accouplement du sélecteur de rapports pendant une partie de la sélection des rapports à l'arbre secondaire qui nécessitent le déplacement des éléments d'accouplement dans des sens axiaux opposés, l'agencement étant tel que pendant la sélection de ces rapports à l'arbre secondaire, les deux éléments d'accouplement soient initialement déplacés dans le même sens axial pour que soit accomplie la première partie de la sélection de l'un au moins de ces rapports, le dispositif de déconnexion étant ensuite actionné, et l'un des éléments d'accouplement étant ensuite déplacé dans le sens axial opposé pour que soit achevée la sélection du rapport.

4. Dispositif de changement de vitesse suivant la revendication 3, caractérisé en ce que le sélecteur de rapports est relié à un premier dispositif de came mobile muni d'un suiveur de came coopérant pour le déplacement de l'élément d'accouplement du premier dispositif d'embrayage et est relié à un second dispositif de came mobile muni d'un suiveur de came coopérant pour le déplacement de l'élément d'accouplement du second dispositif d'embrayage, les deux dispositifs de came étant conformés pour assurer que pendant leur déplacement par le sélecteur de rapports en vue du choix de tout rapport donné à l'arbre secondaire, le suiveur de came relié à l'unité d'embrayage non synchronesh détermine l'engagement de l'unité d'embrayage non synchronesh en premier lieu.

5. Dispositif de changement de vitesse suivant la revendication 4, caractérisé en ce que le dispositif de came associé à l'unité d'embrayage synchronesh présente trois zones, une première zone, avec laquelle le suiveur de came associé se place en contact pendant le déplacement de l'élément d'accouplement de l'unité synchronesh vers sa position de synchronisation, une deuxième zone, avec laquelle le suiveur de came se place en contact pendant la synchronisation, et une troisième zone, avec laquelle le suiveur de came se place en contact après que la synchronisation a eu lieu et tandis que l'élément d'accouplement est déplacé vers la position de plein engagement, la première, la deuxième et la troisième zone présentant une forme telle qu'une tangente à la surface de la seconde zone du dispositif de came au point de contact avec le

8



suiveur de came pendant la synchronisation forme un angle plus petit avec le sens de déplacement du dispositif de came que les tangentes tracées aux points de contact avec la première et la troisième zone du dispositif de came, de telle sorte que pour un effort de sélection donné appliqué au dispositif de came, un effort d'engagement de rapport plus important soit appliqué au suiveur de came pendant la synchronisation que lorsque le suiveur de came se trouve en contact avec la première et la troisième zone.

6. Dispositif de changement de vitesse suivant la revendication 5, caractérisé en ce que l'angle d'inclinaison précité de la tangente au point de contact pendant la synchronisation est de moins de 20 degrés.

7. Dispositif de changement de vitesse suivant la revendication 4, caractérisé en ce que le moyen de déconnexion est prévu pour déconnecter l'un des dispositifs de came du sélecteur de rapports pendant la partie précitée de la sélection des rapports à l'arbre secondaire qui nécessitent le déplacement des éléments d'accouplement dans des sens axiaux opposés.

8. Dispositif de changement de vitesse suivant la revendication 7, caractérisé en ce que la liaison entre le sélecteur de rapports et les dispositifs de came est réalisée par l'intermédiaire d'un arbre cannelé pouvant tourner et de dents coopérantes adjointes pour la coopération à chaque dispositif de came, et en ce qu'un tringlage articulé est prévu pour déplacer axialement l'arbre cannelé en vue du dégagement des dents adjointes à l'un des dispositifs de came, qui détermine ainsi la déconnexion du dispositif de came associé du sélecteur de rapports.

9. Dispositif de changement de vitesse suivant la revendication 3, caractérisé en ce que le dispositif de commande comporte deux barres à déplacement dans l'ensemble parallèle, une pour chaque élément d'accouplement, et en ce que le sélecteur de rapports est relié à un élément de sélecteur qui présente deux parties pouvant se placer ^{en engagement} avec des parties coopérantes associées aux deux barres, les parties que présente l'élément de sélecteur pouvant se déplacer dans des directions dans l'ensemble parallèles aux directions des barres pour déplacer ces barres, et pouvant également se déplacer dans des directions dans l'ensemble perpendiculaires

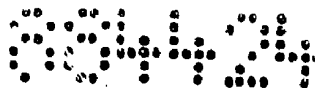
aux directions précitées des barres pendant la sélection des rapports à l'arbre secondaire qui nécessitent le déplacement des éléments d'accouplement dans des sens opposés en vue de la déconnexion de l'une des parties précitées que présente l'élément de sélecteur de la partie coopérante que présente la barre, déterminant ainsi la déconnexion de l'élément d'accouplement associé du sélecteur de rapports.

10. Dispositif de changement de vitesse suivant la revendication 9, caractérisé en ce que les espaces morts, au total, devant être repris au tringlage entre l'élément d'accouplement de l'embrayage non synchronesh et la partie associée de l'élément de sélecteur avant l'engagement de l'élément d'accouplement non synchronesh sont prévus de façon à être inférieurs aux espaces morts, au total, devant être repris au tringlage entre l'élément d'accouplement de l'embrayage synchronesh et la partie associée de l'élément de sélecteur avant l'engagement de l'élément d'accouplement synchronesh, assurant ainsi que l'élément d'accouplement non synchronesh sera toujours en engagement en premier lieu.

11. Dispositif de changement de vitesse suivant l'une quelconque des revendications 1 à 10, caractérisé en ce que l'unité d'embrayage non synchronesh est un embrayage à cliquet du type collier.

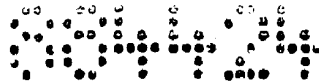
12. Changement de vitesse pour véhicules caractérisé en ce qu'il comporte la combinaison d'un dispositif de changement de vitesse suivant l'une quelconque des revendications 1 à 11 en série avec une unité de changement de vitesse à rapports multiples principale comportant un arbre primaire et un arbre intermédiaire parallèles et un arbre primaire et un arbre secondaire coaxiaux, l'arbre secondaire du dispositif de changement de vitesse formant un prolongement de l'arbre primaire de l'unité de changement de vitesse précitée ou entraînant coaxialement l'arbre primaire de cette unité de changement de vitesse, et l'arbre intermédiaire de l'unité de changement de vitesse précitée étant coaxial à l'arbre primaire du dispositif de changement de vitesse.

13. Changement de vitesse pour véhicules suivant la revendication 12, caractérisé en ce qu'un train d'engrenage secondaire à deux vitesses agit entre l'arbre intermédiaire et l'arbre secondaire de l'unité de changement de vitesse précitée.



14. Changement de vitesse pour véhicules suivant la revendication 13, caractérisé en ce que le dispositif de changement de vitesse et le train d'engrenage secondaire fournissent ensemble une gamme de vitesses de déplacement inférieure, deux gammes de vitesses de travail intermédiaires, et une gamme de vitesses sur route supérieure pour le changement de vitesse, l'agencement étant tel que la gamme de vitesses sur route puisse être engagée à partir de l'une ou l'autre gamme de vitesses de travail en changeant le pignon accouplé par l'un des dispositifs d'embrayage du dispositif de changement de vitesse ou en changeant le rapport de fonctionnement du train d'engrenage secondaire à deux vitesses.

15. Mécanisme sélecteur de rapports de changement de vitesse destiné à déplacer un élément d'accouplement d'une unité synchronesh du type spécifié, caractérisé en ce qu'il comprend un élément de came prévu pour être déplacé par un dispositif sélecteur de rapports et muni d'une surface de came avec laquelle se place en contact un suiveur de came relié pour le fonctionnement à l'élément d'accouplement, le suiveur de came étant prévu pour déplacer l'élément d'accouplement lors du mouvement du dispositif sélecteur de rapports, la surface de came présentant trois zones, une première zone, avec laquelle le suiveur de came se place en contact pendant le déplacement de l'élément d'accouplement vers la position de synchronisation, une deuxième zone, avec laquelle le suiveur de came se place en contact pendant la synchronisation, et une troisième zone, avec laquelle le suiveur de came se place en contact après que la synchronisation a eu lieu et tandis que l'élément d'accouplement est déplacé vers la position de plein engagement, la première, la deuxième et la troisième zone présentant une forme telle qu'une tangente à la surface de came au point de contact avec le suiveur de came pendant la synchronisation forme un angle plus petit avec le sens de déplacement de l'élément de came que les tangentes tracées aux points de contact avec la première et la troisième zone de la surface de came, de telle sorte que pour un effort de sélection donné appliqué à l'élément de came, un effort d'engagement de rapport plus important soit appliqué au suiveur de came pendant la synchronisation que lorsque le suiveur de came se trouve en contact avec la première et la troisième zone.

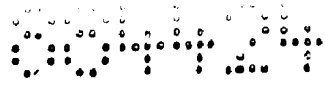


16. Mécanisme sélecteur de rapports de changement de vitesse caractérisé en ce qu'il comporte un dispositif sélecteur de rapports, avec un premier et un second élément d'accouplement de rapports pouvant se déplacer pour choisir un certain nombre de rapports d'un changement de vitesse associé, et un dispositif de tringlage destiné à déplacer les éléments d'accouplement de rapports en réponse au déplacement du dispositif sélecteur de rapports, le dispositif de tringlage comportant un dispositif de déconnexion destiné à déconnecter l'un des éléments d'accouplement de rapports du dispositif sélecteur pendant la sélection d'au moins un rapport de changement de vitesse, l'agencement étant tel que pour la sélection du rapport en question au moins, les deux éléments d'accouplement d'engrenage soient initialement déplacés en synchronisme en réponse au déplacement du dispositif sélecteur pour achever la première partie de la sélection du rapport en question, le dispositif de déconnexion étant ensuite actionné, et la sélection du rapport en question étant achevée par un mouvement supplémentaire de l'un seulement des éléments d'accouplement de rapports en réponse au mouvement supplémentaire du dispositif sélecteur, le dispositif sélecteur étant agencé pour renvoyer les éléments d'accouplement de rapports au synchronisme lors du déplacement du dispositif sélecteur afin de désaccoupler le rapport en question.

Massey-Ferguson Services N. V.

Bruxelles, le 23 juillet 1980

P. P. Bugnion S. A.



MASSEY-FERGUSON SERVICES N. V.

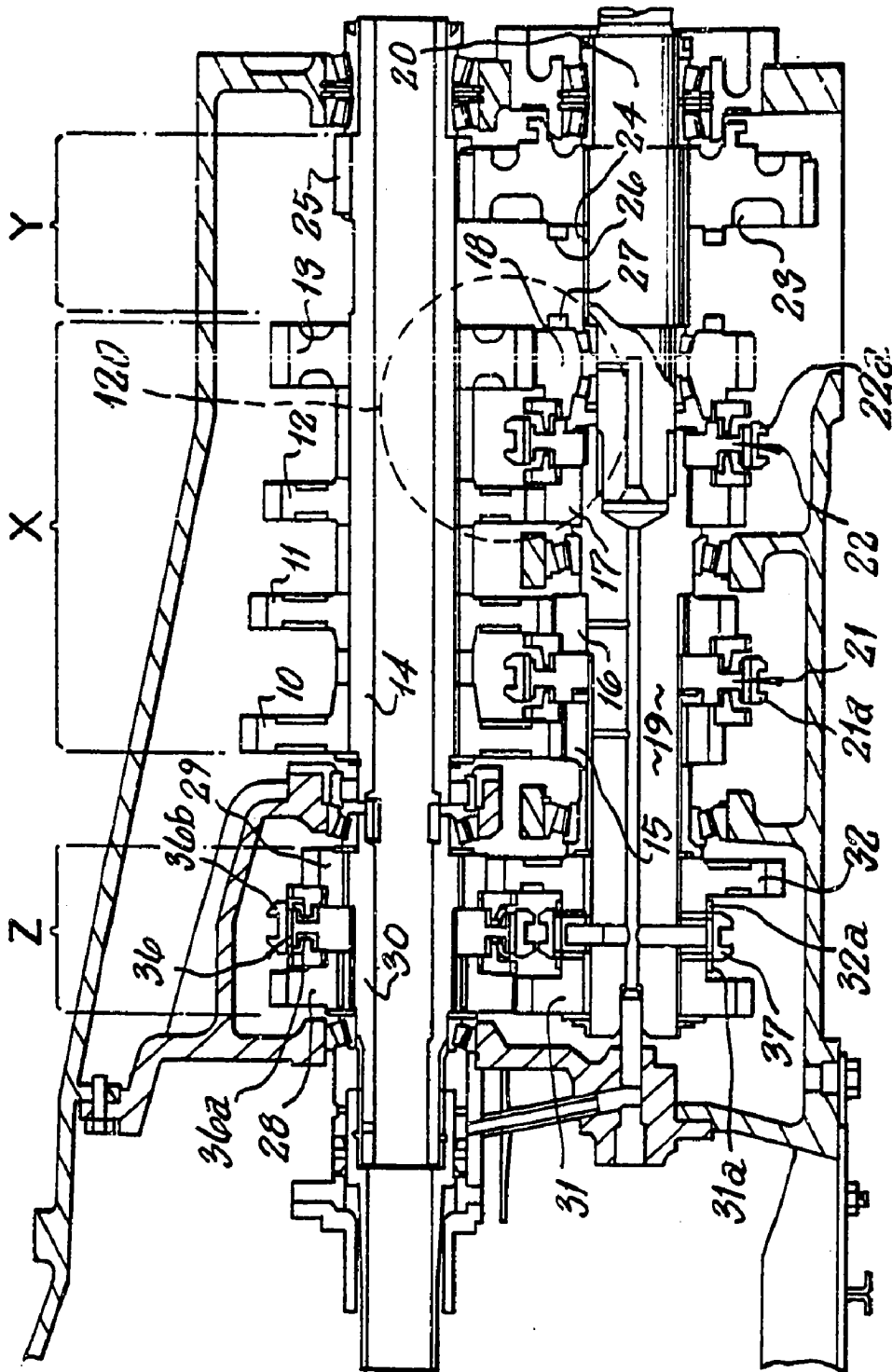
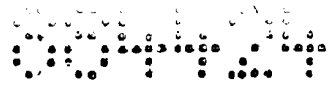


FIG. 1

Bruxelles, le 23 juillet 1980
F. P. Bugnion S. A.



MASSEY-FERGUSON SERVICES N. V.

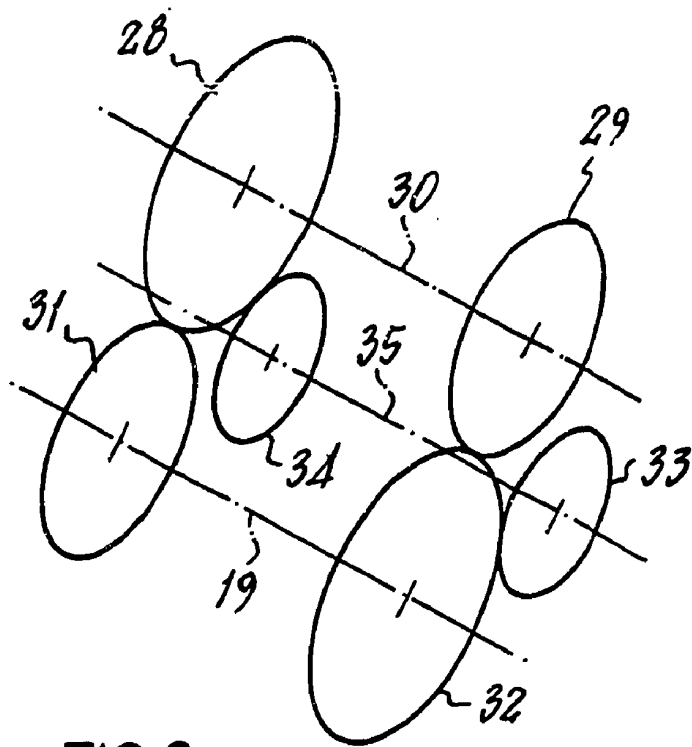
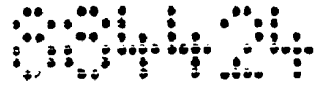


FIG. 2

Bruxelles, le 23 juillet 1980

P. P. Bugnion S.A.



MASSEY-FERGUSON SERVICES N. V.

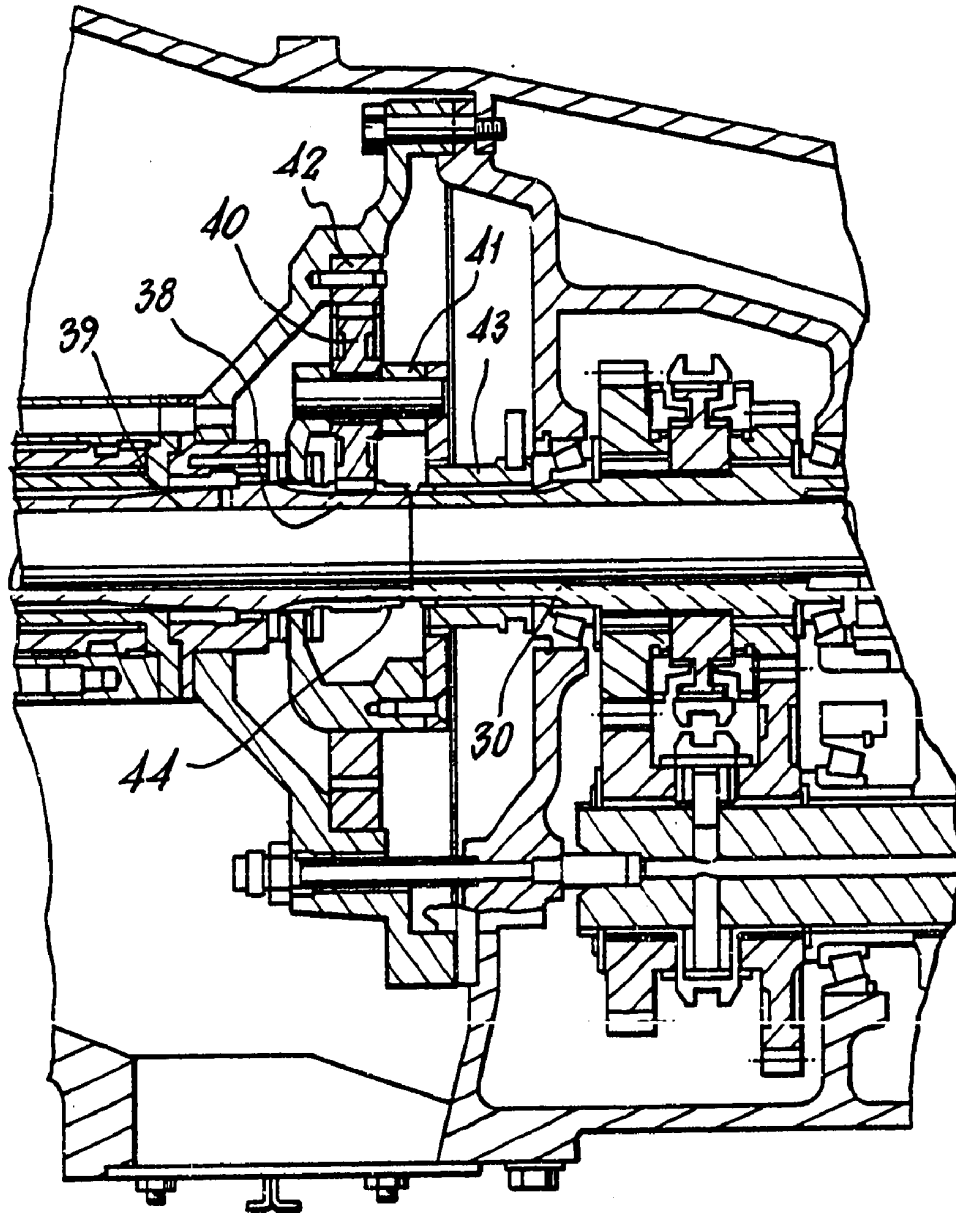
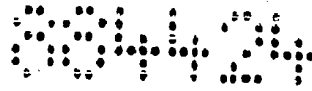


FIG. 3

Bruxelles, le 23 juillet 1980
P. P. Bugnion S.A.





MASSEY-FERGUSON SERVICES N. V.

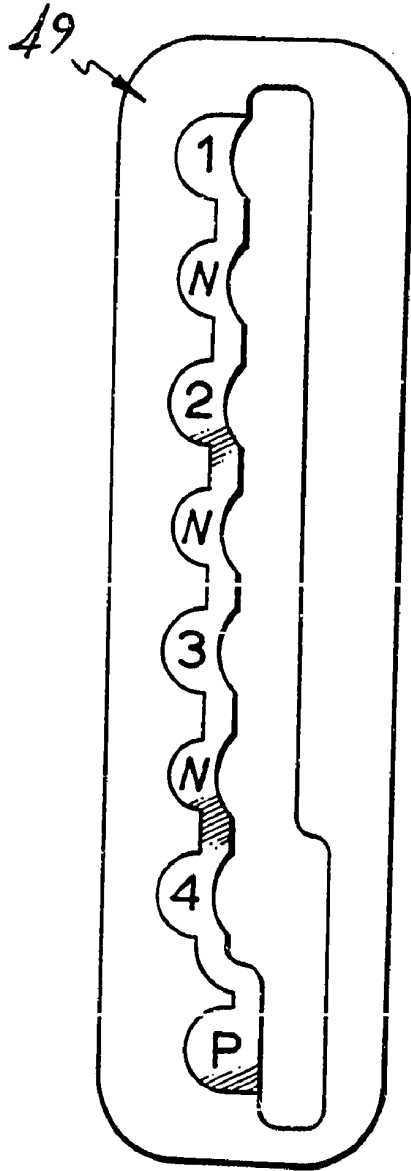
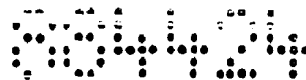


FIG. 4

Bruxelles, le 23 juillet 1980

P. P. Bugnion S.A.



MASSEY-FERGUSON SERVICES N. V.

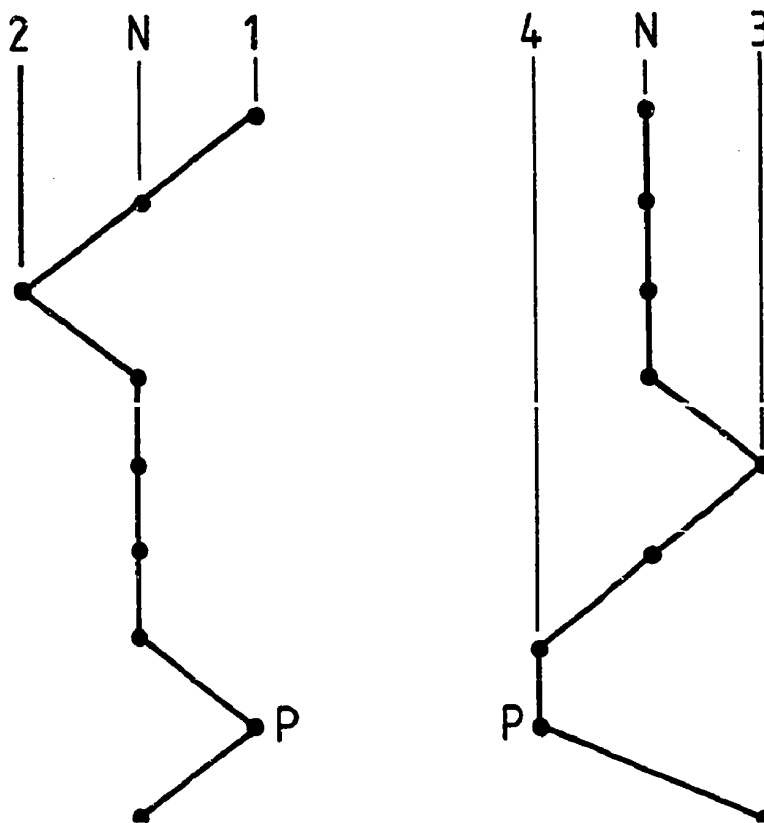
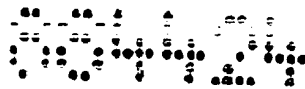


FIG. 5

Bruxelles, le 23 juillet 1980
P. P. Bugnion S.A.



MASSEY-FERGUSON SERVICES N. V.

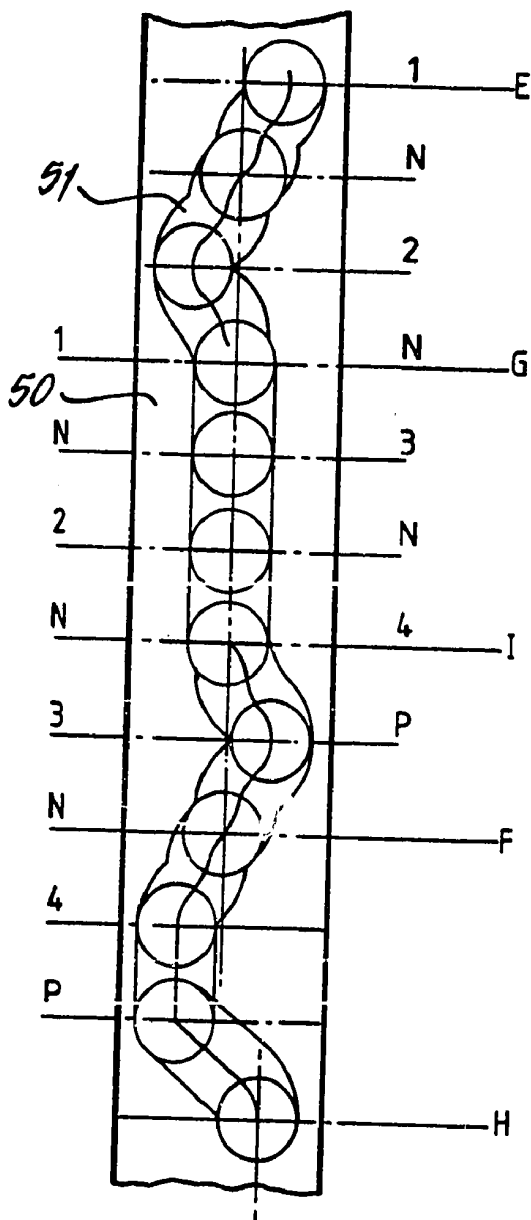
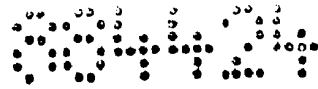


FIG. 6

Bruxelles, le 23 juillet 1980
P. P. Bugnion S.A.



MASSEY-FERGUSON SERVICES N. V.

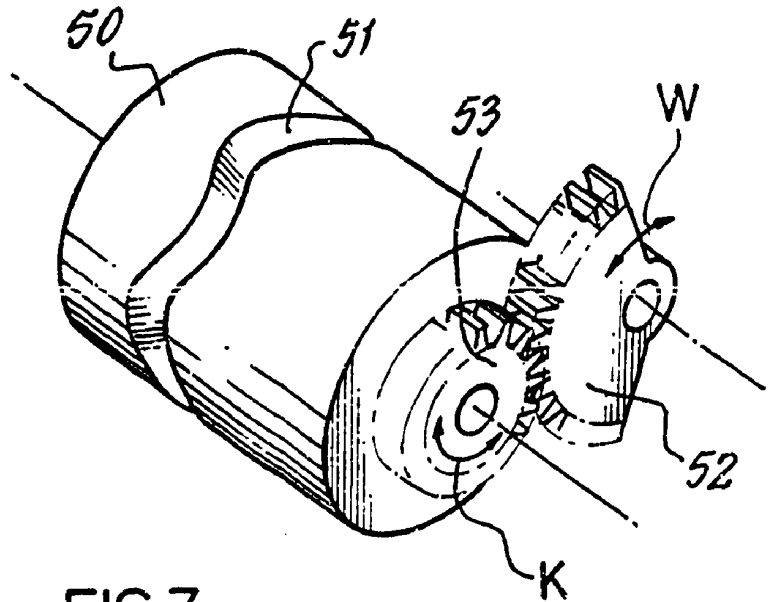


FIG. 7

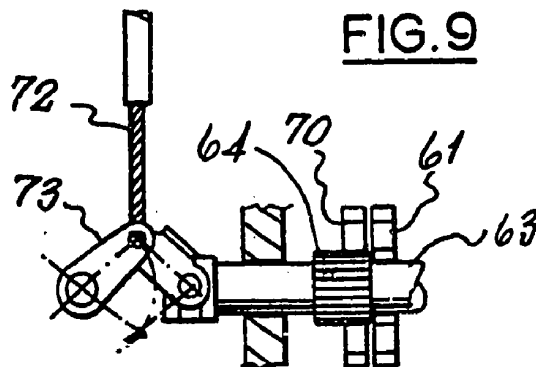
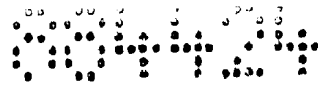


FIG. 9

Bruxelles, le 23 juillet 1980

P. F. Bugnion S.A.



MASSEY-FERGUSON SERVICES N. V.

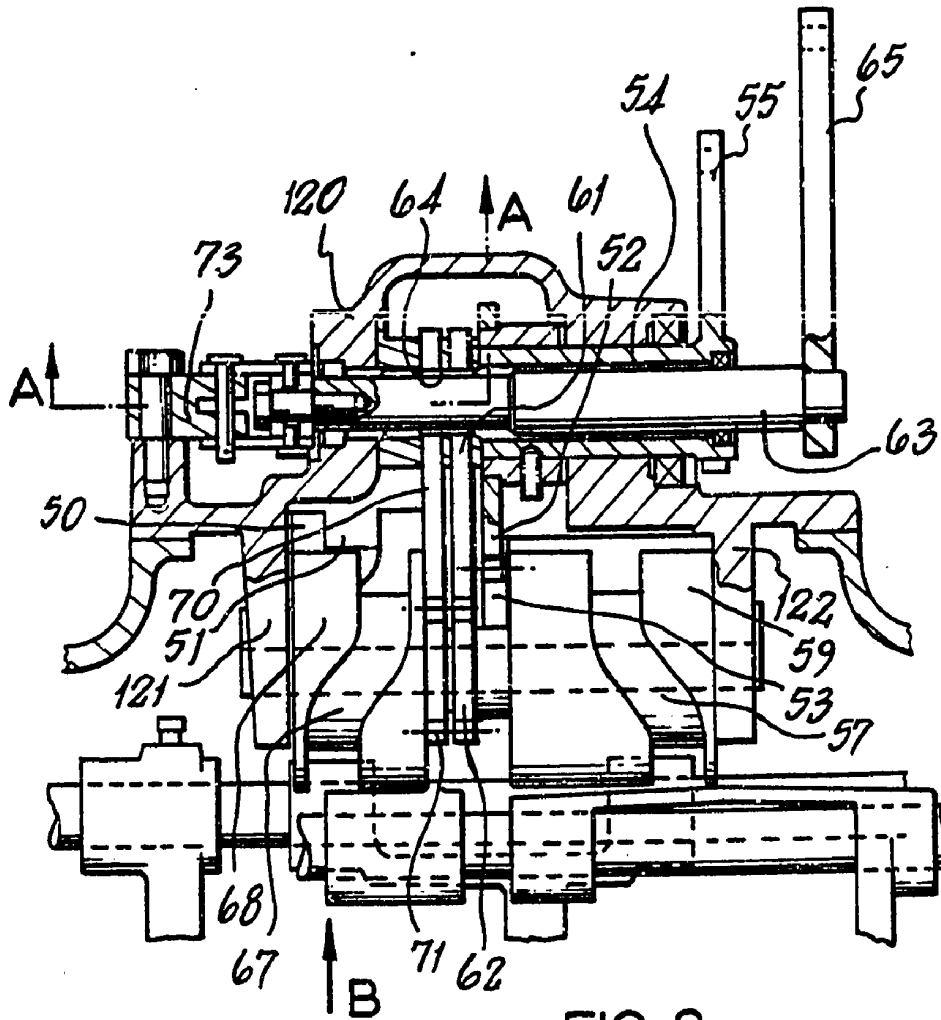
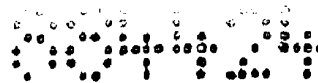


FIG. 8

Bruxelles, le 23 juillet 1980
P. P. Bugnion S. A.



MASSEY-FERGUSON SERVICES N. V.

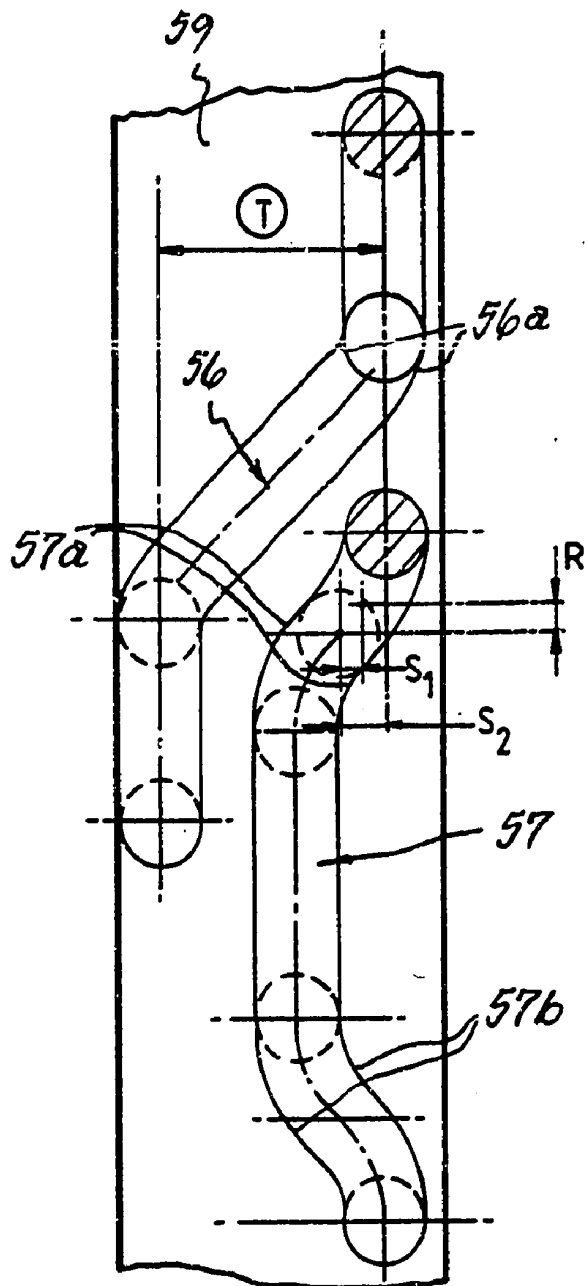


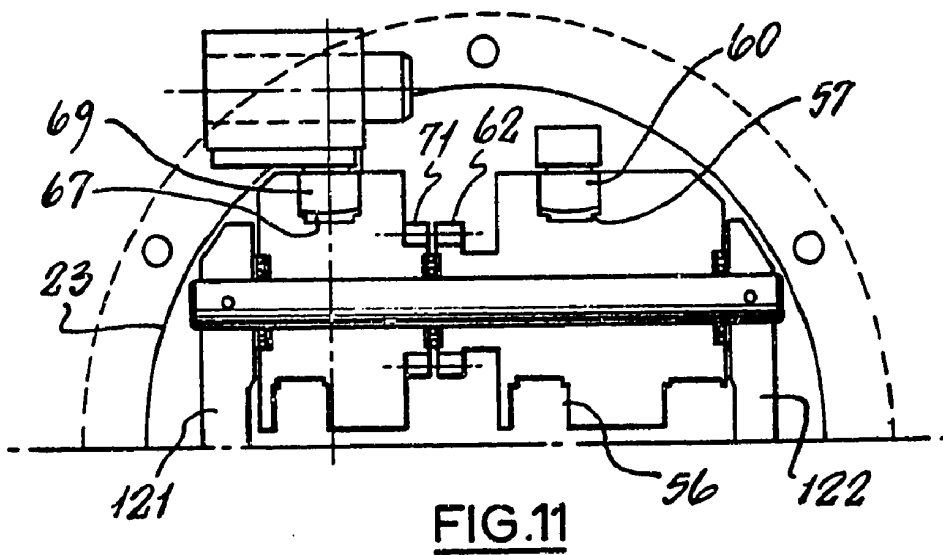
FIG. 10

Bruxelles, le 23 juillet 1980

P. P. Bugnion S.A.



MASSEY-FERGUSON SERVICES N. V.



Bruxelles, le 23 juillet 1980

P.P. Bugnion S.A.

6644

MASSEY-FERGUSON SERVICES N. V.

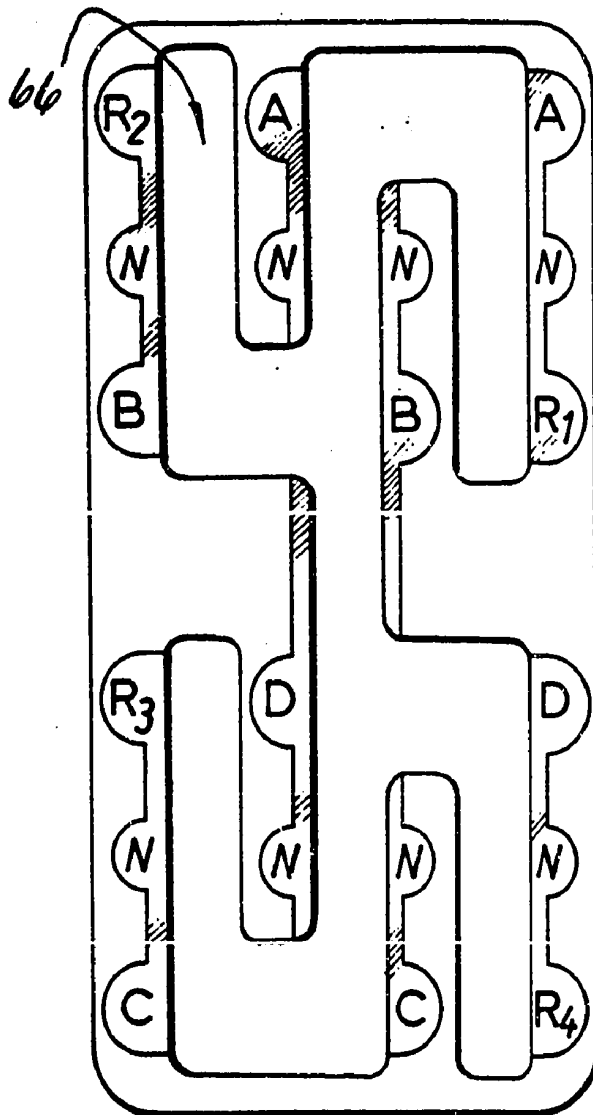


FIG. 12

Bruxelles, le 23 juillet 1980

P. P. Bugnion S. A.

MASSEY-FERGUSON SERVICES N. V.

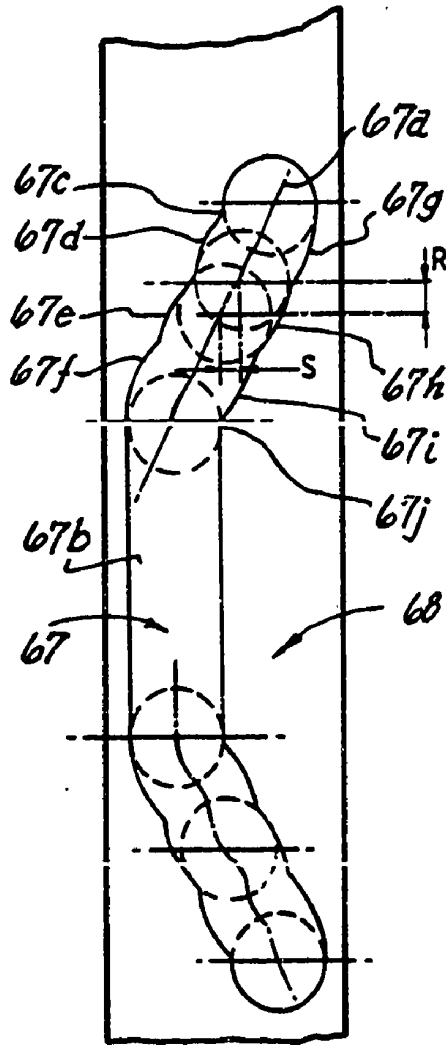


FIG.13

Bruxelles, le 23 juillet 1980
P. P. Bugnion S. A.

MASSEY-FERGUSON SERVICES N. V.

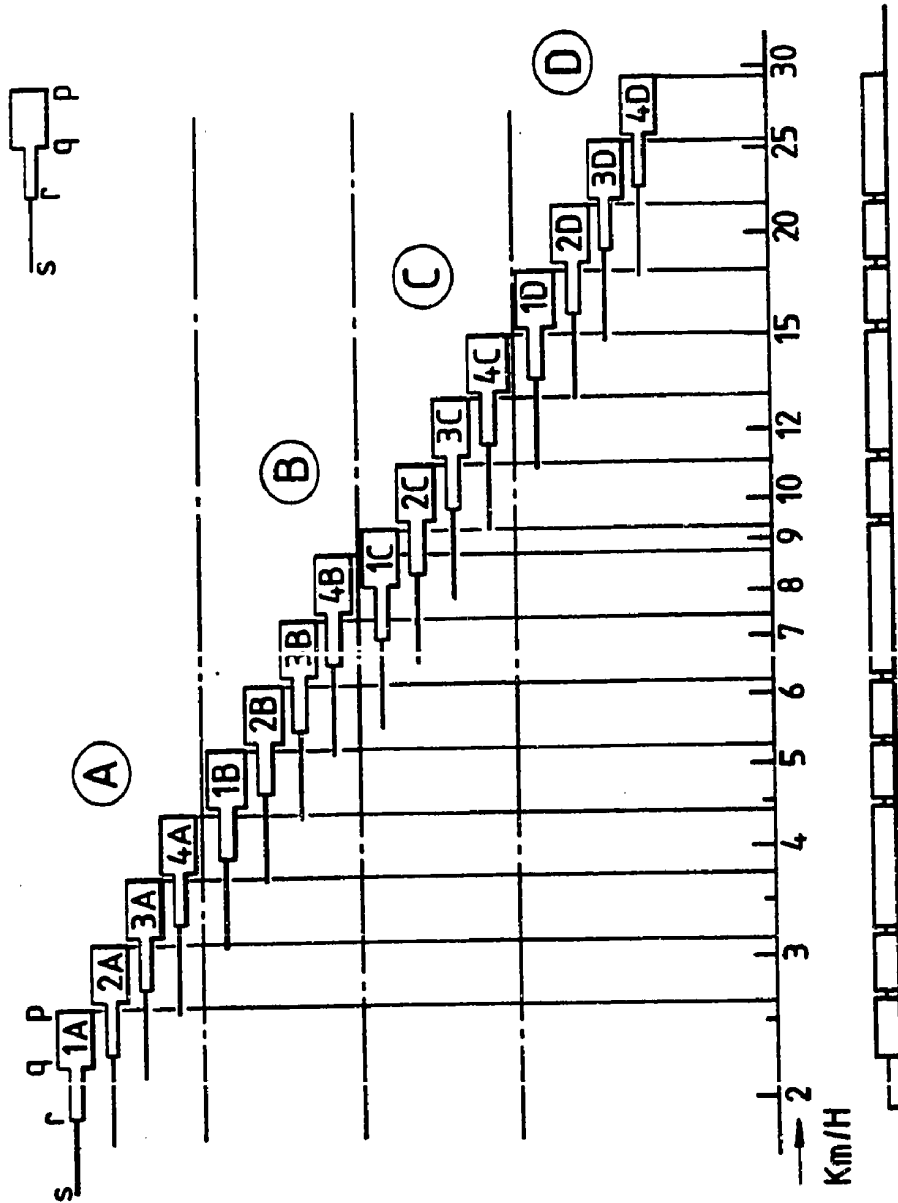
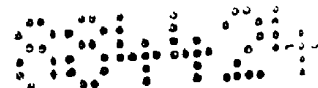


FIG.15

Bruxelles, le 23 juillet 1980
P. P. Bugnion S.A.

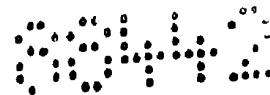


Gamme de vitesses de marche avant	No. du rapport de marche avant	Pignons du train d'engrenage primaire Z utilisés, désignés par leur nombre de réf.		Pignons du train d'engrenage principal X utilisés, désignés par leur nombre de réf.				Pignons du train d'engrenage secondaire Y utilisés, désignés par leur nombre de réf.	
		29,32	28,31	10,15	11,16	12,17	13,18	23, 25	13,18,23
A	1	X		X				X	
	2	X			X			X	
	3	X				X		X	
	4	X					X	X	
B	5		X	X				X	
	6		X		X			X	
	7		X			X		X	
	8		X				X	X	
C	9	X		X					X
	10	X			X				X
	11	X				X			X
	12	X					X		X
D	13		X	X					X
	14		X		X				X
	15		X			X			X
	16		X				X		X

FIG. 17

Bruxelles, le 23 juillet 1980

P. P. Bugnion S.A.



Gamme de vitesse de marche arrière	No. du rapport de marche arrière	Pignons du train d'engrenage prim. Z utilisés, désignés par leur nombre de référence				Pignons du train d'engrenage principal X utilisés, désignés par leur nombre de référence				Pignons du train d'engrenage secondaire Y utilisés, désignés par leur nombre de référence	
		28 34 33 32	29, 32, 33, 34, 28, 31	10, 15	11, 16	12, 17	13, 18	23, 25	13, 18, 23		
R ₁	1	X		X				X			
	2	X			X			X			
	3	X				X		X			
	4	X					X	X			
R ₂	5		X	X				X			
	6		X		X			X			
	7		X			X		X			
	8		X				X	X			
R ₃	9	X		X						X	
	10	X			X					X	
	11	X				X				X	
	12	X					X			X	
R ₄	13		X	X						X	
	14		X		X					X	
	15		X			X				X	
	16		X				X			X	

FIG. 18

Bruxelles, le 23 juillet 1980
P. P. Bugnion S. A.

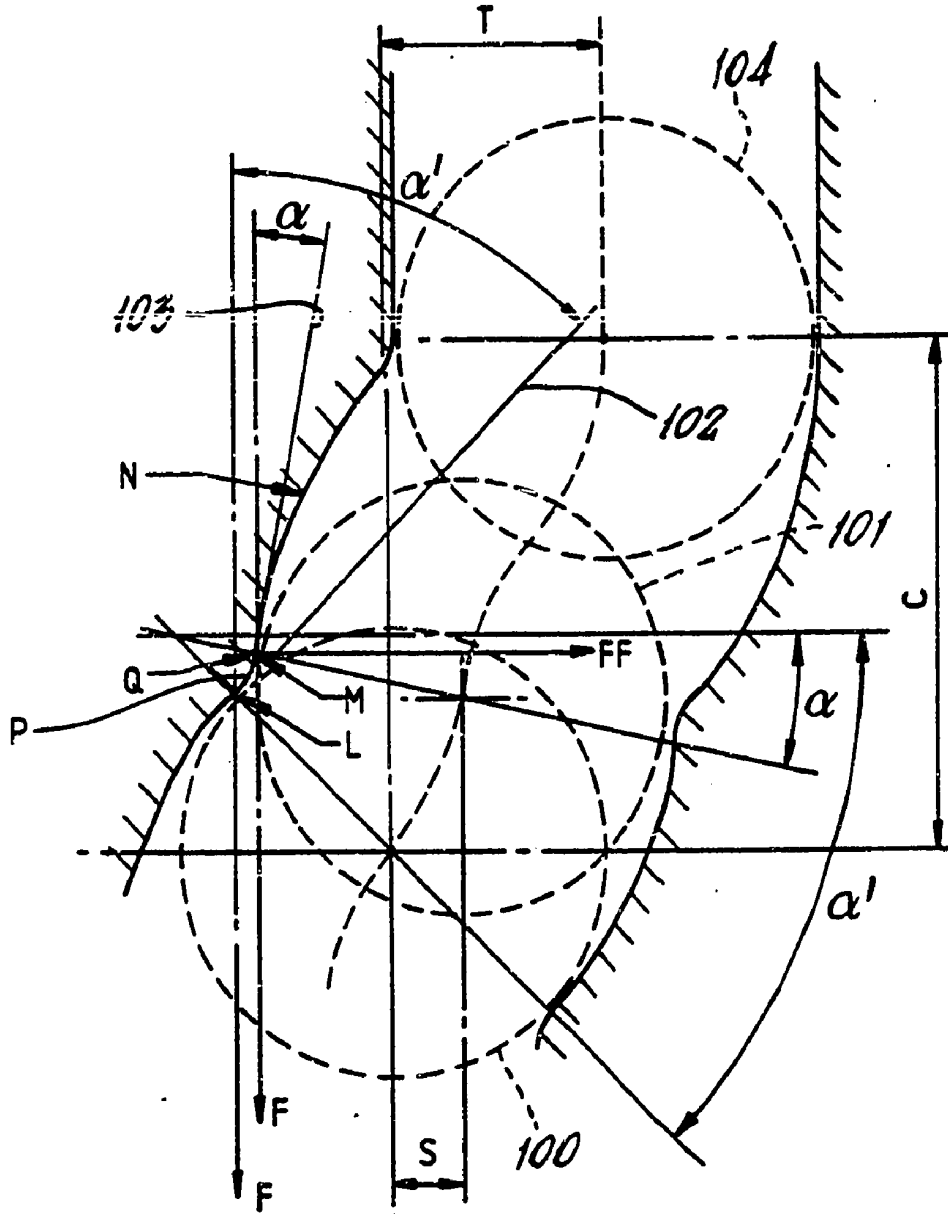


FIG.19

Bruxelles, le 23 juillet 1980
P. P. Bugnion S. A.

MASSEY-FERGUSON SERVICES N. V.

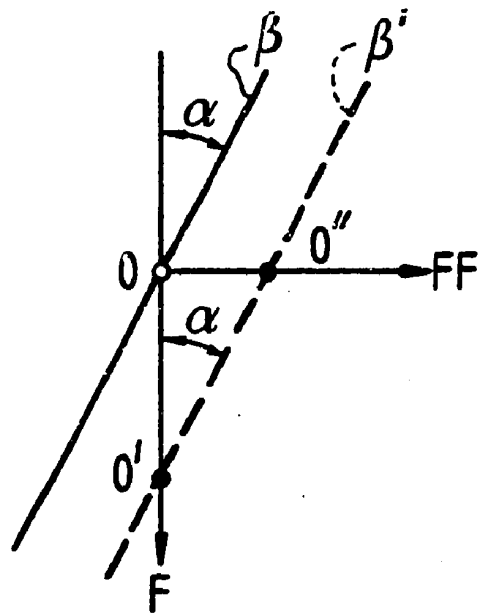
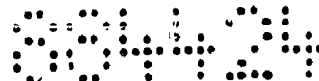


FIG.20

Bruxelles, le 23 juillet 1980

P. P. Bugnion S.A.



MASSEY-FERGUSON SERVICES N. V.

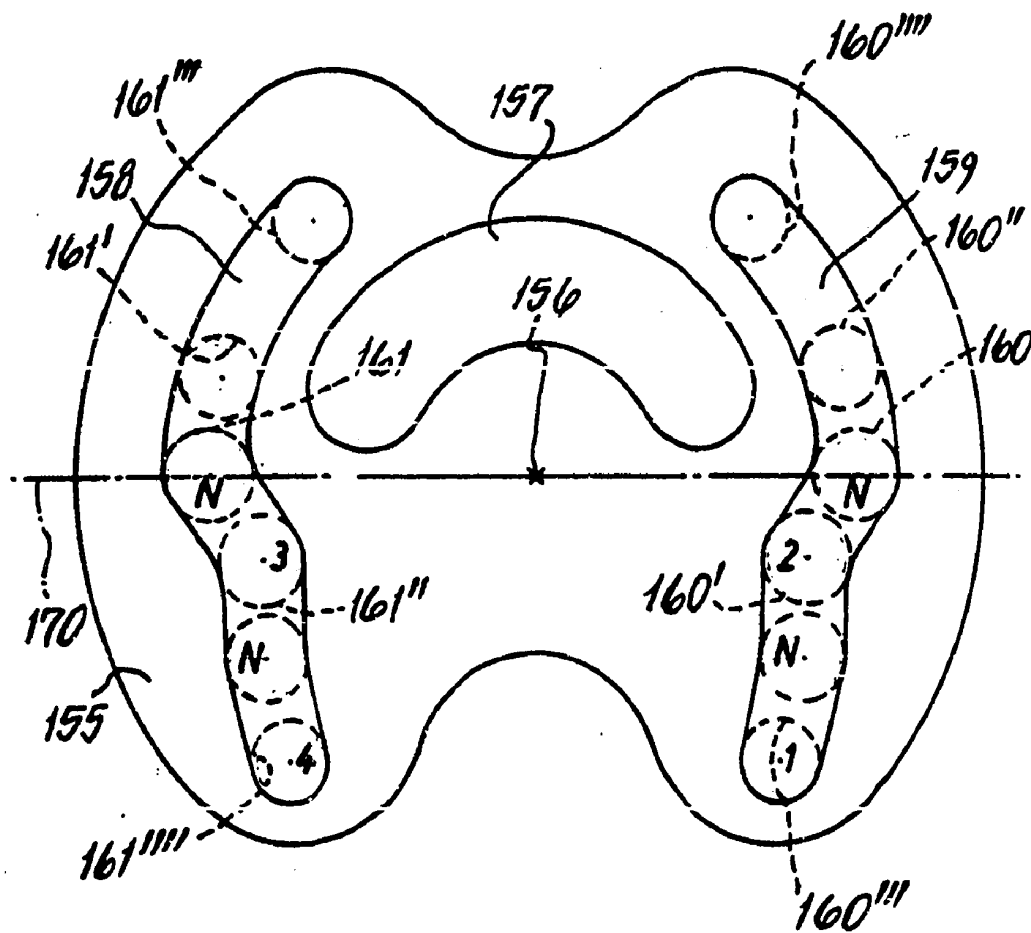


FIG. 22

Bruxelles, le 23 juillet 1980

P.P. MUGNION S.A.